

# **UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE CUENCA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA LA MEDICIÓN  
DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN LOS LABORATORIOS DE  
INSTRUMENTACIÓN DE LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE  
CUENCA”**

**Tesis previa a la obtención del  
Título de Ingeniero Mecánico**

**Autores:**

**José Armando Jara Jimbo  
jjarareneu@hotmail.com**

**Juan Gabriel Sinchi Vivar  
gabrysv87@gmail.com**

**Director:**

**Ing. René Vinicio Sánchez. M.sC  
renevinicio@gmail.co**

**Tomo I**

**Cuenca, Septiembre 2012**

## **AGRADECIMIENTO**

A mis padres por haberme apoyado a lo largo de mi carrera universitaria, y a las personas más allegas que de alguna manera aportaron para mi formación personal.

Gabriel Sinchi.

## **AGRADECIMIENTO**

A mis padres por el apoyo incondicional en el proceso académico y personal, a una persona especial por la paciencia, el apoyo y corazón que puso en este proceso haciéndose parte de mi vida, a las personas que me supieron ayudar, estando siempre pendiente de mi trabajo.

José Jara.

## **DEDICATORIA**

A nuestras familias.

## **DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y DERECHOS DE AUTOR**

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana. En tal virtud los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son exclusiva responsabilidad del autor.

A través de la presente declaración cedemos los derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normativa Institucional Vigentes.



Jara Jimbo José Armando



Sinchi Vivar Juan Gabriel

## CERTIFICADO

Que el presente proyecto de tesis “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA LA MEDICIÓN DE VIBRACIONES MECÁNICAS EN LOS LABORATORIOS DE INSTRUMENTACIÓN DE LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE CUENCA”, realizado por los estudiantes Jara Jimbo Jose Armando y Sinchi Vivar Juan Gabriel, fue dirigido por mi persona.

A handwritten signature in black ink, consisting of several loops and a long horizontal stroke at the end, positioned above a solid horizontal line.

Ing. René Vinicio Sánchez. M.sC

## INDICE.

### 1. ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN EL CAMPO DE LA INGENIERÍA MECÁNICA.

1.1	Vibraciones en máquinas.....	2
1.1.1	Relación fuerzas-vibraciones.....	2
1.2	Caracterización de las vibraciones en maquinarias.....	6
1.2.1	Vibración armónica.....	7
1.2.2	Vibración periódica.....	9
1.2.3	Vibración aleatoria.....	9
1.3	Sistema masa – soportes.....	10
1.3.1	Sistema masa soportes ante la acción de una fuerza de carácter armónico.....	13
1.4	Origen de las frecuencias de las vibraciones en maquinarias.....	16
1.4.1	Frecuencias generadas.....	16
1.4.2	Frecuencias excitadas.....	16
1.4.3	Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos.....	17
1.5	Influencia de las vibraciones externas.....	17
1.6	Transmisión de vibraciones desde la máquina hacia sus soportes.....	18
1.7	Desplazamiento, velocidad y aceleración de la vibración.....	19
1.8	Dominio del tiempo y de la frecuencia.....	22
1.8.1	Análisis en el dominio del tiempo.....	23
1.8.2	Análisis en el dominio de la frecuencia.....	24
1.8.3	Análisis de la banda de octavas y de un tercio de octavas.....	35

## **2. DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE CONTROL Y MEDICIÓN DE VIBRACIONES.**

<b>2.1</b>	<b>Unidades de Medición.....</b>	<b>42</b>
<b>2.2</b>	<b>Normas a considerar para una Medición.....</b>	<b>43</b>
2.2.1	Normas sobre la instrumentación y sistemas de medidas.....	45
2.2.2	Normas y guías sobre la severidad de las vibraciones.....	45
<b>2.3</b>	<b>Elementos Funcionales de un sistema de medición.....</b>	<b>50</b>
2.3.1	El Acelerómetro.....	51
2.3.2	El preamplificador integrador.....	56
2.3.3	Filtros.....	56
2.3.4	El vibrómetro.....	58
2.3.5	Analizador de vibraciones.....	59
<b>2.4</b>	<b>Toma y Análisis de Datos.....</b>	<b>60</b>
2.4.1	Pasos para la Adquisición de Datos.....	60
2.4.2	Análisis de la Información.....	62
<b>2.5</b>	<b>Diagnóstico de problemas en el sistema y cálculo de frecuencias de fallo.....</b>	<b>74</b>
2.5.1	Desbalance.....	75
2.5.2	Desalineación.....	81
2.5.3	Excentricidad.....	84
2.5.4	Fallas en engranajes.....	84
2.5.5	Fallas en bandas.....	93
2.5.6	Fallas en rodamientos.....	96
2.5.7	Ejemplo de determinación de frecuencias de fallo en un sistema.....	100

### **3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA LA MEDICIÓN DE VIBRACIONES MECÁNICAS.**

<b>3.1</b>	<b>Introducción.....</b>	<b>104</b>
3.1.1	Importancia del diseño conceptual.....	104
3.1.2	Identificación de las diferentes funciones de la máquina.....	104
3.1.3	Línea de conceptos primarios para funcionamiento de la máquina.....	106
3.1.4	Línea de conceptos secundarios.....	106
3.1.5	Representación de línea de conceptos primarios:.....	109
<b>3.2</b>	<b>Propuestas de diseño.....</b>	<b>113</b>
3.2.1	Propuestas de diseño.....	113
<b>3.3</b>	<b>Diseño mecánico:.....</b>	<b>116</b>
3.3.1	Diseño de una caja de elementos dentados.....	116
3.3.2	Diseño eje para prueba de balanceo.....	159
3.3.3	Calculo de Bandas.....	172
3.3.4	Cálculo de Cadena.....	176
<b>3.4</b>	<b>Diseño del sistema neumático.....</b>	<b>183</b>
<b>3.5</b>	<b>Diseño del sistema Eléctrico.....</b>	<b>185</b>
<b>3.6</b>	<b>Costos.....</b>	<b>187</b>

<b>4. MANUAL DE OPERACIÓN DEL BANCO DE VIBRACIONES.....</b>	<b>189</b>
4.1 Introducción.....	189
4.2 Características Generales.....	189
4.3 Características Específicas.....	192
4.4 Montaje del Banco.....	193
4.5 Problemas en rodamientos.....	196
4.6 Problemas de transmisión elástica.....	199
4.7 Simulación de Fisura en Ejes.....	200
4.8 Simulación de desbalance de una masa.....	202
4.9 Simulación de desalineación del motor.....	203
4.10 Transmisión por medio de engranajes rectos.....	204
4.11 Simulación de Carga Axial/Radial a un eje de transmisión.....	206
4.12 Plan de Mantenimiento.....	208
4.12.1 Desarrollo.....	208
4.12.2 Productos utilizados/frecuencias/gamas.....	209
4.12.3 Procedimiento de Practicas.....	210
4.12.4 Procedimiento de Practicas.....	210
4.12.5 Decodificación Actual.....	213
4.12.6 Selección de Lubricante para el Reductor.....	215
4.13 Planteamiento de Prácticas.....	TOMO II
<b>ANEXOS.....</b>	<b>219</b>

## INDICE DE FIGURAS.

Figura 1. 1 Ejemplo de la relación fuerzas – vibraciones. ....	3
Figura 1. 2. a) Distribución de fuerzas-b) Relación fuerzas – desplazamiento .....	4
Figura 1. 3. Representación temporal y espectral de las vibraciones debidas al desbalance. ....	5
Figura 1. 4. Formas de observación de las vibraciones .....	6
Figura 1. 5. Vibración armónica.....	9
Figura 1. 6. Representación de la vibración periódica.....	9
Figura 1. 7. Representación de la vibración Aleatoria.....	10
Figura 1.8 Sistema maquina– soportes (masa- resorte – amortiguador).....	10
Figura 1. 9. Sistema maquina - soportes.....	11
Figura 1. 10. Sistema masa – resorte bajo excitación armónica .....	14
Figura 1. 11. Resonancia Mecánica modificada por cierta cantidad de amortiguamiento .....	15
Figura 1. 12. Presencia de una masa desbalanceada en el sistema máquina -soportes. ....	16
Figura 1. 13. Respuesta de un sistema masa - soportes ante los efectos de un desbalance rotatorio. ....	17
Figura 1. 14. Vibraciones Externas. ....	18

<b>Figura 1. 15. Transmisión de vibraciones hacia la base. ....</b>	<b>18</b>
<b>Figura 1. 16. Curva de desplazamiento. ....</b>	<b>21</b>
<b>Figura 1. 17. Curva Velocidad.....</b>	<b>21</b>
<b>Figura 1. 18. Curva Aceleración.....</b>	<b>21</b>
<b>Figura 1.19. Registro primitivo de las vibraciones en un sistema máquina – soportes. ....</b>	<b>22</b>
<b>Figura 1. 20. Parámetros característicos.....</b>	<b>23</b>
<b>Figura 1. 21. Dominio de Tiempo vs Dominio frecuencia .....</b>	<b>24</b>
<b>Figura 1. 22. Dominio de la Frecuencia .....</b>	<b>25</b>
<b>Figura 1. 23. Dominio de la Frecuencia .....</b>	<b>26</b>
<b>Figura 1. 24. Espectros de Señales Deterministas .....</b>	<b>28</b>
<b>Figura 1. 25. Espectro de una onda senoidal .....</b>	<b>29</b>
<b>Figura 1. 26. Espectro de una señal Periódica .....</b>	<b>30</b>
<b>Figura 1. 27. Espectro de una señal Periódica .....</b>	<b>30</b>
<b>Figura 1. 28. Espectro de un tren de Pulsos .....</b>	<b>31</b>
<b>Figura 1. 29. Espectro de una Onda Senoidal Modulada en Frecuencia.....</b>	<b>32</b>
<b>Figura 1. 30. Espectro de una forma de Onda Modulada en Amplitud .....</b>	<b>33</b>
<b>Figura 1. 31. Espectro de una Señal de Pulsos.....</b>	<b>33</b>

<b>Figura 1. 32. El Espectro de un señal de pulsación .....</b>	<b>34</b>
<b>Figura 1. 33. Modulación de amplitud vs pulsaciones .....</b>	<b>34</b>
<b>Figura 1. 34. Espectro, Bandas de Octavas .....</b>	<b>35</b>
<b>Figura 1. 35. Escala Lineal de Amplitud .....</b>	<b>37</b>
<b>Figura 1. 36. Escala de Amplitud Logarítmica .....</b>	<b>37</b>
<b>Figura 1. 37. Escala de Amplitud en Decibel.....</b>	<b>38</b>
<b>Figura 2. 1 Diagrama para obtener Espectros de Vibración .....</b>	<b>51</b>
<b>Figura 2. 2 Acelerómetro .....</b>	<b>52</b>
<b>Figura 2. 3 Acelerómetro .....</b>	<b>53</b>
<b>Figura 2. 4. Respuesta de Frecuencias del Acelerómetro .....</b>	<b>54</b>
<b>Figura 2. 5. Funciones del preamplificador.....</b>	<b>56</b>
<b>Figura 2. 6. Filtros pasa - bajo y pasa - alto .....</b>	<b>57</b>
<b>Figura 2. 7. Ancho de banda .....</b>	<b>58</b>
<b>Figura 2. 8. Vibrómetro .....</b>	<b>59</b>
<b>Figura 2. 9. Ubicación de puntos de medición .....</b>	<b>61</b>
<b>Figura 2. 10. Sentidos de medición .....</b>	<b>61</b>
<b>Figura 2. 11. Ventilador.....</b>	<b>63</b>

<b>Figura 2. 12. Visualización del movimiento de ventilador .....</b>	<b>64</b>
<b>Figura 2. 13. Forma de Onda.....</b>	<b>64</b>
<b>Figura 2. 14. Señal real.....</b>	<b>65</b>
<b>Figura 2. 15. Visualización de Señales .....</b>	<b>65</b>
<b>Figura 2. 16. Análisis en Domino d el Frecuencia .....</b>	<b>66</b>
<b>Figura 2. 17. Señal del ventilador al doble de velocidad .....</b>	<b>66</b>
<b>Figura 2. 18 Visualización de contacto externo en Ventilador .....</b>	<b>67</b>
<b>Figura 2. 19. Visualización de contacto externo en Ventilador .....</b>	<b>67</b>
<b>Figura 2. 20 Proceso de Establecer un Espectro .....</b>	<b>68</b>
<b>Figura 2. 21. Representación de la Onda en Espectros .....</b>	<b>68</b>
<b>Figura 2. 22. Espectro visualizado en Frecuencia .....</b>	<b>69</b>
<b>Figura 2. 23. Espectro visualizado en órdenes.....</b>	<b>69</b>
<b>Figura 2. 24 Visualización de Onda y Espectro.....</b>	<b>70</b>
<b>Figura 2. 25. Visualización de Espectro a 1X o referencia .....</b>	<b>71</b>
<b>Figura 2. 26 Ventilador del motor.....</b>	<b>71</b>
<b>Figura 2. 27 Frecuencia de Referencia y Ventilador .....</b>	<b>71</b>
<b>Figura 2. 28. Motor y compresor.....</b>	<b>72</b>

---

Figura 2. 29. Máquina.....	72
Figura 2. 30. Frecuencia de Referencia y Palas de compresor.....	73
Figura 2. 31. Frecuencia de Referencia, Ventilador y Palas de compresor .....	73
Figura 2. 32 <i>Tipos de desbalances. a) Estático. b) Par. d) Dinámico</i> .....	77
Figura 2. 33. Desbalance estático.....	77
Figura 2. 34 Desbalance Dinámico .....	79
Figura 2. 35. Desbalance de par de fuerzas .....	80
Figura 2. 36. Desalineación Angular .....	81
Figura 2. 37. Desalineación Paralela .....	82
Figura 2. 38. Rotor-excéntrico .....	84
Figura 2. 39. Fallas en engranajes en estado normal .....	84
Figura 2. 40. Representación de espectro de un engrane.....	86
Figura 2. 41. Sobrecarga en engranaje .....	86
Figura 2. 42. Excentricidad y/o Backlash .....	87
Figura 2. 43. Engrane desalineado. ....	88
Figura 2. 44. Problemas de hunting. ....	89
Figura 2. 45. Reductor .....	89

Figura 2. 46. Visualización de frecuencias .....	90
Figura 2. 47. Designación de frecuencias en máquina. ....	90
Figura 2. 48. Reductores.....	91
Figura 2. 49. Visualización de espectro .....	92
Figura 2. 50 Reductor .....	92
Figura 2. 51 Distención .....	93
Figura 2. 52 Desalineación en poleas .....	94
Figura 2. 53 Excentricidad de poleas .....	94
Figura 2. 54. Resonancia banda .....	95
Figura 2. 55 Poleas .....	95
Figura 2. 56 Falla en pista interna .....	96
Figura 2. 57 Falla en pista externa.....	97
Figura 2. 58 Falla en elementos rodantes .....	98
Figura 2. 59. Deterioro de jaula.....	98
Figura 2. 60. Designación en rodamientos. ....	99
Figura 2. 61. Designación de elementos en la máquina .....	100
Figura 2. 62. Frecuencias en cada elemento con respecto a la frecuencia de referencia ....	102

Figura 2. 63. Frecuencias en la máquina .....	102
Figura 3. 1 Representación de primera línea de conceptos primarios .....	109
Figura 3. 2. Representación de segunda línea de conceptos secundarios.....	110
Figura 3. 3. Banco de Vibraciones .....	113
Figura 3. 4. Esquema reductor .....	118
Figura 3. 5 Esquema reductor .....	128
Figura 3. 6. Esquema de reductor .....	131
Figura 3. 7. Esquema de Reductor. ....	141
Figura 3. 8. Disposición de Piñón. ....	143
Figura 3. 9. Diagrama de Cuerpo Libre. ....	144
Figura 3. 10. Diagrama Cortante Máxima. ....	145
Figura 3. 11. Diagrama Momento Máximo. ....	145
Figura 3. 12. Diámetro del Eje y su gradiente.....	149
Figura 3. 13. Disposición de Rueda. ....	149
Figura 3. 14. Diagrama de Cuerpo Libre. ....	150
Figura 3. 15. Diagrama Cortante Máxima. ....	151
Figura 3. 16. Diagrama Momento Máximo. ....	151

Figura 3. 17. Diámetro del Eje y su gradiente. ....	154
Figura 3. 18. Disposición de Rodamientos. ....	154
Figura 3. 19. Disposición de Eje. ....	156
Figura 3. 20. Disposición de Rodamientos. ....	157
Figura 3. 21. Disposición de Eje. ....	158
Figura 3. 22. Disposición de Masa Volante para Balan ceo. ....	159
Figura 3. 23 Diagram a de Cuerpo Libre. ....	159
Figura 3. 24. Diagram a Momentos.....	160
Figura 3. 25. Diagram a Momentos.....	161
Figura 3. 26. Diagram a Cortante. ....	162
Figura 3. 27. Diagram a Momentos.....	162
Figura 3. 28. Disposición de Masa Volante para Balan ceo. ....	165
Figura 3. 29 Diagram a de Cuerpo Libre. ....	165
Figura 3. 30. Diagram a Tres Momentos.....	166
Figura 3. 31. Diagram a Momentos.....	167
Figura 3. 32. Diagram a Cortantes.....	167
Figura 3. 33. Diagram a Momentos.....	168

<b>Figura 3. 34. Sistema neumático. ....</b>	<b>182</b>
<b>Figura 3. 35. Diseño de Mando. ....</b>	<b>184</b>
<b>Figura 3. 36. Diseño de Fuerza. ....</b>	<b>185</b>
<b>Figura 4. 1. Partes del banco. ....</b>	<b>191</b>
<b>Figura 4. 2. Partes del Banco de fuerza. ....</b>	<b>191</b>
<b>Figura 4. 3 Montaje Chumaceras-Bases. ....</b>	<b>194</b>
<b>Figura 4. 4 Montaje de acoples. ....</b>	<b>194</b>
<b>Figura 4. 5 Ajuste en tapas (Fijo). ....</b>	<b>196</b>
<b>Figura 4. 6 Ajuste de Engranés (Móvil). ....</b>	<b>196</b>
<b>Figura 4. 7 Ajuste en discos de balanceo. ....</b>	<b>197</b>
<b>Figura 4. 8 Elementos en simulación en rodamientos. ....</b>	<b>197</b>
<b>Figura 4. 9 Falla pista externa. ....</b>	<b>198</b>
<b>Figura 4. 10 Falla pista interna. ....</b>	<b>198</b>
<b>Figura 4. 11 Falla elementos rodantes. ....</b>	<b>198</b>
<b>Figura 4. 12 Montaje con freno. ....</b>	<b>199</b>
<b>Figura 4. 13. Elementos para transmisión elástica. ....</b>	<b>200</b>
<b>Figura 4. 14. Montaje transmisión elástica. ....</b>	<b>201</b>

Figura 4. 15 Elementos de fisura en Ejes. ....	202
Figura 4. 16 Elementos de Fisura en Ejes. ....	202
Figura 4. 17 Característica Normal. ....	203
Figura 4. 18 Eje Sin un Elemento.....	203
Figura 4. 19 Eje sin dos elementos. ....	203
Figura 4. 20 .....	203
Figura 4. 21 Elementos para Balanceo .....	204
Figura 4. 22 Elementos para Balanceo .....	204
Figura 4. 23 Disposición para la Práctica.....	205
Figura 4. 24 Elementos para la desalineación.....	205
Figura 4. 25 Elementos para la desalineación.....	206
Figura 4. 26 Elementos para la desalineación.....	207
Figura 4. 27 Elementos para la desalineación.....	207
Figura 4. 28 Elementos para la desalineación.....	208
Figura 4. 29 Disposición de elementos para la práctica.....	209
Figura 4. 30 Elementos de la simulación. ....	209
Figura 4. 31. Elementos de la simulación. ....	210

<b>Figura 4. 32 Disposiciones para Simulaciones. ....</b>	<b>210</b>
<b>Figura 4. 33 Disposición para Simulaciones.....</b>	<b>211</b>
<b>Figura 4. 34 Disposición para simulaciones. ....</b>	<b>211</b>
<b>Figura 4. 35. Localización de Laboratorio. ....</b>	<b>212</b>
<b>Figura 4. 36 Motor 1.5hp .....</b>	<b>215</b>
<b>Figura 4. 37 Motor 2 hp .....</b>	<b>215</b>
<b>Figura 4. 38 Kit alineación .....</b>	<b>215</b>
<b>Figura 4. 39 Kit Rodamientos .....</b>	<b>215</b>
<b>Figura 4. 40 Kit Balanceo .....</b>	<b>215</b>
<b>Figura 4. 41 Kit fisura.....</b>	<b>216</b>
<b>Figura 4. 42 Kit transmisión .....</b>	<b>216</b>
<b>Figura 4. 43 Kit Reductor.....</b>	<b>216</b>
<b>Figura 4. 44 Kit carga .....</b>	<b>216</b>
<b>Figura 4. 45 Kit frenado .....</b>	<b>216</b>
<b>Figura 4. 46 Lubricación .....</b>	<b>220</b>

# CAPÍTULO 1

### 1. ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN EL CAMPO DE LA INGENIERÍA MECÁNICA

El presente capítulo está basado en los siguientes libros:

- **PALOMINO MARIN Evelio** "*Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias*", 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría, Habana -Cuba ,2007. ISBN 959-261-043-6
- **WHITE Glen.** "*Introducción al Análisis de Vibraciones*"; EditorialAzima DLI; Massachusetts -USA, 2010
- Considerar que para una mejor comprensión de este capítulo se recomienda revisar todo lo que comprende a las Transformadas de Fourier

#### 1.1 Vibraciones en máquinas

El análisis de vibraciones es un parámetro importante, el cual sirve como indicador de la condición mecánica de una maquinaria y a su vez se utiliza como una herramienta de predicción para la localización de un defecto, que por lo general cuando suceden fallas, estas son precedidas con anticipación, con un cambio de vibración en las mismas.

Las vibraciones permiten determinar la vida útil de una maquinaria, y se presenta de dos maneras:

- Un bajo nivel de vibraciones se toma como largo periodo de vida.
- Alto nivel de vibraciones, la máquina cuenta con algún tipo falla.

##### 1.1.1 Relación fuerzas-vibraciones

La forma más simple de explicar el origen de las vibraciones es mediante un análisis dinámico a un cuerpo y posteriormente obtener una relación Fuerza-Vibración.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

En la figura 1.1, se asume una unidad conducida de cierta máquina y una excelente alineación entre la unidad conducida y conductora a través del acoplamiento y los apoyos, los cuales sujetan al eje *ABCD*, y la única condición es el desbalance existente en el rotor *D* el cual cuenta con su fuerza dinámica.

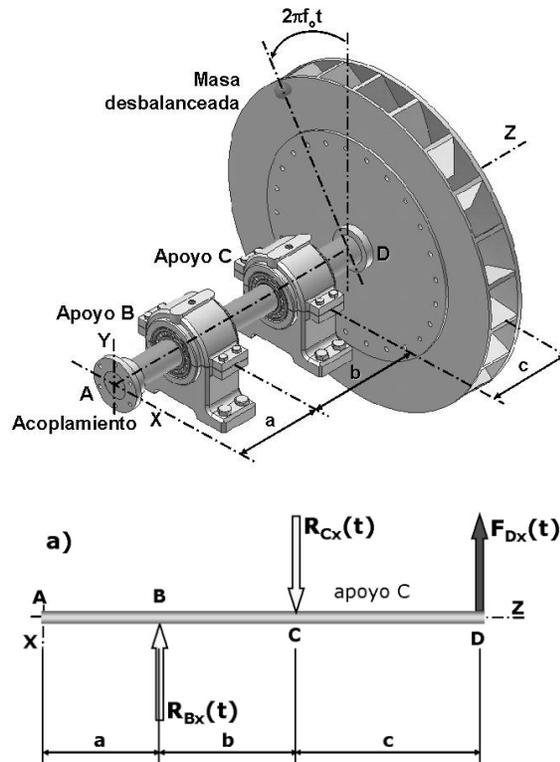


Figura 1. 1 Ejemplo de la relación fuerzas – vibraciones.

FUENTE: PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEDición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; Pg 13

Las reacciones generadas por el desbalance, debido a la rotación del elemento con frecuencia  $f_0$ , figura 1.2a, se determinan de la siguiente manera:

$$R_{BX}(t) = F_d \left( \frac{c}{b} \right) \text{sen}(2\pi f_0 t); R_{CX}(t) = F_d \left( 1 + \frac{c}{b} \right) \text{sen}(2\pi f_0 t)$$

Ecuación 1. 1. Determinación de reacciones.<sup>1</sup>

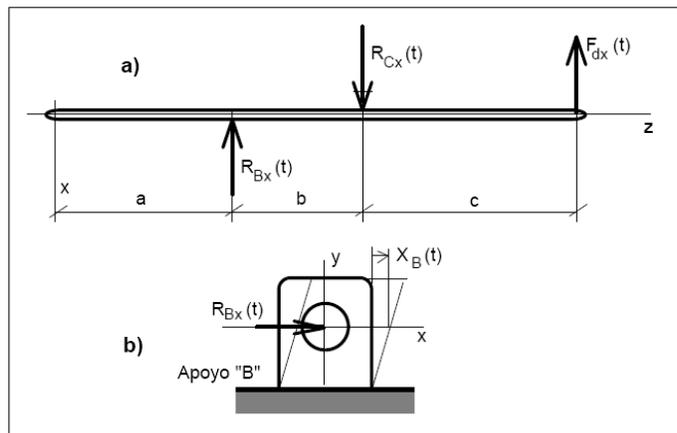
<sup>1</sup>PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de Medicion y Analisis de Vibraciones de Maquinas Rotatorias", 5Ta. Edicion Digital; Editorial Politecnico Jose Antonio Echeverria, Habana -Cuba, 2007. ISBN 959-261-043-6, p.13.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

En la figura 1.2b, al analizar el apoyo  $B$ , por la fuerza dinámica se representa la componente horizontal (eje  $x$ ), la cual produce un desplazamiento  $x_B(t)$ , que dependerá de la magnitud de la fuerza y de la rigidez del apoyo en la dirección horizontal  $K_{Bx}$ :

$$x_B(t) = \frac{1}{k_{Bx}} R_{Bx}(t)$$

**Ecuación 1. 2. Determinación de Desplazamiento.<sup>2</sup>**



**Figura 1. 2. a) Distribución de fuerzas**

**b) Relación fuerzas – desplazamiento**

**FUENTE: PALOMINO MARIN Evelio.** "Elementos de MEDición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p. 14.

Entonces, para ambos apoyos, se tiene los siguientes desplazamientos:

$$X_B(t) = \frac{F_d}{k_{BX}} \left(\frac{c}{b}\right) \text{sen}(2\pi f_o t); \quad X_c(t) = \frac{F_d}{k_{BX}} \left(1 + \frac{c}{b}\right) \text{sen}(2\pi f_o t)$$

**Ecuación 1. 3. Determinación de desplazamientos de Vibraciones.<sup>3</sup>**

<sup>2</sup>PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit. p. 14.

<sup>3</sup>Idem., p.14.

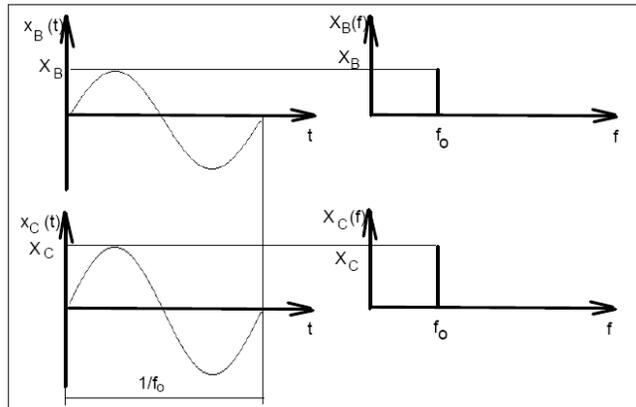
## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

Observe que en la figura 1.3, se representa gráficamente el desplazamiento dinámico en ambos apoyos, con amplitudes  $X_B$  y  $X_C$  y tiene lugar en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia, en el dominio de tiempo se rige por una función senoidal cuya frecuencia es  $f_0$ , y se obtiene las siguientes expresiones:

$$x_B = \frac{Fd}{k_{Bx}} \left( \frac{c}{b} \right); x_C = \frac{Fd}{k_{Cx}} \left( 1 + \frac{c}{b} \right);$$

**Ecuación 1. 4. Amplitudes en los apoyos.**<sup>4</sup>

En el dominio de la frecuencia, se visualizan los espectros con sus amplitudes y frecuencias de una señal dinámica de frecuencia  $f_0$ .



**Figura 1. 3.** Representación temporal y espectral de las vibraciones debidas al desbalance.

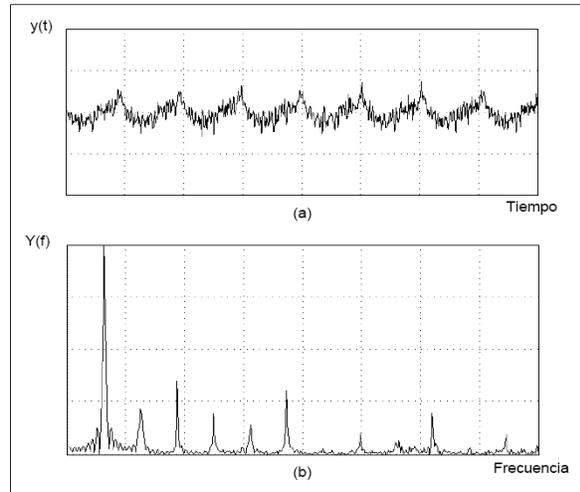
**FUENTE:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEdicación y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6, p. 15

Recordar que para la explicación del ejemplo, se ha simplificado muchas condiciones, ya que en realidad el desbalance no es el único problema que afecta el estado mecánico de una maquinaria. Por lo que generalmente las vibraciones se mostrarán en el dominio de tiempo como en la figura 1.4a, mientras que en el dominio de la frecuencia, figura 1.4b, se encuentran las frecuencias que contengan los registros de vibraciones.

<sup>4</sup>PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit.,p.15.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

Como resultado, la figura 1.4a, que es el dominio del tiempo se empleada en la etapa de detección dentro de un programa de Mantenimiento Predictivo y la figura 1.4b, que es el espectro se empleada para la etapa de identificación, para de esta forma determinar el momento oportuno y corregir de manera eficaz una posible avería.



**Figura 1. 4. Formas de observación de las vibraciones**

**FUENTE: PALOMINO MARIN Evelio.** "Elementos de MEdición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital;Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p.16

### 1.2 Caracterización de las vibraciones en maquinarias

Hoy en día la mayor parte de industria utiliza el sistema de análisis de vibraciones con el fin de establecer cuál es el estado de las máquinas y en particular de sus elementos más críticos y de esta manera poder prevenir fallas.

Para establecer las características de las vibraciones, se inicia explicando que es la vibración, la cual se expresa como una oscilación perceptible y medible en la superficie de una máquina.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

“Vibración es toda variación en el tiempo, de una magnitud que describe el movimiento o la posición de un sistema mecánico, cuando esta magnitud es alternativamente mayor o menor que cierto valor promedio o de referencia.”<sup>5</sup>

“Vibración Lineal es una vibración en la cual la trayectoria vibratoria de un punto tiene lugar según una línea recta.”<sup>6</sup>

Esas vibraciones y esfuerzos son transmitidos por rodamientos, cojinetes o cualquier elemento sujeto que conforme una de ellas.

Al momento de analizar las vibraciones, se cuantificaran las frecuencias y amplitudes por medio de un dispositivo que convierten las señales en un producto medible. Con esto la frecuencia describirá el problema en la máquina y la amplitud dirá cuan severo es el problema.

Las vibraciones son de tres tipos:

- Vibración armónica.
- Vibración periódica.
- Vibración aleatoria.

### 1.2.1 Vibración armónica

Caracterizada por una onda sinusoidal, es la forma más simple de la vibración, que se genera por la presencia de un posible problema. Una vibración se denomina armónica por la siguiente relación:

$$y(t) = Y \cdot \text{sen}(\omega t + \varphi)$$

**Ecuación 1. 5. Vibración armónica.**<sup>7</sup>

---

<sup>5</sup>Norma 2041: 1990 ISO, *Vibraciones y choques. Vocabulario.*

<sup>6</sup>Idem.

<sup>7</sup>PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit., p.17.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

Donde:

$\varphi$ : es el ángulo de fase de la vibración.

$\omega$ : Velocidad angular.

$t$ : Tiempo.

$Y$ : Amplitud.

Si la velocidad angular es constante  $\omega$ :

$$\omega = \frac{2\pi}{T}$$

**Ecuación 1. 6. Velocidad angular.**<sup>8</sup>

A su vez la frecuencia de oscilación  $f$  expresada en [Hz]:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T}$$

**Ecuación 1. 7 Frecuencia.**<sup>9</sup>

La frecuencia es la magnitud que mide el número de repeticiones que tiene un fenómeno o suceso periódico en el tiempo.

Sustituyendo  $\omega$  en la Ecuación 1.5, se obtiene el modelo matemático:

$$y(t) = Y \text{sen}(\omega t + \varphi) = Y \text{sen}(2\pi f t + \varphi)$$

**Ecuación 1. 8. Vibración Armónica.**<sup>10</sup>

---

<sup>8</sup> PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit.,p.17.

<sup>9</sup>Idem., p.17.

<sup>10</sup>Idem., p.17.

# Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

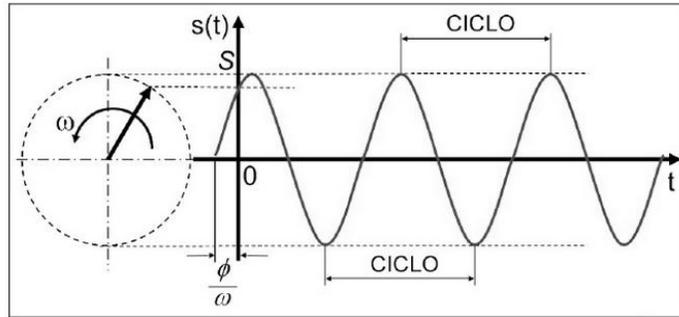


Figura 1. 5.Vibración armónica.

FUENTE: PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEdición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital;Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p.18

## 1.2.2 Vibración periódica

Una vibración periódica es aquella que se repite después de un intervalo de tiempo conocido como periodo de la vibración y se representa como  $T$ , está caracterizada por su periodo de tiempo muy bien definido.

En la figura 1.5, se presenta un ejemplo de un problema en una transmisión dentada y puede producir una vibración periódica.

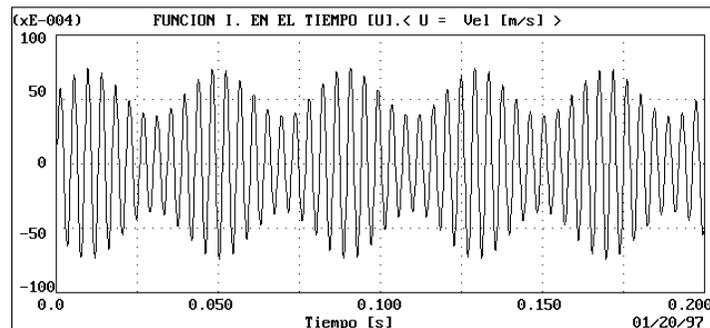


Figura 1. 6.Representación de la vibración periódica

FUENTE: PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEdición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital;Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6, p19

## 1.2.3 Vibración aleatoria

En una vibración Aleatoria el espectro está constituido por infinitas señales armónicas, cada una con su respectiva amplitud, frecuencia y fase.

# Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

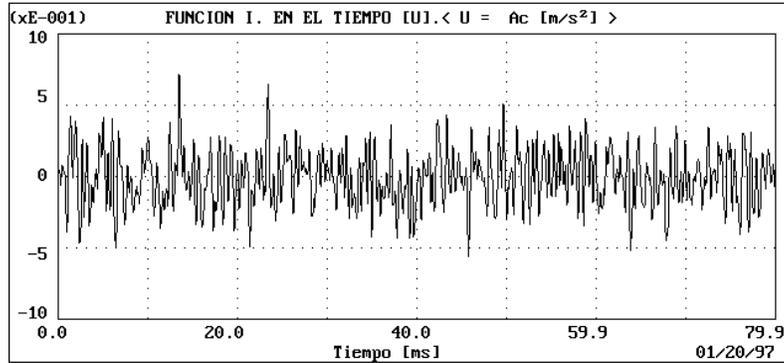


Figura 1. 7. Representación de la vibración Aleatoria.

FUENTE: PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEdicación y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6, p. 19.

## 1.3 Sistema masa – soportes

En un sistema mecánico para realizar su estudio, necesariamente debe constar de un elemento el cual pueda deformarse y posteriormente recuperar su estado inicial al momento de aplicar una fuerza. Cualquier parte de un sistema que cumpla con esta condición será tomado para su estudio como un resorte.

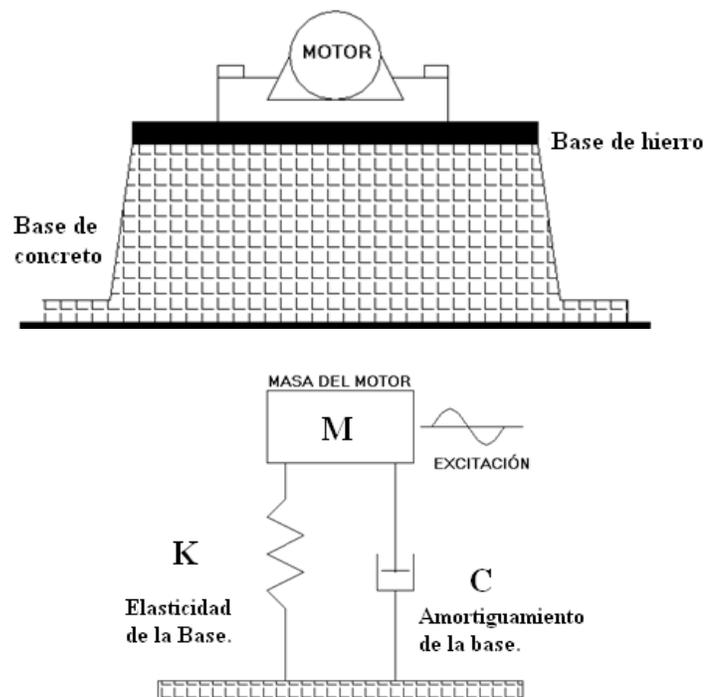


Figura 1.8 Sistema maquina– soportes (masa- resorte – amortiguador).

Fuente: Realizado por Autores

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

Ahora,  $k$  es la constante elástica (rigidez), es la fuerza que se necesita para deformar la unidad de longitud [fuerza/longitud], figura 1.9. De esta manera al hormigón se lo trata como resorte para un análisis dinámico para estos sistemas.

Cuando sucede un fenómeno vibratorio debido a un impulso inicial, no es constante a lo largo del tiempo, debido a que la energía que la genera no lo es, por lo que se disipa en mayor o menor grado.

Para este el análisis solo se considera el amortiguamiento viscoso, en la que la fuerza amortiguadora es proporcional a la velocidad del movimiento en una magnitud  $c$ , que es el coeficiente de amortiguamiento y se expresa [fuerza - tiempo/longitud].

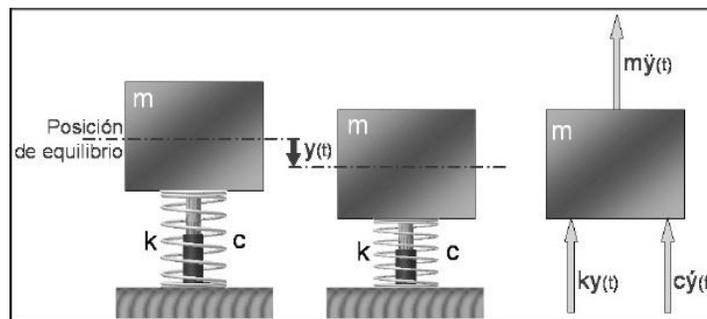


Figura 1. 9. Sistema maquina - soportes.

**FUENTE:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEDición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007.; p. 20

El sistema masa-soportes, es análogo a un sistema masa - resorte -amortiguador, que consta de una masa  $m$ , un resorte  $k$  y un amortiguador  $c$ , figura 1.9, de naturaleza dinámica, y se caracteriza por su Frecuencia Natural.

### - Frecuencias naturales.

En los sistemas los amortiguadores absorben la energía, en cambio los resortes y las masas no.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

Cuando le aplicamos energía a un sistema, este vibrará a su frecuencia natural, dependiendo el nivel de vibraciones de la fuente y la absorción propia del sistema.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \rightarrow [Hz] \quad ; \quad f_n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \rightarrow [c.p.m.]$$

Ecuación 1. 9. Frecuencia Natural.<sup>11</sup>

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \rightarrow \left[ \frac{1}{s} \right]$$

Ecuación 1. 10. Frecuencia angular Natural<sup>12</sup>

"Todo sistema masa-soportes está caracterizado por una frecuencia que sólo depende de la masa y la rigidez de éste, denominada Frecuencia Natural"<sup>13</sup>

En las ecuaciones 1.9 y 1.10 al aumentar la masa, la frecuencia natural disminuye, mientras si la rigidez aumenta, la frecuencia natural también aumentará.

En el caso que las fuerzas disipadoras de energía son proporcionales a la velocidad de las vibraciones del sistema *masa - soportes*, sus parámetros se definen según:

$$C_c = 2\sqrt{km}$$

Ecuación 1. 11. Coeficiente de amortiguamiento crítico<sup>14</sup>

Donde:

$C_c$  = propiedad del sistema y no depende del amortiguamiento del mismo.

$$\zeta = \frac{C}{C_c}$$

Ecuación 1. 12. La Razón de amortiguamiento.<sup>15</sup>

<sup>11</sup>PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit., p.20.

<sup>12</sup>Idem., p.20.

<sup>13</sup>Idem., p.20.

<sup>14</sup>Idem., p.21.

<sup>15</sup>Idem., p.21.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

Donde:

$C$  = cociente entre el coeficiente de amortiguamiento.

$C_c$  = el coeficiente de amortiguamiento crítico.

La energía de vibración se distribuirá entre los grados de libertad que posea la máquina y dependerá de sus frecuencias naturales, frecuencia de la fuente de energía y de la amortiguación.

Un ejemplo, una fuente de vibración se da en el rotor de un motor eléctrico, debido al desbalanceo y será fácilmente medible la vibración en los rodamientos del motor. Mientras que con una frecuencia natural parecida a las RPM del rotor, los niveles de vibración serán altos.

### 1.3.1 Sistema masa soportes ante la acción de una fuerza de carácter armónico

La fuerza de carácter Armónico es la fuerza necesaria para mantener un sistema en vibración, aun existiendo amortiguamiento.

$$F(t) = F \operatorname{sen}(2\pi f t).$$

**Ecuación 1. 13. Acción de una fuerza armónica.<sup>16</sup>**

Donde:

$F$  = es la amplitud de la fuerza.

$f$  = frecuencia de la variación en el tiempo de la fuerza.

En la figura 1.10 existe una fuerza excitadora que es producida por la máquina en sí o por agentes externos.

---

<sup>16</sup>PALOMINO MARIN Evelio. Op. Cit., p. 21.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

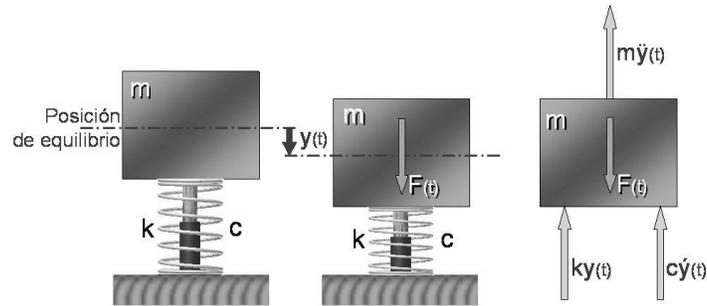


Figura 1. 10. Sistema masa – resorte bajo excitación armónica

FUENTE: PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p.22.

### - Resonancia

“Es un fenómeno que se produce cuando un cuerpo es capaz de vibrar y el mismo es sometido a la acción de una fuerza periódica, cuyo periodo de vibración coincide con el periodo de vibración característico de dicho cuerpo.”<sup>17</sup>

La resonancia produce un incremento en amplitud de vibración, aún en máquinas que estén en estado técnico óptimo, figura 1.11.

$$F_A = \frac{f_r}{f^2 - f_1}$$

Ecuación 1. 14. Factor de ampliación.<sup>18</sup>

Donde:

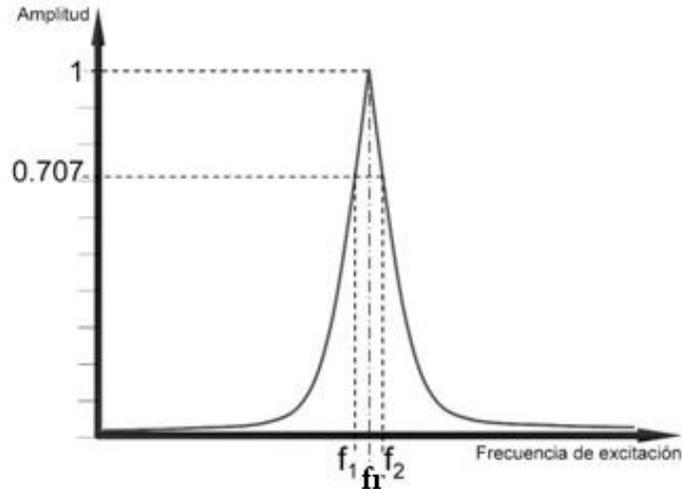
$F_A$  = factor de ampliación.

$f_r$  = frecuencia de resonancia.

<sup>17</sup> [http://www.ecured.cu/index.php/Resonancia\\_mec%C3%A1nica](http://www.ecured.cu/index.php/Resonancia_mec%C3%A1nica).

<sup>18</sup> PALOMINO MARIN Evelio, Op. Cit., p.23.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica



**Figura 1. 11. Resonancia Mecánica modificada por cierta cantidad de amortiguamiento**

**FUENTE:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEDición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p. 23

“La Resonancia tendrá lugar si la frecuencia de la fuerza excitadora está contenida dentro de la denominada Banda de potencia media. Esta banda se define a 3 dB por debajo del pico correspondiente a la frecuencia de resonancia.”<sup>19</sup>

La resonancia se expresa según:

$$f_r = f_n \sqrt{1 - 2\zeta^2}$$

**Ecuación 1. 15. Ecuación de frecuencia de Resonancia<sup>20</sup>**

Donde:

$f_r$  =frecuencia de resonancia.

$f_n$ =la frecuencia natural.

$\zeta$  = razón de amortiguamiento critico.

<sup>19</sup>PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit., p.23.

<sup>20</sup>Idem., p.23.

## 1.4 Origen de las frecuencias de las vibraciones en maquinarias

### 1.4.1 Frecuencias generadas

Llamadas frecuencias forzadas o de diagnóstico, son aquellas que la máquina genera en su funcionamiento y se pueden dar por desbalances o la frecuencia de un engranaje.

### 1.4.2 Frecuencias excitadas

Estas frecuencias la componen todas las frecuencias de resonancia de los elementos de una máquina, como: la estructura y otros elementos no rotarios.

El desbalance es uno de los problemas que excita las frecuencias de resonancia ya que al sintonizar la frecuencia de operación de un rotor desbalanceado con la frecuencia natural se logra amplificar.

En la figura 1.12 la masa  $m_d$  gira respecto al eje de rotación, generando una fuerza de excitación de carácter armónico, con una velocidad angular constante  $\omega$ .

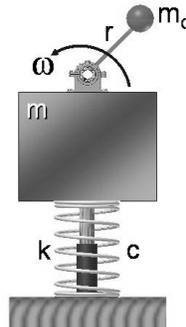


Figura 1. 12. Presencia de una masa desbalanceada en el sistema máquina -soportes.

**FUENTE:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEdición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p. 25

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

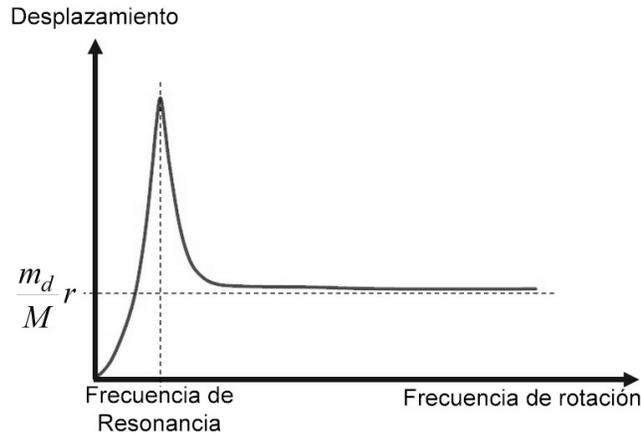


Figura 1. 13. Respuesta de un sistema masa - soportes ante los efectos de un desbalance rotatorio.

FUENTE: PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEdición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p. 26

La masa excéntrica produce una fuerza con velocidad angular  $\omega$  y amplitud  $m_d \omega^2 r$ . Por lo que se analiza el problema desde las frecuencias.

En la figura 1.13, a frecuencia cero, no existe amplitud del movimiento.

### 1.4.3 Frecuencias producidas por fenómenos electrónicos

*“En algunos casos, cuando se obtienen los espectros de las vibraciones en una máquina, se observan frecuencias falsas o fuera de su ubicación correcta. Dando lugar por ejemplo, en el caso de una vibración senoidal, que por errores en el ajuste de los atenuadores de entrada del instrumento de medición, éste la registre recortada, lo cual produce un espectro falso.”<sup>21</sup>*

### 1.5 Influencia de las vibraciones externas

Es importante controlar y analizar las vibraciones que llegan a una máquina debido a fuentes externas, fuerzas ajenas al funcionamiento de la misma. En la figura 1.14, una

<sup>21</sup>PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit., p. 23.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

fuerza excitadora  $F(t)$  actúa en la base del sistema, por lo que afectara en el movimiento del cuerpo y de su base, dicho efecto se da en el dominio de las frecuencias.

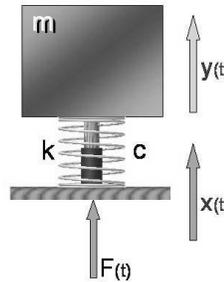


Figura 1. 14. Vibraciones Externas.

**FUENTE:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEDición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p. 27

### 1.6 Transmisión de vibraciones desde la máquina hacia sus soportes

El cuerpo de la máquina también es susceptible a ser excitado por fuerzas, y la transmisión de esta fuerza debe ser minimizada por los soportes, figura 1.15.

Su comportamiento se centra en el dominio de la frecuencia, la relación entre la amplitud  $Y$  (desplazamiento en el cuerpo de la máquina) y el desplazamiento del soporte de ésta  $X$ , es la misma que entre  $F_t$  (la fuerza transmitida) y  $F_g$  (la fuerza generada). Esta relación se denomina Transmisibilidad.

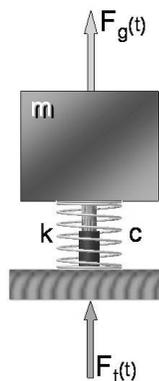


Figura 1. 15. Transmisión de vibraciones hacia la base.

**FUENTE:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEDición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. p.28

### 1.7 Desplazamiento, velocidad y aceleración de la vibración

Las vibraciones pueden ser observadas en el dominio del tiempo o frecuencia. Por tanto es necesario definir la magnitud física para la medición y describir la vibración, para ello se puede aplicar cualquiera de las siguientes magnitudes desplazamiento, velocidad y aceleración.

**Desplazamiento:** “es una cantidad vectorial que describe el cambio de posición de un cuerpo o partícula con respecto a un sistema de referencia”<sup>22</sup>, se mide en micras y se utiliza el valor pico a pico

**Velocidad:** “es un vector que especifica la derivada del desplazamiento en el tiempo,”<sup>23</sup> se mide en metros por segundo y se usa el valor pico o el valor RPC o RMS.

**Aceleración:** “es un vector que especifica la derivada de la velocidad en el tiempo”<sup>24</sup>, se mide generalmente en Gs. 1 **G** es la aceleración debida a la gravedad en la superficie de la tierra.

Cualquier señal de vibración tomada en la magnitud de desplazamiento puede ser convertida en una gráfica de velocidad por medio de la diferenciación.

La diferenciación se da con una multiplicación por la frecuencia.

La velocidad de la vibración a cualquier frecuencia es proporcional al desplazamiento multiplicado por la frecuencia.

La aceleración desde velocidad, se requiere otra diferenciación, lo que es multiplicación por la frecuencia.

---

<sup>22</sup> Norma 2041 ISO, Op. Cit.

<sup>23</sup> Idem.

<sup>24</sup> Idem.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

Lo que concluye que por cada desplazamiento dado, la aceleración es proporcional al cuadrado de la frecuencia.

Todo lo mencionado se visualiza en las figuras (1.16-1.17-1.18), que tendrán apariencias diferentes tanto en el desplazamiento, velocidad y aceleración. Así que en la curva de desplazamiento figura 1.16, se muestra con mayor detalle las frecuencias más bajas, y la curva de aceleración figura 1.18, muestra en las frecuencias más altas.

Los niveles de vibración pueden ser relacionados según las siguientes relaciones:

$$V = \frac{A}{2\pi f}$$

**Ecuación 1. 16. Velocidad.**<sup>25</sup>

$$D = \frac{V}{2\pi f}$$

**Ecuación 1. 17. Desplazamiento.**<sup>26</sup>

$$D = \frac{A}{(2\pi f)^2}$$

**Ecuación 1. 18. Aceleración**<sup>27</sup>

Siendo:

*D*: la amplitud del desplazamiento.

*V*: la amplitud de la velocidad.

*A*: la amplitud de la aceleración.

A continuación se presentan tres curvas, figuras (1.16-1.17-1.18), todas proporcionan la misma información, nótese que la curva de desplazamiento, figura 1.16, es más difícil de leer en las frecuencias más altas, mientras que la curva de velocidad, figura 1.17, es la más uniforme. Cada grafica respecto a su unidad de medida está representada con más detalle, lo que es típico para la mayoría de Máquinas rotativas.

---

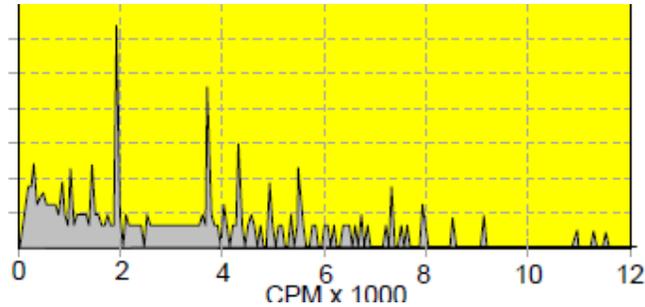
<sup>25</sup>PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit., p. 32.

<sup>26</sup>Idem., p. 32.

<sup>27</sup>Idem., p. 32.

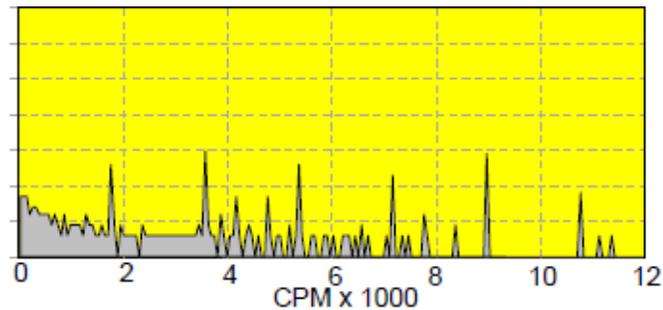
## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

Para el diagnóstico de maquinaria el parámetro que se utiliza más frecuentemente es la velocidad.



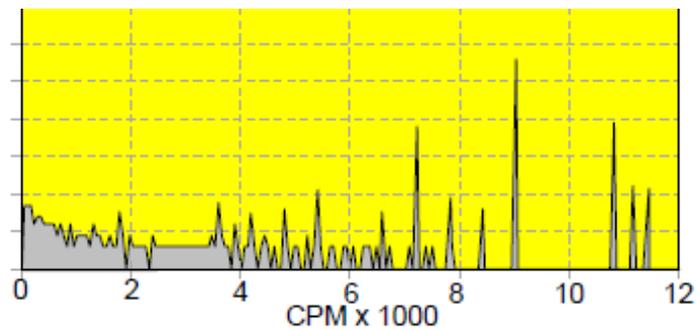
**Figura 1. 16. Curva de desplazamiento.**

**FUENTE:** WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 25



**Figura 1. 167. Curva Velocidad.**

**FUENTE:** WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 25

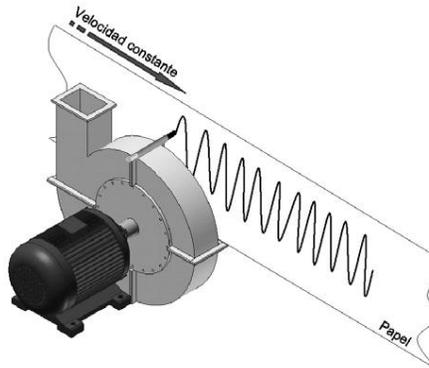


**Figura 1. 18. Curva Aceleración.**

**FUENTE:** WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 25

### 1.8 Dominio del tiempo y de la frecuencia.

Desde el punto de vista electrónico, la vibración se registra mediante señales eléctricas y se visualiza en el dominio del tiempo según lo ilustrado en la figura 1.19. Luego la señal pasa por un filtro, el cual analiza minuciosamente cada componente de la señal por frecuencias para así obtener el Espectro.



**Figura 1.19. Registro primitivo de las vibraciones en un sistema máquina – soportes.**

**FUENTE:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEdición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p.33

Con el modelo matemático de la Transformada Rápida de Fourier, se analiza la distribución de los niveles de vibraciones por frecuencias del espectro.

- La gráfica en el dominio del tiempo se denomina forma de onda.
- La gráfica en el dominio de la frecuencia se denomina espectro.

Ecuación entre tiempo y frecuencia:

$$T = \frac{1}{f} ; f = \frac{1}{T}$$

**Ecuación 1. 19. Tiempo - Frecuencia<sup>28</sup>**

Donde:  $T$  : tiempo.

$f$ : frecuencia.

<sup>28</sup>WHITE Glen."Introduccion al Analisis de Vibraciones"; EditorialAzima DLI; Massachusetts -USA, 2010.p. 32.

1.8.1 Análisis en el dominio del tiempo

En la figura 1.20 se indica los valores *pico*, *pico-pico* y *RMS*, en el dominio del tiempo. El valor *RMS* o *Valor Efectivo* es el más utilizado y se determina:

$$Y_{RMS} = \sqrt{\frac{y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + \dots + y_N^2}{N}}$$

Ecuación 1. 20. Valor Efectivo<sup>29</sup>

$Y_N$ : Valores instantáneos de la amplitud de la onda, para el caso de una vibración armónica es:

$$Y_{RMS} = 0.707Y_{pico}$$

Ecuación 1. 21. Valor efectivo de una vibración armónica.<sup>30</sup>

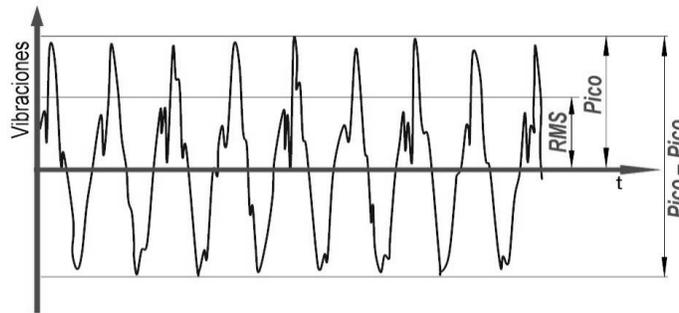


Figura 1. 20. Parámetros característicos.

FUENTE: PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de MEDición y Analisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. p. 37

**Factor de Cresta (CF)**, utilizado para diagnostico de Máquinas se expresa según:

$$CF = \frac{Y_{PICO}}{Y_{RMS}}$$

Ecuación 1. 22. Factor Cresta.<sup>31</sup>

Para mediciones de desplazamiento se utiliza el valor PICO-PICO. Para mediciones de velocidad se utiliza el valor PICO y RMS al igual que para mediciones de aceleración.

<sup>29</sup>PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit., p. 37.

<sup>30</sup>Idem., p.37.

<sup>31</sup>Idem. p 37.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

**Valor pico:** “es el valor máximo de una magnitud (aceleración, velocidad, desplazamiento) que varía durante cierto intervalo de tiempo.”<sup>32</sup>

**Valor pico-pico:** “El valor Pico-Pico (de un evento oscilatorio) es la diferencia algebraica entre los valores extremos de una magnitud que varía durante cierto intervalo de tiempo.”<sup>33</sup>

### 1.8.2 Análisis en el dominio de la frecuencia

Este análisis comprende en descomponer una señal compleja en componentes más sencillas para un estudio más simple. Esto se logra mediante series trigonométricas de Fourier. Este análisis da información de toda su composición espectral, tanto en amplitudes como en fases.

Se observa en la figura 1.21, que los componentes son separados y distintos en el espectro de frecuencia de manera que sus niveles pueden ser identificados con claridad, esto no sucede en el dominio de tiempo.

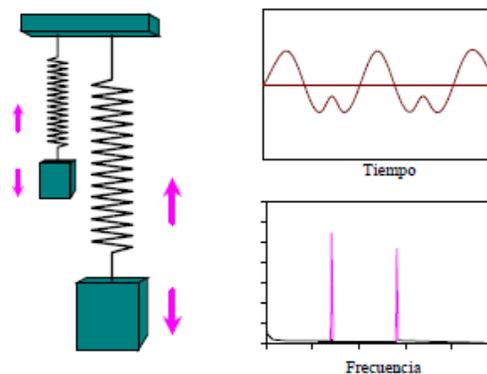


Figura 1. 21 Dominio de Tiempo vs Dominio frecuencia

FUENTE: WHITE Glen. "Introducción al Análisis de Vibraciones"; Editorial Azima DLI;

Massachusetts USA, 2010; p. 33

<sup>32</sup> Norma 2041 ISO, Op. Cit.

<sup>33</sup> Idem.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

En la figura 1.22, en el dominio del tiempo los eventos se traslapan y son confusos, la forma de la onda de vibración contiene una gran cantidad de información que no es aparente. Mientras que en el dominio de la frecuencia están separados en sus componentes individuales.

La información se presenta en todas las componentes de la onda, razón por la cual se debe analizar hasta las componentes de bajo nivel que son de menor magnitud al ancho de la línea de la gráfica, pues estas podrían representar un problema que está creciendo, como una falla en un rodamiento. Por esta razón este análisis es esencial en un mantenimiento predictivo, ya que se detecta de forma temprana un desperfecto.

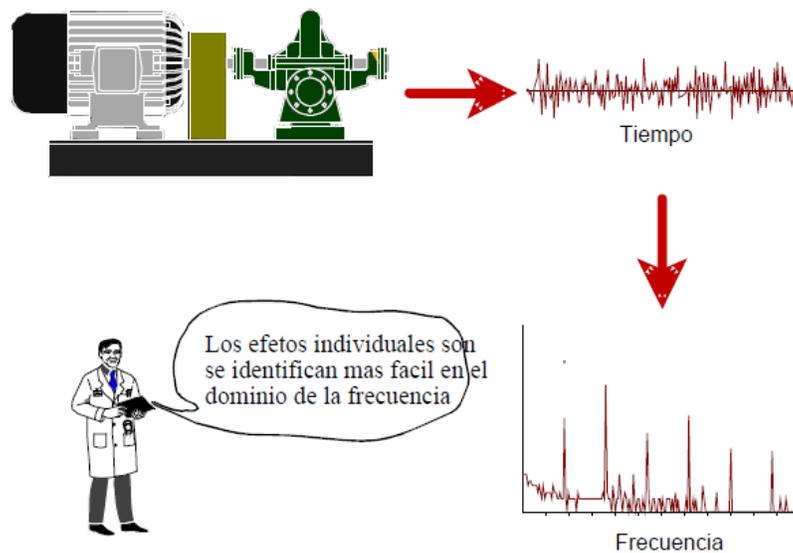


Figura 1. 22. Dominio de la Frecuencia

FUENTE: WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones"; Editorial Azima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 49

### 1.8.2.1 Análisis de frecuencia.

El estudio de los tipos de señales es primordial para poder realizar posteriormente el análisis de un espectro.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

Es posible dividir las señales del dominio del tiempo en varios grupos en forma teórica, todas estas diferentes señales producen diferentes tipos de espectros, y para evitar errores en el análisis de frecuencias se estudiará sus características.

La figura 1.23, se presenta una gráfica en el dominio de la frecuencia, la cual es la representación de una falla minúscula en un rodamiento, esta visualización no se hubiera notado en el dominio del tiempo en nivel general de vibración que es el nivel RMS de la forma de la onda en un rango largo de frecuencias, el cual podría duplicar o cuadruplicar un pequeño disturbio como un tono de rodamiento, antes de afectar al RMS general.

Pero en otros casos la forma de onda proporciona más información que el espectro.

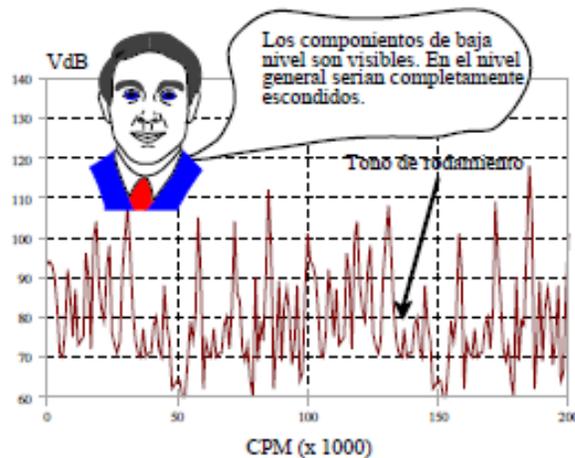
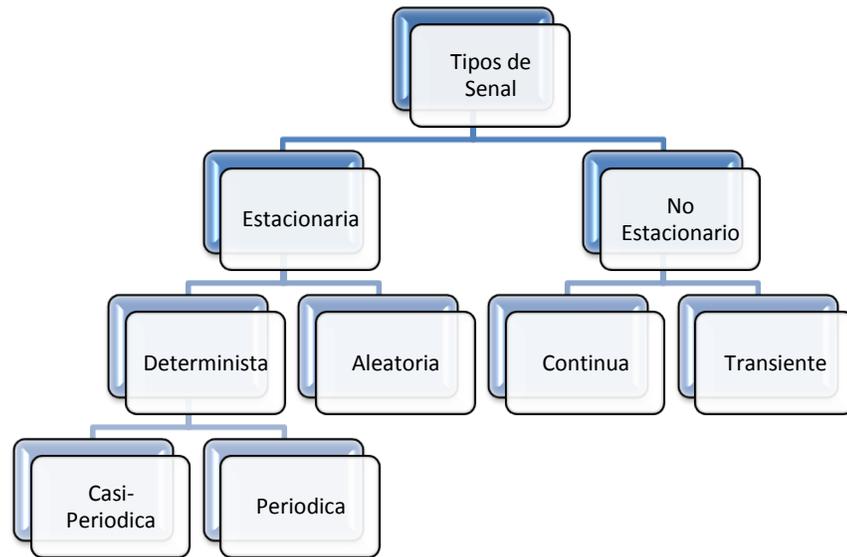


Figura 1. 173. Dominio de la Frecuencia

FUENTE: WHITE Glen. "Introducción al Análisis de Vibraciones"; Editorial Azima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 34.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

En el mapa conceptual 1.1, se presentan los diferentes tipos de señal.



**Mapa Conceptual 1. 1. Tipos de señales.**

**FUENTE:** WHITE Glen. "Introducción al Análisis de Vibraciones"; Editorial Azima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 35

### - Señales estacionarias

Normalmente en las señales estacionarias su nivel general, la distribución de amplitud y la desviación estándar no varía a simple vista, estas señales son constantes en sus parámetros estadísticos sobre tiempo, habitualmente este comportamiento se da en Máquinas rotativas. Se dividen en señales deterministas y aleatorias.

### - Señales aleatorias

Difíciles de predecir en frecuencia como en amplitud, pero todavía tienen características estadísticas relativamente uniformes sobre tiempo. El ruido de un motor brinda estas señales.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

### - Señales determinísticas

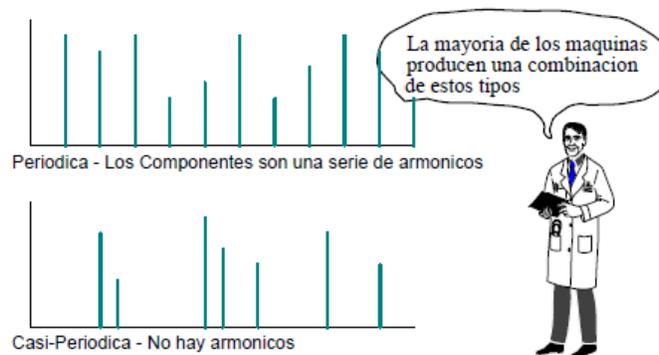
Tienen un contenido de frecuencia constante por grandes periodos de tiempo, además pueden generarse por maquinaria rotativa, instrumentos musicales, y generadores de funciones eléctricas. A su vez se dividen en señales periódicas, y casi periódicas.

Las señales periódicas generan espectros con una serie armónica, la cual es múltiplo de la frecuencia fundamental, las formas de onda generadas cumplen con un patrón repetitivo a igual distancia en el tiempo.

Las señales casi periódicas se diferencian de las periódicas ya que las formas de onda que se visualizan son variables en el tiempo.

Normalmente en equipos o maquinaria rotativa que tengan transmisión por banda producirán señales casi periódicas.

Se estudiará las señales determinísticas y sus espectros se representan en la siguiente figura:



**Figura 1. 184. Espectros de Señales Determinísticas**

**FUENTE:** WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones";EditorialAzima DLI;

Massachusetts USA, 2010, p. 36

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

### - Señales no estacionarias

En estas señales su nivel general varía al igual que su distribución de amplitud, las señales no estacionarias se dividen en señales Continuas y Transientes.

Las señales transientes son señales que empiezan del nivel cero al igual que terminan en el mismo nivel la duración en tiempo es finita ya que puede ser breve o larga, ejemplo de esta señal el ruido que provoca un avión al pasar.

### - Ejemplos de algunas ondas y sus espectros

Las características más importantes del análisis de frecuencia de algunas formas de onda y sus espectros, están idealizadas y tienen algunos atributos, que se ven generalmente en espectros de máquinas.

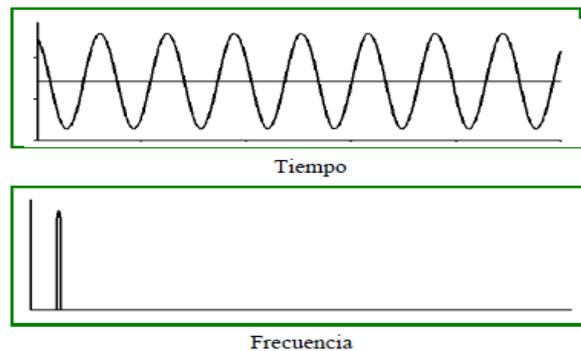


Figura 1. 195. Espectro de una onda senoidal

FUENTE: WHITE Glen. "Introducción al Análisis de Vibraciones"; Editorial Azima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 37

La onda senoidal consiste de una única frecuencia, además de tener un tiempo infinito que nunca cambia, y su espectro es un punto único.

La transformada de Fourier convierte la forma de onda que se encuentra en el dominio del tiempo al Espectro en el dominio de la frecuencia, la

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

transformada comprime la información de la onda de un tiempo infinito a un punto en el espectro. Al tomar como ejemplo una máquina desbalanceada que gira a una vez por revolución o a 1x. En la figura 1.25 se tiene que la vibración resultante que es una onda senoidal pura.

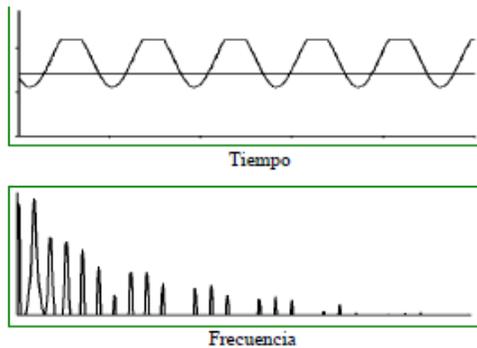


Figura 1. 206. Espectro de una señal Periódica

FUENTE: WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 37.

En la figura 1.26, de una forma de onda periódica senoidal recortada, tenemos como resultado un espectro armónico, las componentes del espectro están a distancias iguales, la cual es 1 dividido para el periodo de la forma de onda. La componente más baja en el espectro de frecuencia se llama la fundamental y las otras componentes se llaman armónicos.

Normalmente para el análisis del espectro no es conveniente incluir frecuencias muy bajas.

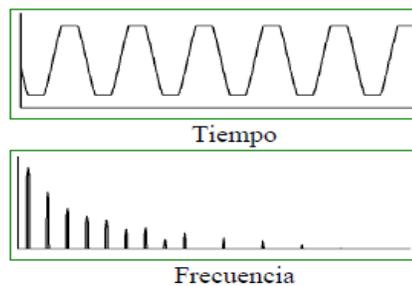


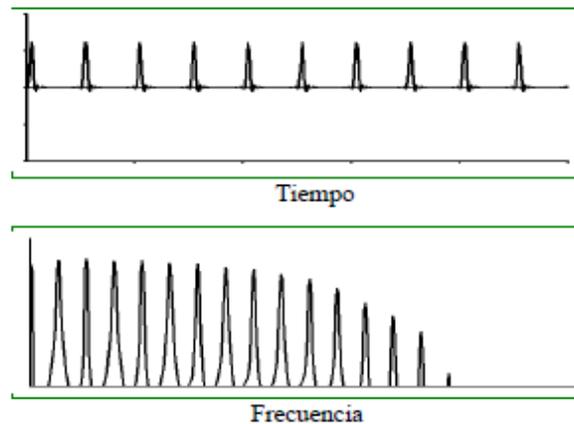
Figura 1. 217. Espectro de una señal Periódica

FUENTE: WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 38.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

En la señal de la figura 1.27, la onda está recortada por el lado positivo y negativo, visualizándose así una forma de onda simétrica. Este tipo de señal se da en una máquina que tenga holgura y que tengan el movimiento restringido en ambas direcciones.

Cuando una máquina tenga una holgura demasiado grande y cuente con el movimiento de vibración restringido en los extremos de desplazamiento, su espectro se parecerá a lo mostrado en la figura 1.28. Una máquina desbalanceada que en su base tenga un perno de sujeción flojo es un ejemplo de esto.



**Figura 1. 228. Espectro de un tren de Pulsos**

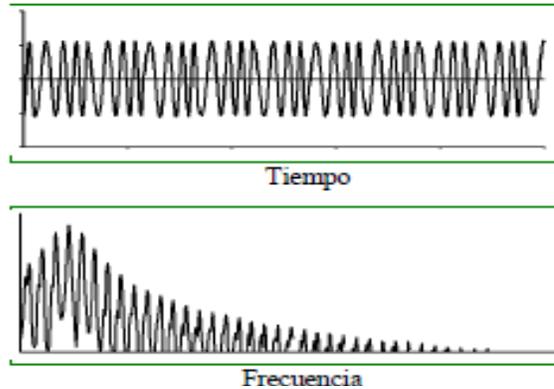
**FUENTE:** WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 40

Cuando exista un impulso a razón constante, el espectro que resultará tendrá una envolvente, que estará formado por armónicos de la frecuencia. Este tipo de señal lo puede producir un rodamiento con defecto en los anillos.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

### - Efectos de modulación.

En la modulación interactúan varias señales para producir nuevas, es un efecto “no lineal”<sup>34</sup>, las formas de modulación más conocidas son de frecuencia y amplitud



**Figura 1. 29. Espectro de una Onda Senoidal Modulada en Frecuencia**

**FUENTE:** WHITE Glen. "*Introduccion al Analisis de Vibraciones*"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 41

En la modulación de frecuencia se varía la frecuencia de una señal por la intervención de otra, llama la cargadora.

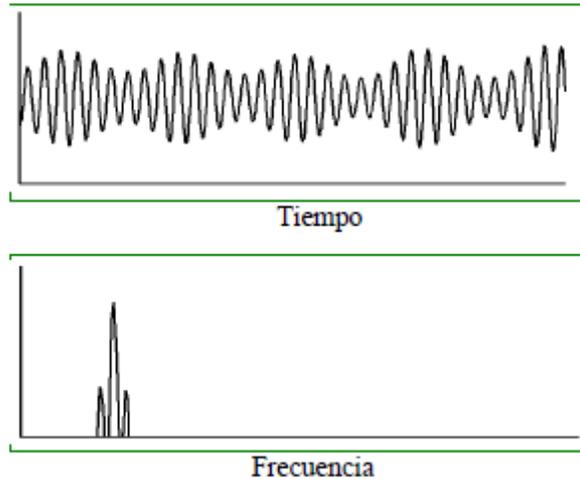
En el espectro de la figura 1.29, está compuesto por la cargadora que es el componente importante, y el resto de componentes son las bandas laterales, que se ubican simétricamente a los costados de la cargadora con una frecuencia igual a la moduladora.

Normalmente la modulación de frecuencia ocurre en caja reductoras, donde las rpm del engrane modula la frecuencia de engrane.

---

<sup>34</sup>Si un sistema no es lineal, producirá frecuencias en su salida, que no existen en su entrada.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

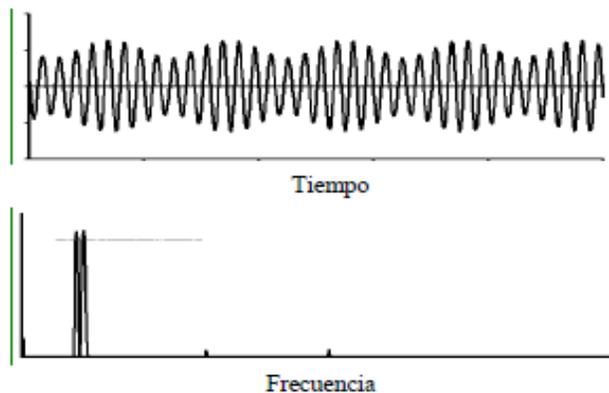


**Figura 1. 30. Espectro de una forma de Onda Modulada en Amplitud**

**FUENTE:** WHITE Glen. "*Introduccion al Analisis de Vibraciones*"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 42

En la figura 1.30 se observa una modulación de amplitud, se visualiza que la forma de onda se repite a una frecuencia constante.

En el espectro la frecuencia cargadora es el pico y consta con dos bandas laterales. En este caso la frecuencia modulada es más grande que la frecuencia moduladora. Este tipo de señal se da en engranes y rodamientos defectuosos.



**Figura 1. 31. Espectro de una Señal de Pulsos**

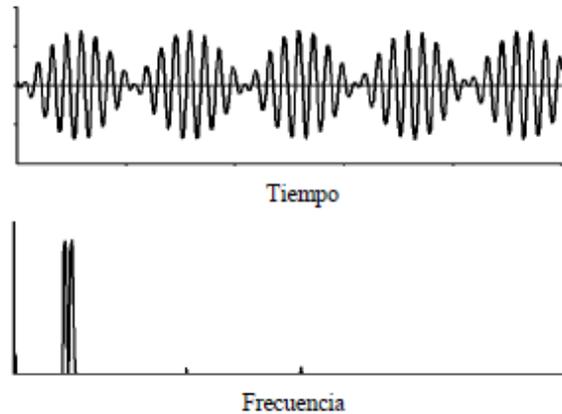
**FUENTE:** WHITE Glen. "*Introduccion al Analisis de Vibraciones*"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 43

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

En la figura 1.31, se sumaron dos señales de onda senoidal para formar pulsos.

En el espectro esta la frecuencia y amplitud de las componentes.

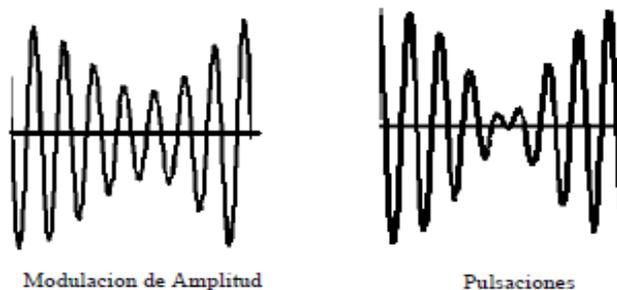
Los motores eléctricos en algunas ocasiones generan “firmas”<sup>35</sup> de vibración parecidos a pulsos.



**Figura 1. 32. El Espectro de un señal de pulsación**

**FUENTE:** WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 44

En la figura 1.32, se muestran dos señales que son iguales, por tal razón se cancelan en los puntos ceros. Este efecto se ve raramente en un equipo rotativo.



**Figura 1. 33. Modulaci3n de amplitud vs pulsaciones**

**FUENTE:** WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 44

<sup>35</sup>La firma de vibraci3n de una m3quina es el patr3n característico de vibraci3n que la m3quina genera, mientras est3 en operaci3n

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

La figura 1.33, muestra dos formas de onda similares, una por modulación de amplitud y otra por pulsaciones. Pero para notar la diferencia, se ha amplificado.

### 1.8.3 Análisis de la banda de octavas y de un tercio de octavas

#### 1.8.3.1 Escalas de frecuencias logarítmicas

Este método de análisis se utiliza en frecuencias, dando una frecuencia constante a lo largo del rango de frecuencias llamado análisis de banda angosta.

Por ejemplo si a un sonido de 100 Hz le subimos a 200 Hz, la altura se subió en una octava o un sonido de 1000 Hz su altura en octava subirá a 2000 Hz, entonces la octava es la proporción de dos frecuencias. Este análisis de banda se utiliza en el análisis acústico. La figura 1.34, las bandas tienen el ancho del 70% de su frecuencia central, por lo que se llama banda a porcentaje constante. Lo que genera es que cada banda se hace más ancha en relación a su frecuencia central. Este análisis no es útil para el análisis de vibraciones, ya que la resolución no es precisa.

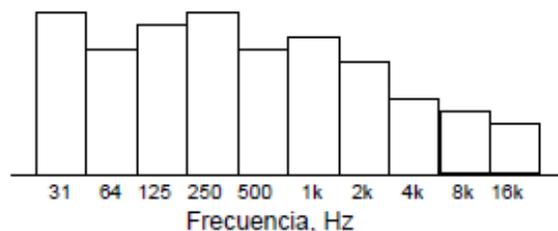


Figura 1. 234. Espectro, Bandas de Octavas

FUENTE: WHITE Glen. "Introducción al Análisis de Vibraciones"; Editorial Azima DLI;

Massachusetts USA, 2010; p. 45

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

### 1.8.3.2 Escalas lineales y logarítmicas de amplitud

Una representación verdadera de la amplitud de vibración es la escala Lineal de Amplitud ya que muestra la medida real para el estudio de espectros. Además en la escala Lineal se observa y evalúa los componentes más largos en un espectro. Componentes bastante pequeños pueden pasar desapercibidos o es difícil asignarles una magnitud. El ojo es capaz de ver componentes pequeños, de un tamaño de 1/50 de los más grandes en un mismo espectro, es decir que el rango dinámico es alrededor de 50 a 1 lo que equivale a 34 dB.

En el caso de vibración de Máquinas, las fallas pequeñas en partes como rodamientos producen señales con amplitudes pequeñas. Para evitar esto es mejor trazar el logaritmo de la amplitud en lugar de la misma amplitud. Así se visualizara e interpretaran rangos dinámicos de por lo menos 5000 a 1.

Se presenta el mismo espectro de vibraciones en una escala lineal y dos tipos diferentes de escala logarítmica de amplitud, para ilustrar de diferente manera de presentación de amplitud.

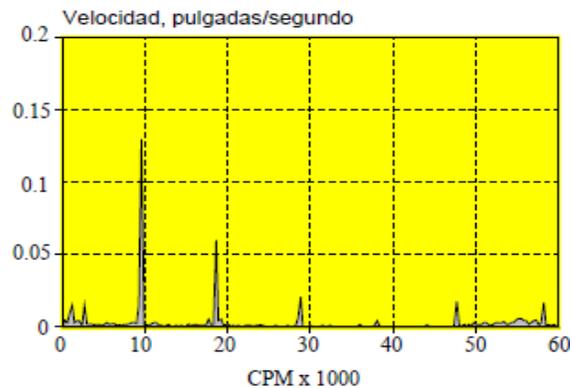


Figura 1. 35. Escala Lineal de Amplitud

FUENTE: WHITE Glen. "Introducción al Análisis de Vibraciones"; EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 47

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

En el espectro lineal, figura 1.35, se observa los picos largos, mientras que los niveles bajos no son visibles. En vibraciones mecánicas hay casos en los cuales es de interés analizar estos componentes del espectro, como es el caso de diagnóstico de rodamientos a elementos rodantes.

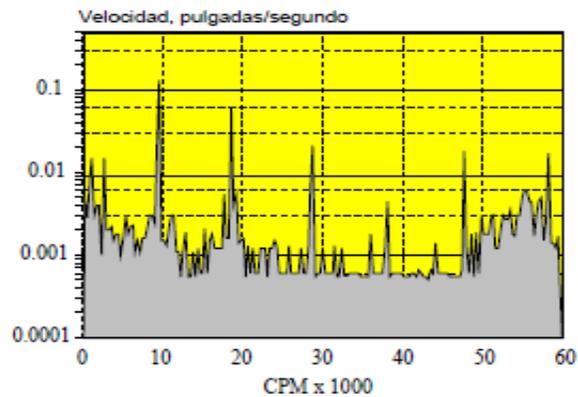


Figura 1. 246. Escala de Amplitud Logarítmica

FUENTE: WHITE Glen. "Introducción al Análisis de Vibraciones"; Editorial Azima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 48

En la figura 1.36, el espectro está en escala logarítmica de amplitud, traza el logaritmo del nivel de vibración en lugar del nivel mismo. Se multiplica por un valor constante para transferir el espectro hacia arriba en la pantalla, sin cambios en su forma o la relación entre los componentes.

La multiplicación del nivel de la señal se traduce en una adición o amplificación sin modificar a la forma del espectro.

El espectro siguiente viene en decibeles, un tipo especial de escala logarítmica, importante en análisis de vibraciones.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

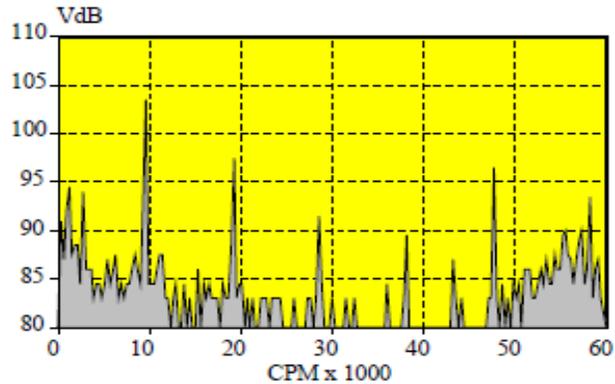


Figura 1. 257. Escala de Amplitud en Decibel.

FUENTE: WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones"; Editorial Azima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 49

El espectro de la figura 1.37, está presentado en Decibeles que es un tipo especial de escala logarítmica.

El decibel (*dB*) es una escala de proporción, donde relaciona el nivel medido de amplitud a un nivel de referencia. Y se define como:

$$L_{dB} = 20 \log_{10} \frac{L_1}{L_{ref}}$$

Ecuación 1. 23. Decibel.<sup>36</sup>

Donde:  $L_{dB}$  = el nivel de la señal en dB

$L_1$  = el nivel de vibración, en aceleración, velocidad, o desplazamiento.

$L_{ref}$  = el nivel de referencia, equivalente a 0 dB

El nivel de velocidad de vibración en dB se define por la ecuación 1.24:

$$V_{dB} = 20 \log \frac{V_1}{V_{ref}} \quad ; \quad V_{dB} = 20 \log \frac{V_1}{10^{-9} m/sec}$$

Ecuación 1. 24. Velocidad de Vibración<sup>37</sup>

<sup>36</sup>WHITE Glen. Op. Cit., p. 49.

<sup>37</sup>Idem. Op. Cit., p.49.

## Capítulo 1: Análisis de Vibraciones en el Campo de Ingeniería Mecánica

“El  $V_{dB}$  es poner la magnitud de la vibración en una escala logarítmica de modo que realiza fácilmente las mediciones relativas.

Un incremento de nivel de 6 dB representa una duplicación de la amplitud sin tomar en cuenta el nivel inicial. De la misma manera, un incremento de 20 dB representa un cambio en el nivel con un factor de diez. De esta manera, una proporción constante de niveles se ve como cierta distancia en la escala, sin tomar en cuenta los niveles absolutos de las mediciones. Esto hace fácil, para la evaluación de tendencias de los datos espectrales de vibración. Un incremento de 6 dB siempre indica una duplicación de las magnitudes.”<sup>38</sup>

Cambio en dB	Proporción de nivel lineal	Cambio en dB	Proporción de nivel lineal
0	1	30	31
3	1.4	36	60
6	2	40	100
10	3.1	50	310
12	4	60	1000
18	8	70	3100
20	10	80	10000
24	16	100	100000

**Tabla 1. 1** Valores dB vs Proporciones de Nivel de Amplitud

**FUENTE:** WHITE Glen. "Introduccion al Analisis de Vibraciones"; Editorial Azima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 50

Se recomienda que se use el Nivel de velocidad de vibración ( $V_{dB}$ ) como una escala de amplitud de vibración, puesto que la información es fácil obtener en comparación con las unidades de amplitud.

<sup>38</sup>WHITE Glen. Op. Cit., p 50.

# **CAPÍTULO 2**

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### 2. DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE CONTROL Y MEDICIÓN DE VIBRACIONES

Para la realización de este capítulo se han revisado las siguientes fuentes bibliográficas:

- **PALOMINO MARIN Evelio.** *"Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"*, 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría, Habana -Cuba ,2007. ISBN 959-261-043-6
- **WHITE Glen.** *"Introducción al Análisis de Vibraciones"*; EditorialAzima DLI; Massachusetts -USA, 2010

#### 2. Normativas

Para comprender las normativas que se deben aplicar en vibraciones, primero se estable que es una norma, la cual dice *“Una norma es un documento de aplicación voluntaria que contiene especificaciones técnicas basadas en los resultados de la experiencia y del desarrollo tecnológico. Las normas son el fruto del consenso entre todas las partes interesadas e involucradas en la actividad objeto de la misma. Además, deben aprobarse por un Organismo de Normalización reconocido.”*<sup>39</sup>

Dentro de las vibraciones una NORMA debe representar una opinión directa del tema que se trata, donde no exista equivocaciones, rodeos, o características no claras para el usuario. Toda norma debe contener aquella información que permita comparar, con

---

<sup>39</sup><http://www.aenor.es/aenor/normas/normas>

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

criterios reales, procedimientos habituales de medida y evaluación de datos. En resumen, los objetivos a alcanzar por una norma pueden ser, entre otros:

- Establecer criterios para la clasificación del rendimiento de un equipo o material.
- Proporcionar una base para la comparación de las cualidades de mantenimiento de los componentes o piezas de un equipo del mismo tipo.
- Examinar un equipamiento o instalación cuyo funcionamiento continuado es preciso para asegurar la seguridad industrial o pública.
- Establecer una base a partir de la cual llevar a cabo la selección de equipos o materiales.
- Determinar procedimientos para la calibración de equipos.

Dentro de cada norma se establece el protocolo que se deberá llevar a cabo en cada procedimiento, a demás de cómo ha de realizarse la toma de datos y en donde constan los puntos de Medición para su análisis.

En este capítulo, se hará mención principalmente a la normativa relacionada con la vibración en máquinas y sus posibles clasificaciones.

### 2.1 Unidades de Medición

Las unidades para cuantificar los niveles de vibración según la norma ISO 1000 son las siguientes:

Magnitud	Unidades
Desplazamiento	m, mm, $\mu\text{m}$
Velocidad	$m/s$ , $mm/s$ ,
Aceleración	$m/s^2$ $G's = 9,809m/s^2$

**Tabla 2. 1. Magnitud de Unidades**

**Fuente:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6, p. 8

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

Para relacionar amplitudes, el decibel se formula de la siguiente manera:

$$L_{dB} = 20 \log_{10} \frac{L_1}{L_{ref}}$$

Ecuacion2. 1 . Amplitud en decibel<sup>40</sup>

La fórmula del decibel expresa relatividad entre dos magnitudes y se representa acompañada de la información de referencia, ejemplo *64 dB re 10<sup>-6</sup> mm/s*. A continuación, la tabla 2.2, según la norma *ISO R 1683*, presenta las referencias admitidas para vibraciones:

<b>Magnitud</b>	<b>Unidades</b>
Aceleración de las vibraciones	10 <sup>-6</sup> m/s <sup>2</sup>
Velocidad de las vibraciones	10 <sup>-9</sup> m/s
Fuerza de las vibraciones	10 <sup>-6</sup> N

Tabla 2. 2 Referencias admitidas para vibraciones

Fuente: Realizado por Autores

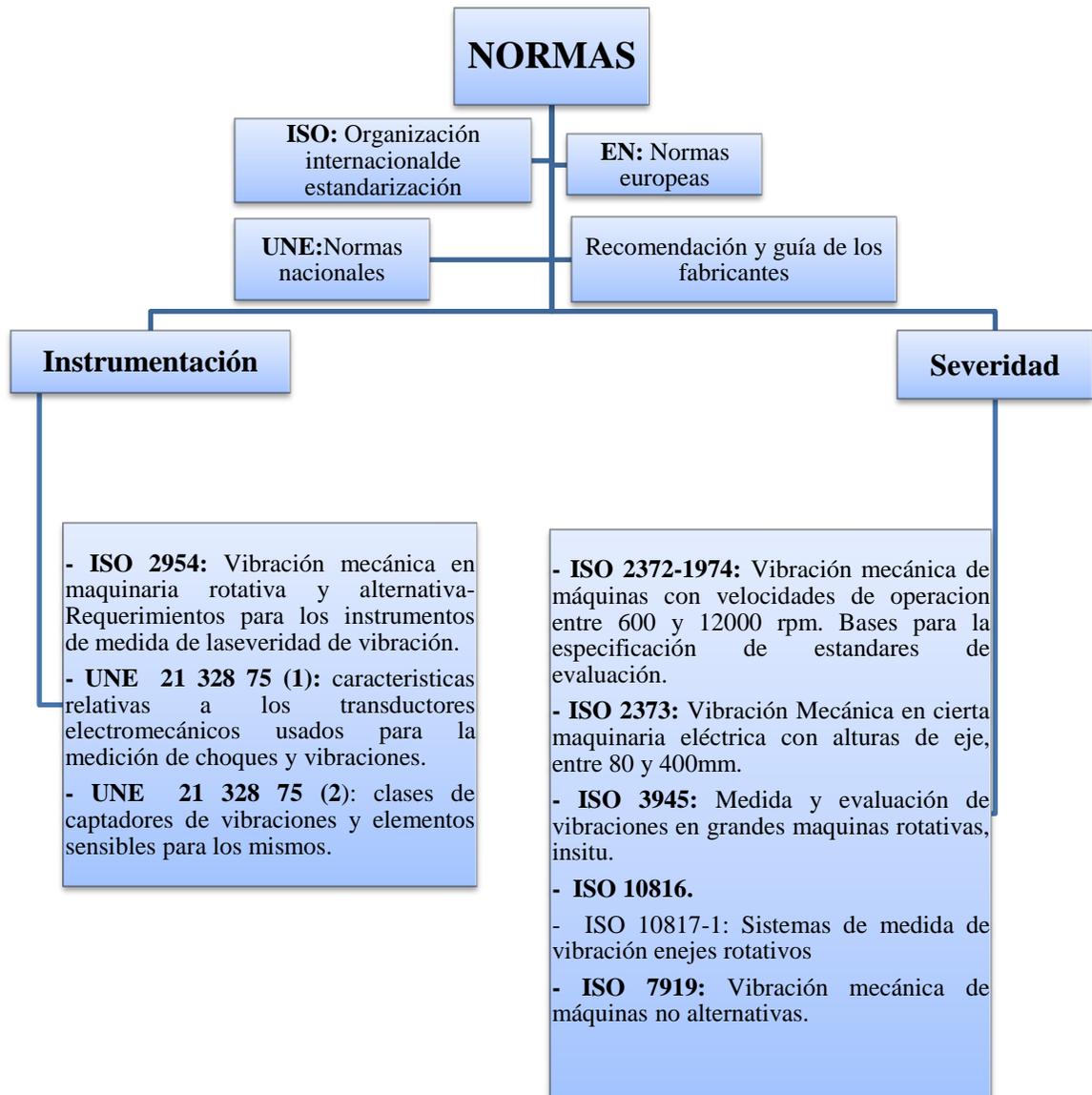
### 2.2 Normas a considerar para una Medición

Parte importante dentro de las vibraciones son las diferentes normas que se consideran esenciales al momento de determinar parámetros, propiedades y características para realizar una medición, realizando un proceso determinado y específico para el control y su posterior diagnóstico.

---

<sup>40</sup>WHITE Glen.Op. Cit., p. 40.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones



Mapa Conceptual 2. 1 Normas

Fuente: Realizado por autores

En el mapa conceptual 2.1 se describen las normas que se puede utilizar para la elaboración de prácticas en el banco de vibraciones.

## **Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones**

### **2.2.1 Normas sobre la instrumentación y sistemas de medidas**

Estas normas hacen referencia a las características de los equipos y sistemas de medida y adquisición, analizadores de vibraciones y sensores, empleados en la medida y análisis de vibraciones. Además determinan aspectos como calibración, pruebas de seguridad, agitación y temperatura.

### **2.2.2 Normas y guías sobre la severidad de las vibraciones**

Para la clasificación de la severidad, la variable del movimiento a considerar (desplazamiento, velocidad o aceleración de la vibración) depende del tipo de norma y del rango de frecuencias a analizar. Así:

- El análisis del estado de vibración en una máquina que se encuentre entre 10 a 1.000 Hz, se llevan a cabo en función de la velocidad de vibración, ya que la medición de severidad se da de forma sencilla.
- En el análisis de un movimiento armónico simple, puede realizarse el estudio midiendo valores pico a pico, o valores rms, del desplazamiento en vibración. Para máquinas cuyo movimiento es más complejo, los índices de estos dos parámetros da lugar a resultados que difieren debido al distinto peso aportado por los armónicos de más alta frecuencia.
- En máquinas rotativas con velocidad de giro dentro del rango de 600 a 12.000 RPM, el valor rms de las amplitudes de la velocidad de vibración corresponden correctamente con el nivel de severidad de la vibración. Así, la ISO define como severidad de la vibración el mayor valor rms de la amplitud de velocidad de vibración obtenido en la banda de frecuencia 10 – 1.000 Hz y medido en unos puntos preestablecidos de la

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

estructura (normalmente medidas triaxiales en la tapa de los cojinetes o en los soportes).

Las normas de severidad de vibraciones de Maquinaria se basan en dos parámetros de la vibración: amplitud y frecuencia.

### Normas ISO 2372

Vibración mecánica de máquinas comprendidas entre 100 y 200 rev/s. Características de la norma ISO 2372:

Se aplica en máquinas rotativas comprendidas entre 600 y 12.000 RPM. Lo que se quiere para aplicar esta norma es el nivel global de vibración expresado en velocidad o valor eficaz RMS que se encuentre entre 10 y 1000Hz de frecuencia, en la tabla 2.3, se visualizan varios tipos de equipos.

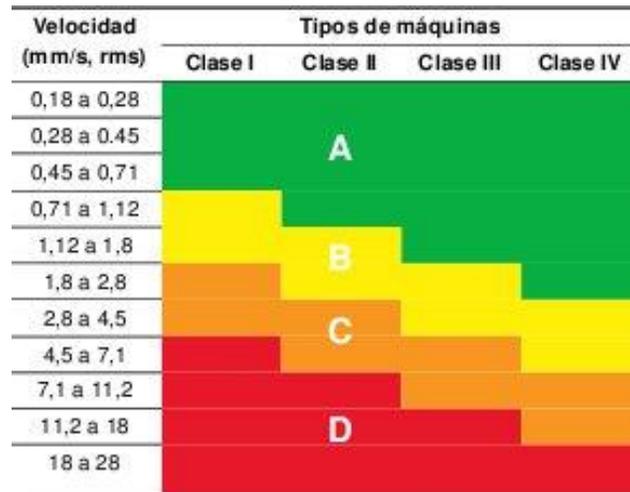
Clase	Descripción
Clase I	Equipos pequeños hasta 15 kW.
Clase II	Equipos medios, de 15 a 75 kW o hasta 300 kW con cimentación especial.
Clase III	Equipos grandes, por encima de 75 kW con cimentación rígida o de 300 kW con cimentación especial.
Clase IV	Turbo Maquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica).

Tabla 2. 3 Tipos de Equipos Rotativos

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

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

Al utilizar la norma ISO 2372, se clasifica a la máquina en un grupo, se obtiene el valor global de vibración entre 600 y 60.000 CPM y posteriormente se localiza en la tabla 2.4 la zona en la que se encuentra descrita con código de colores en donde se verifica las diferentes características para determinar un parámetro en común.

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

<b>A</b>	Buena	<b>C</b>	Inatisfactoria
<b>B</b>	Satisfactoria	<b>D</b>	Inaceptable

Tabla 2. 4. Tipos de Máquinas

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

### Norma ISO 10816-1995

Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas. A través de condiciones y procedimientos, tales como monitorización operacional y pruebas para validar y garantizar un buen funcionamiento de la máquina. La norma se basa en cinco partes:

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

- **Parte 1:** Indicaciones generales.
- **Parte 2:** Turbinas de vapor y generadores mayores a los 50 MW con velocidades de 1500, 1800, 3000 y 3600 RPM.
- **Parte 3:** Maquinaria con potencia mayores a 15 kW y velocidades entre 120 y 15000 RPM.
- **Parte 4:** Sistemas con transmisión por turbinas de gas.
- **Parte 5:** Sistemas en plantas de hidrogenación y bombeo.

Estos criterios de vibración para Máquinas con potencia mayores a 15 kW y entre 120 RPM y 15.000 RPM. Tomando el valor RMS de la velocidad para evaluar la máquina.

Estas mediciones se realizan en temperaturas de trabajo bajo condiciones nominales de velocidad, voltaje, flujo, precisión.

Si las vibraciones exceden a los criterios permitidos, la medición se realiza con la máquina detenida, para determinar la influencia de mediciones externas, y si excede por más de un 25% de vibración con la máquina en operación, se deben realizar correcciones en la máquina.

La severidad de la vibración se clasifica según estos parámetros:

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

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

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

Por los diferentes diseños en máquinas, se requiere dividir en grupos, los cuales se detallan:

- **Grupo 1:** Máquinas rotatorias grandes, potencia mayor a 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje  $H \geq 315$  mm.
- **Grupo 2:** Máquinas rotatorias medianas, potencia de 15 a 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje  $160 \leq H \leq 315$  mm.
- **Grupo 3:** Bombas con motor separado, potencia  $> 15$  kW.
- **Grupo 4:** Bombas con motor integrado, potencia  $> 15$  kW.

### Clasificación según la flexibilidad del soporte

En caso que la primera frecuencia natural del sistema masa-soporte en la dirección de la medición, sea mayor que su frecuencia principal de excitación, en un 25%, el sistema en esta dirección es considerado rígido. Por tanto el resto de sistemas son considerados flexibles. Existen casos que en una dirección puede ser flexible y en otro rígido. Para este caso se evalúa el soporte de acuerdo a la clasificación que corresponda.

Evaluación:

- **Zona A:** Valores de vibración de máquinas nuevas o reacondicionadas.
- **Zona B:** Funcionamiento indefinido de las Máquinas.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

- **Zona C:** La máquina no está en condiciones de trabajo continuo, solo por periodos de tiempo. Realizar acciones correctivas.

- **Zona D:** Los valores de vibración exagerados y peligrosos, la máquina puede averiarse.

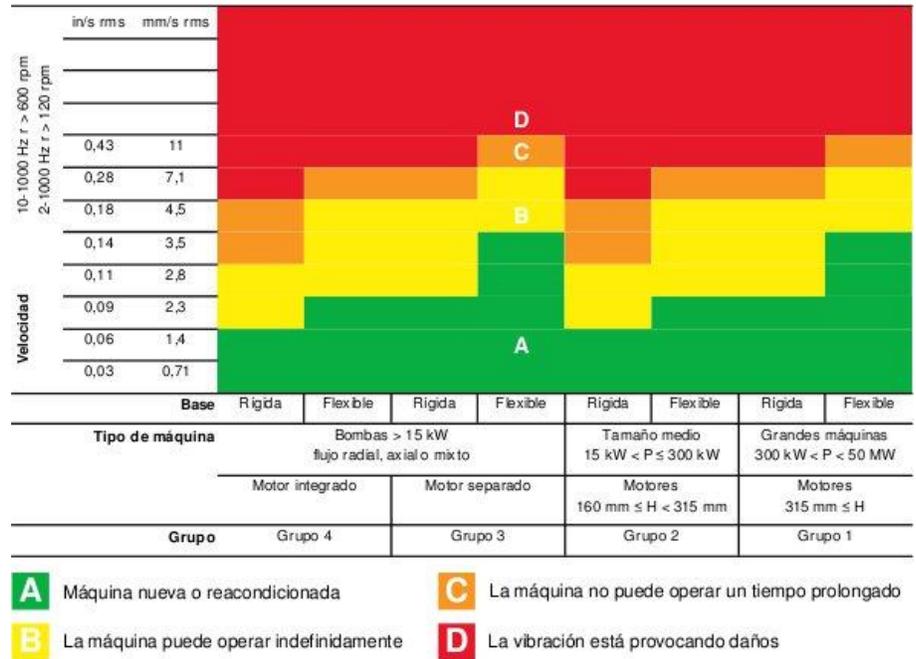


Tabla 2. 5. Clasificación según la Flexibilidad

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

### 2.3 Elementos Funcionales de un sistema de medición

En el sistema de la figura 1.20, se tiene un marcador que traza el movimiento del motor producido por la vibración, la vibración es tomada en función del desplazamiento del equipo a lo largo del tiempo. El transductor convierte la señal eléctrica a una magnitud que se desee cuantificar.

El “transductor es un dispositivo diseñado para recibir energía de un sistema y suministrar energía ya sea del mismo tipo o de otra naturaleza, hacia otro

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

*sistema, de forma tal que a la salida del transductor aparezca la característica de interés de la energía de entrada”*.<sup>41</sup>

Para diagnósticos en maquinarias se emplea el sistema de la figura 2.1, donde una vez que la señal eléctrica pasa por el transductor se acondiciona hacia el preamplificador, la señal saliente es tomada por el detector – indicador el cual brinda un informe digital o analógico, posteriormente la señal pasa por un filtro y un registrador gráfico, al complementarse con el detector – indicador descomponen la señal en amplitudes y frecuencias, dando lugar al Espectro.

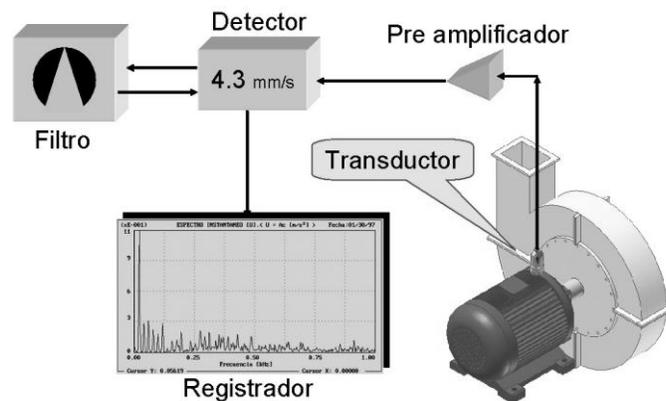


Figura 2. 1 Diagrama para obtener Espectros de Vibración

**Fuente:** Marin, Evelio Palomino. *Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias*. Habana Cuba : Politécnico José Antonio Echeverría, ISBN 959-261-043-6

### 2.3.1 El Acelerómetro

El acelerómetro piezoeléctrico es el transductor más utilizado para medir vibraciones, la configuración de tipo a compresión, a continuación se describe su funcionamiento:

<sup>41</sup>NORMA ISO 2041, Op. Cit.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

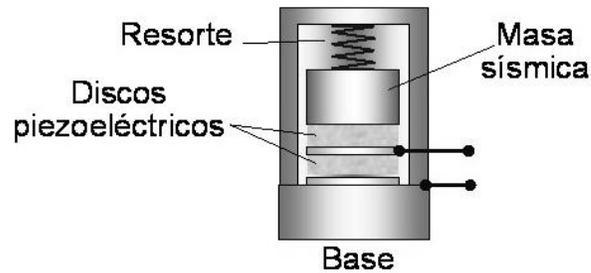


Figura 2. 2 Acelerómetro

**Fuente:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p. 44.

Los discos piezoeléctricos se encuentran entre la base y la masa, generalmente los elementos piezoeléctricos son de cuarzo u otros materiales sintéticos, este elemento al deformarse por acción de cierta fuerza, genera una carga eléctrica entre sus superficies. El elemento piezoeléctrico tiene un límite en función de la temperatura, al llegar al punto curie o temperatura curie, pierde la propiedad piezoeléctrica tornándose defectuoso para el funcionamiento.

La fuerza que se requiere para mover la masa sísmica es proporcional a la aceleración de la masa, en un movimiento del acelerómetro en dirección arriba - abajo, la fuerza que se ejerce sobre el cristal produce la señal de salida, que es proporcional a la aceleración del transductor.

El nivel más bajo que puede detectar el acelerómetro, está determinado por el ruido electrónico del sistema. Mientras que el nivel más alto a detectar esta dado por la destrucción del mismo elemento piezo -eléctrico.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

El acelerómetro que se utiliza para el banco tiene:

- Sensibilidad de 330 mV/g,
- Fabricación a prueba de agua.
- La unidad contiene un acelerómetro unidireccional, un regulador de voltaje, un amplificador y un filtro anti aliasing (un filtro que limpia la señal de analógico a digital) de 5000 Hz.
- El ensamble está fabricado en acero inoxidable y está diseñado a prueba de agua.
- Ideal para trabajos al aire libre de rutina.

El acelerómetro está protegido al momento de la instalación contra corto circuito, sobre voltaje, inversión de voltaje por lo que puede conectarse con confianza y sin temor de ser dañado, figura 2.3.



**Figura 2. 3 Acelerómetro**

**Fuente:** <http://www.erbessd-instruments.com/accelaxisaccelerometer.aspx>

El rango de frecuencias detectadas, se extiende desde frecuencias muy bajas hasta varias decenas de kilohertzios. Estas frecuencias altas están

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

limitadas por la resonancia de la masa sísmica y la elasticidad del elemento piezo-eléctrico. Dicha resonancia produce un pico alrededor de 30 kHz en la respuesta de la frecuencia natural del transductor. Normalmente un acelerómetro se puede usar alrededor de 1/3 de su frecuencia natural.

Algunos acelerómetros tienen un preamplificador interno de circuito integrado (PCI). Este tipo de acelerómetro tiene un límite de baja frecuencia que es generalmente a 1 Hz.

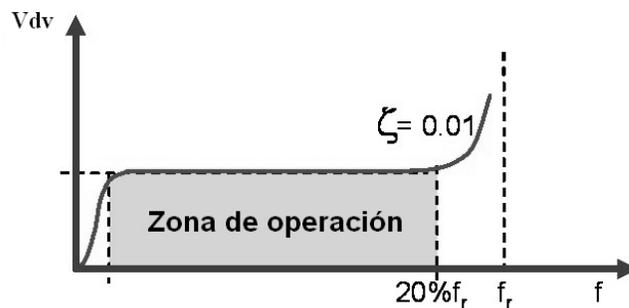


Figura 2. 4. Respuesta de Frecuencias del Acelerómetro

**Fuente:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p.44

En la figura 2.4 se muestra el comportamiento dinámico del acelerómetro. Si la frecuencia de resonancia  $f_r$  es mayor, será posible medir frecuencias más altas, sin embargo, por este aumento el acelerómetro piezo-eléctrico disminuye en su sensibilidad.

Para la ubicación del acelerómetro, es preciso que la ruta de vibración desde la fuente hacia el sensor sea la más corta posible, especialmente en rodamientos.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### 2.3.1.1 Ubicación del acelerómetro piezoeléctrico

Un error común para la ubicación, se da en lo que se mide y el instrumento de medición,

La máxima sensibilidad de medición del acelerómetro se da en la dirección axial 100% y en dirección transversalmente, la sensibilidad es del 4 % o menor.

Las zonas cercanas a los apoyos de los elementos rotatorios de una máquina, brindan un buen análisis de vibración.

### 2.3.3.2 Fijación del acelerómetro piezoeléctrico

El elemento puede fijarse por montajes como: el perno de acero, el imán permanente o por pegamentos y el puntero.

Dependiendo del método de fijación, se podrá aprovechar de mayor o menor manera del rango de frecuencias del acelerómetro durante la medición.

- **Montaje con perno de acero:** Para vibraciones en altas frecuencias, es empleado para un permanente monitoreo de vibraciones en maquinarias y estructuras. Con el montaje de perno se tiene un óptimo desempeño del acelerómetro, manteniendo el rango de temperatura del acelerómetro.
- **Montaje con dispositivo magnético:** Para aplicar este método se necesita que la superficie de contacto este completamente limpia y la rugosidad sea la menor.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

Se utiliza como método de medición preliminar para seleccionar posibles puntos de medición, tomando lecturas a niveles altos de aceleración.

- **Empleo del puntero:** Para toma de medidas rápidas, alcanzando un rango de 500 Hz para los acelerómetros.

### 2.3.2 El preamplificador integrador

A la salida del acelerómetro se tiene niveles altos de voltaje, por lo que es necesario un preamplificador para que no sufra disminución de voltaje al momento de conectar un instrumento de medición (figura 2.1), a parte el preamplificador realiza la función de integrar la señal, ya sea para medición en velocidad o desplazamiento, figura 2.5.

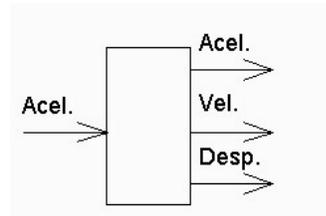


Figura 2. 5. Funciones del preamplificador

**Fuente:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p. 47

### 2.3.3 Filtros

La señal que se obtiene del integrador o del acelerómetro, está compuesta por señales armónicas, para la identificación de problemas en la máquina es necesario separar estas armónicas, esta operación es responsabilidad de los filtros. "El filtro es un dispositivo para la descomposición de las oscilaciones con base a sus frecuencias componentes. Este introduce una

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

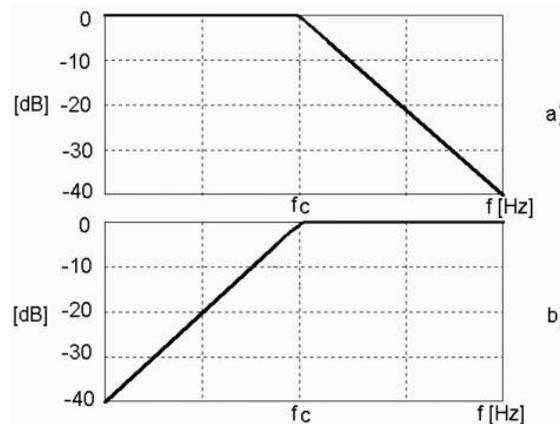
*atenuación relativamente baja para las oscilaciones contenidas en una o más bandas de frecuencias e introduce una atenuación relativamente alta sobre las oscilaciones contenidas en otras bandas de frecuencia*<sup>42</sup>.

### 2.3.3.1 Filtro pasa – bajo

Este filtro permite el paso solo de frecuencias inferiores a la frecuencia de corte y realizando una reducción en amplitud a las frecuencias altas, figura (2.6a).

### 2.3.3.2 Filtro pasa – alto

Permite el paso de componentes con frecuencias mayores a las de corte, al igual al anterior este realiza una reducción en amplitud a las frecuencias de baja, figura (2.6b).



**Figura 2. 6. Filtros pasa - bajo y pasa - alto**

**Fuente:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p. 48

<sup>42</sup>PALOMINO MARIN Evelio. Op. Cit p.48.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### 2.3.3.3 Filtro pasa – banda

Se da por la utilización de un filtro pasa - alto y uno pasa – bajo, así se obtienen armónicas en un rango de banda de frecuencias determinadas.

### 2.3.3.4 Filtro selectivo

Este filtro captura armónicas de una frecuencia establecida, para capturar la componente que se desea, es necesario definir el ancho de banda del filtro, para que no capture frecuencias adicionales. El comportamiento del filtro selectivo, (figura 2.7), mientras menor sea el ancho de banda, y las pendientes laterales sean mayores, el filtro será mejor. El ancho de banda  $B$  se da cuando la ganancia disminuye en  $3\text{ dB}$  a la ganancia máxima del filtro.

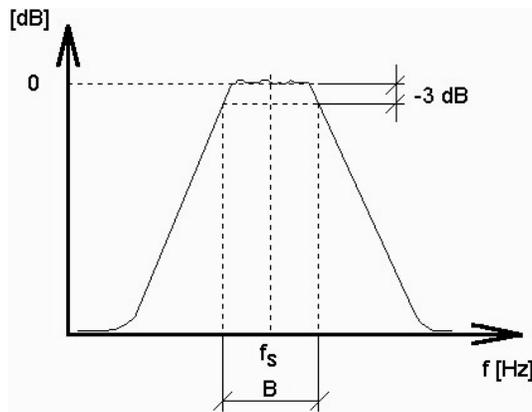


Figura 2. 7. Ancho de banda

**Fuente:** PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p. 49

### 2.3.4 El vibrómetro

Para hacer mediciones de vibraciones puede utilizar un aparato llamado vibrómetro, figura 2.8, y es capaz de indicar:

- el nivel efectivo (RMS) de la vibración,

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

- el valor pico de la vibración,
- el valor pico - pico de la vibración.

Este instrumento es básico para un programa de mantenimiento predictivo, su función se centra en recoger, acondicionar y almacenar datos de vibración tanto en el dominio del tiempo y la frecuencia.

Se usa para diagnosticar la condición mecánica de las máquinas a intervalos periódicos e incluye un microprocesador que permite registrar la totalidad de niveles de vibración de las máquinas. Para las mediciones sólo es necesario que el operador coloque el transductor contra el punto a medir y se registrara el nivel de vibración total.

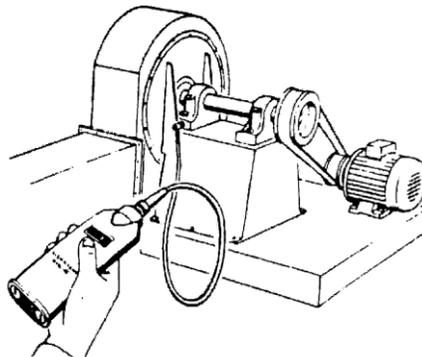


Figura 2. 8. Vibrómetro

Fuente: Artículo Universidad de Zaragoza; [www.guemisa.com](http://www.guemisa.com)

### 2.3.5 Analizador de vibraciones

Cuando se detecta un fallo mecánico, el vibrómetro no es capaz de señalar el problema específico o su causa raíz, esta función la realiza el analizador de vibraciones.

La principal diferencia entre un vibrómetro y un analizador es la capacidad de obtener, almacenar y ocuparse de los datos en el dominio del tiempo y de la frecuencia, y al mismo tiempo de vibraciones sincrónicas así como de

## **Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones**

variables del proceso como presión, flujo o temperatura. Con estos datos el analista puede resolver la detección de problemas nacientes en la máquina.

En este caso específico se cuenta con el software DIGIVIBE MX 3000, el cual adquiere los datos por medio del acelerómetro, y posteriormente lo almacena en una memoria, los datos obtenidos se visualizan tanto en espectros y como en forma de onda.

### **2.4 Toma y Análisis de Datos**

#### **2.4.1 Pasos para la Adquisición de Datos**

##### **1. Identificación de Características y Funcionamiento de la Maquinaria**

Comprende todo tipo de carácter técnico en la unidad, como sus velocidades de trabajo, las cargas máximas a las que puede ser sometida, los apoyos en puntos de rotación, el tipo de rodamiento, su sistema de transmisión si es por engranajes, poleas, sumando las condiciones externas el ambiente de trabajo en la cual esta se desempeña, cualquier otro tipo de situación que afecte con vibraciones.

##### **2. Selección de los parámetros de medición**

El desplazamiento, velocidad y aceleración son los parámetros en la medición y mediante los cuales se puede realizar el análisis dentro de la disposición o características del banco.

##### **3. Determinación de los puntos de medición**

Este paso se refiere a puntos específicos en donde afectan las fuerzas de vibraciones, como son acoplamientos, apoyos, alojamientos.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

Si es posible habrá que seleccionar los lugares de ubicación de tal manera que no haya juntas entre metal y metal, entre el rodamiento y el sensor, figura 2.9.

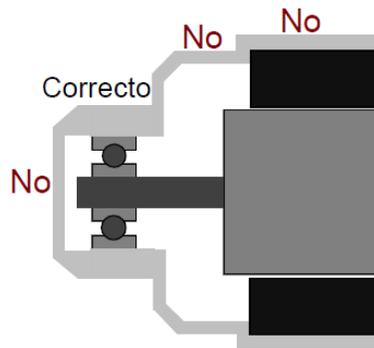


Figura 2. 9. Ubicación de puntos de medición

Fuente: WHITE Glen. "Introducción al Análisis de Vibraciones"; Editorial Azima DLI; Massachusetts USA, 2010; p. 72

Los sentidos en los que se debe realizar la medición con el acelerómetro piezoeléctrico MX 3000, son en tres sentidos, contando con dos mediciones radiales con desfase de  $90^\circ$  y una tercera de forma axial figura 2.10.

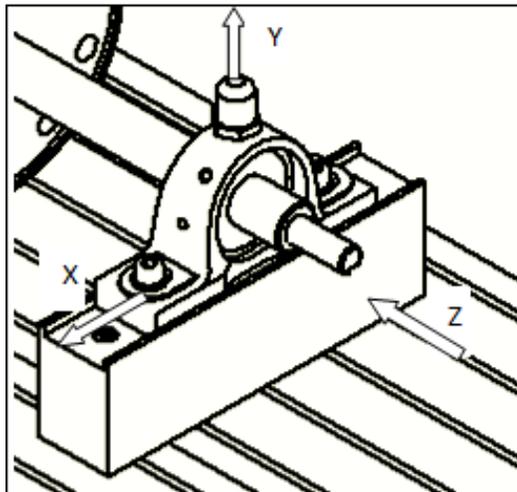


Figura 2. 10. Sentidos de medición

Fuente: Realizado por Autores

## **Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones**

### **4. Toma de Datos o Lectura de Vibraciones**

Las diferentes consideraciones en la toma de datos u obtención de información para este tipo de análisis dentro de un sistema de mantenimiento predictivo pueden ser:

- La serie de lectura o medición, implica la obtención de información precisa y correcta, con tiempos determinados.
- Los puntos seleccionados de medición no variarán, en donde la instalación del transductor debe ser el ideal tratando de evitar información incorrecta.
- La posibilidad de comparación con elementos de igual o similar características en su forma de trabajo es el objetivo esencial para la determinación de anomalías dentro de un funcionamiento.

#### **2.4.2 Análisis de la Información**

##### **Identificación de causas de vibraciones**

Al realizar las mediciones de un sistema, las vibraciones que se obtienen, pueden variar en un rango de amplitud, esta variación puede determinar un defecto si es que la variación de amplitud se eleva en forma anormal. Caso contrario un sistema está en buen funcionamiento cuando su amplitud sigue tendencias ascendentes o lecturas constantes.

Es necesario determinar puntos específicos para la recolección de datos, para evitar una mala lectura, ya que en algunos puntos la generación de movimiento hace que la transmisión de vibración incremente dando lugar a un problema. Conjuntamente con las vibraciones, el ruido que genere o pérdida de eficiencia en el sistema son indicativos de un defecto.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

Es importante el seguimiento de las lecturas en el sistema, ya que una vez supuestamente encontrado el defecto se realiza la corrección y si el problema no ha desaparecido, se debe analizar un posible punto de defecto. Para una mejor comprensión del análisis de un sistema, se presenta un ejemplo.

Como sistema se presenta un ventilador, figura 2.11, con las siguientes características:

La velocidad de giro será la del eje, y cuenta con 8 álabes.

Si supuestamente el ventilador gira a una revolución por segundo y está en perfectas condiciones, no existirá vibración.

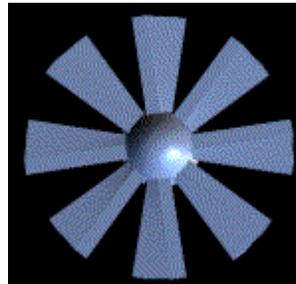


Figura 2. 11. Ventilador

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

A cualquiera de los álabes, se incrementa un peso, como una moneda. Al ponerlo en marcha, a igual velocidad, 1 rpm, existe ahora una pulsación que tiene un periodo de un segundo, ya que la moneda da la vuelta en un segundo y la trayectoria de su movimiento está dada por una onda senoidal. En este caso coincide el pico positivo y negativo de la moneda, cuando este en la parte más alta de giro y más baja respectivamente, figura, 2.12.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

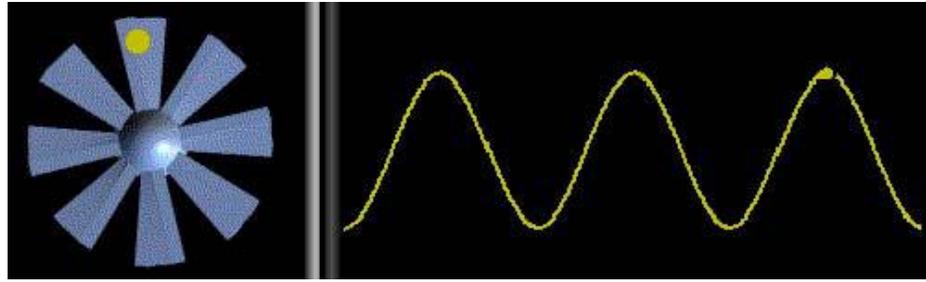


Figura 2. 12. Visualización del movimiento de ventilador

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

El tiempo entre dos picos es el periodo de la onda. La frecuencia es la inversa del periodo, figura 2.13, en este caso el periodo y frecuencia es 1s.

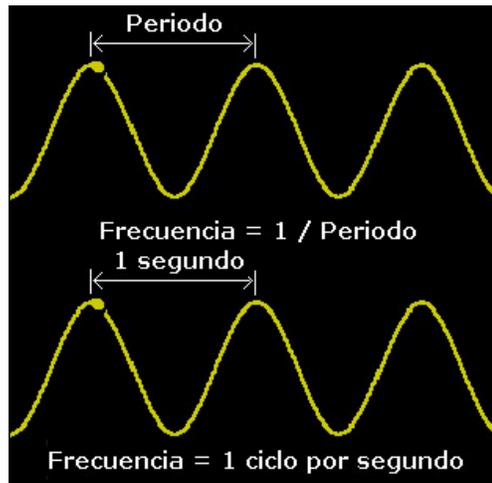


Figura 2. 13. Forma de Onda

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

La frecuencia viene dada en ciclos por minuto (CPM), lo que es 60 por el valor de la frecuencia en Hz o ciclos por segundo. Pero al hablar del eje de rotación se utiliza las revoluciones por minuto (rpm), en este caso gira 60rpm.

En la onda senoidal, figura 2.13, el valor pico a pico es el doble del valor pico. En una señal real, figura 2.14, en términos absolutos, el nivel máximo positivo puede ser mayor o menor que el nivel máximo negativo.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

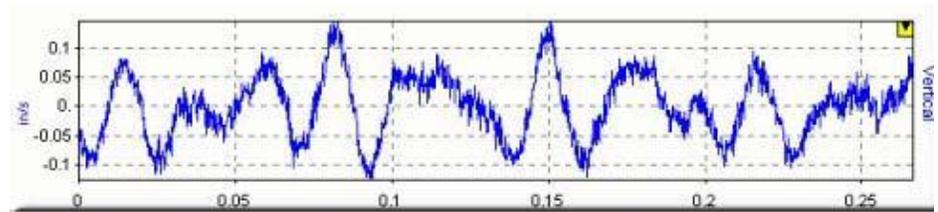


Figura 2. 14. Señal real

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

Conforme se introducen señales al sistema, la interpretación de lo que le sucede a la máquina tiende a ser más complicado.

El ventilador está siendo rozado por un elemento, figura 2.15, así, que por cada vuelta que dé el ventilador, se escuchará ocho golpes, consecuencia del roce del elemento en los ocho álabes del ventilador. Esto resulta en una onda rizada, y la frecuencia de esta onda es ocho veces la frecuencia de la velocidad de giro del ventilador, así, si el ventilador gira a 24 RPM, el rizo tendría una frecuencia de 192 RPM.

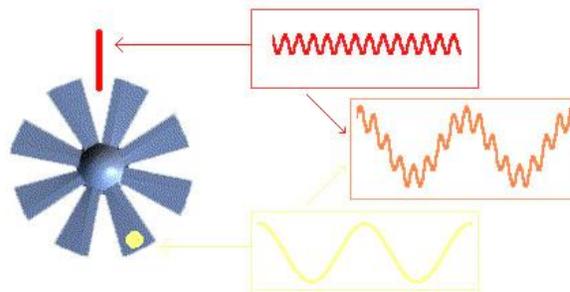


Figura 2. 15. Visualización de Señales

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

En el gráfico se observan dos señales que tienen diferentes frecuencias y niveles de amplitud. La una debido al golpe de los álabes en el elemento, y la otra que es la frecuencia del ventilador.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### 2.4.2.1 El Espectro de Vibración

El espectro se deriva de la onda por medio de un proceso denominado Transformada Rápida de Fourier o FFT.

Si al ventilador se agrega una masa más pesada, incrementará en amplitud la señal, pero la frecuencia no cambiará, figura 2.16.

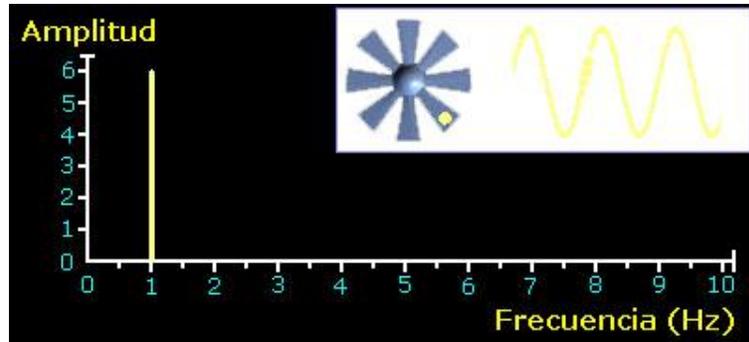


Figura 2. 16. Análisis en Dominio del Frecuencia

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

Al incrementar la velocidad del ventilador al doble, la altura de la señal no cambia pero ahora se muestra a la frecuencia de 2 Hz, figura 2.17.

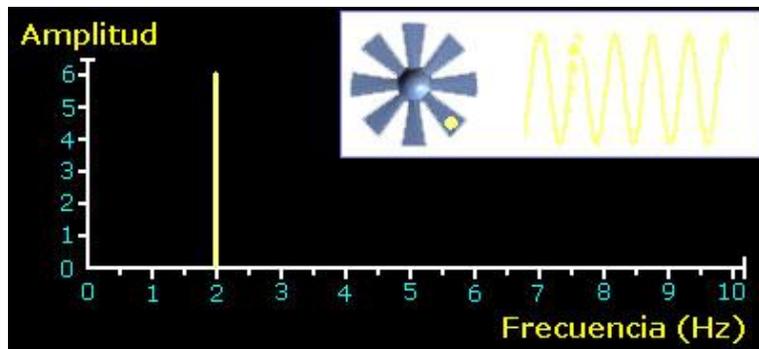


Figura 2. 17. Señal del ventilador al doble de velocidad

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

El gráfico 2.18, el ventilador gira con velocidad de 1 Hz, al insertar el elemento de rozamiento en contacto con los álabes resulta en una frecuencia a 8 veces la velocidad del ventilador.

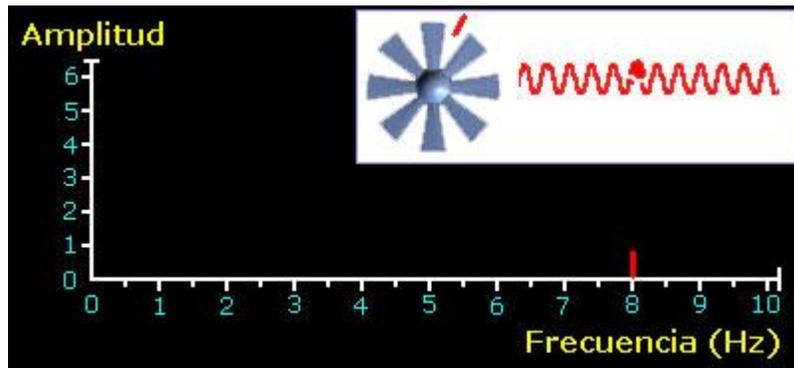


Figura 2. 18 Visualización de contacto externo en Ventilador

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

Es decir, la señal visualizada cambia de acuerdo a los cambios producidos en las fuentes de vibración, ya sea en la amplitud o frecuencia, figura 2.19.

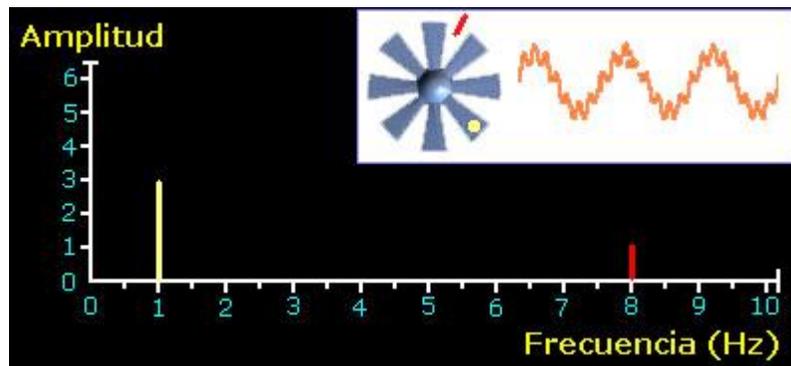


Figura 2. 19. Visualización de contacto externo en Ventilador

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

En la figura 2.20, se representa el proceso de crear un espectro, que consiste en desmembrar la onda en sus partes constituyentes,

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

determinar la frecuencia y amplitud de dichas partes, y finalmente representarlo.

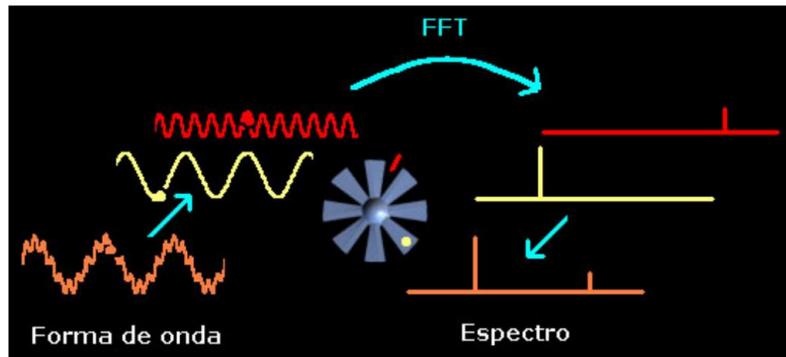


Figura 2. 20 Proceso de Establecer un Espectro

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

En la figura 2.20 la señal naranja se divide en la señal del ventilador (amarillo) y la señal producida por el golpe de las palas (rojo), son separadas por la transformadas de Fourier y representadas en función de la frecuencia.

En figura 2.21, se representan las ondas en función del tiempo y el espectro en función de la frecuencia, en función de la frecuencia se observa la amplitud que generan.

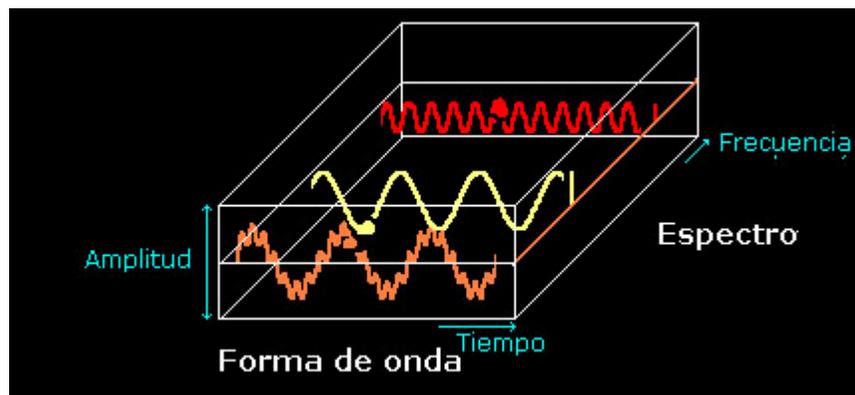


Figura 2. 21. Representación de la Onda en Espectros

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### Unidad de frecuencia: órdenes

La frecuencia está dada en Hz o CPM a esto se suma la frecuencia relativa, figura 2.22. Para el ventilador al mencionar el pico a 1X, se refiere a la velocidad de la máquina. Si se dice el pico 8X es el pico a la frecuencia de paso de álabes, que se produce a 8 veces la frecuencia de la velocidad de la máquina.

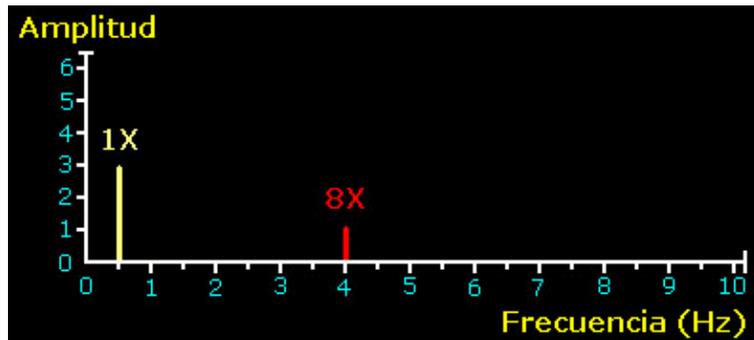


Figura 2. 22. Espectro visualizado en Frecuencia

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

A parte de visualizar el espectro en unidades de Hz o CPM, se cambian por órdenes, figura 2.23. Para esto se toma la frecuencia real y se multiplica por la velocidad de giro de la máquina.

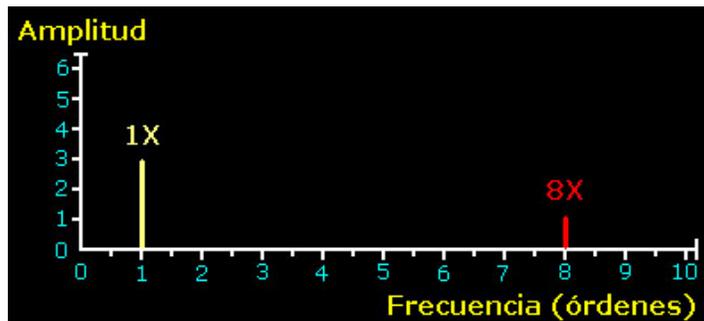


Figura 2. 23. Espectro visualizado en órdenes

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

Según existan máquinas más complejas, con un mayor número de elementos rotativos, la onda y el espectro se volverán más complejos de analizar, figura 2.24.

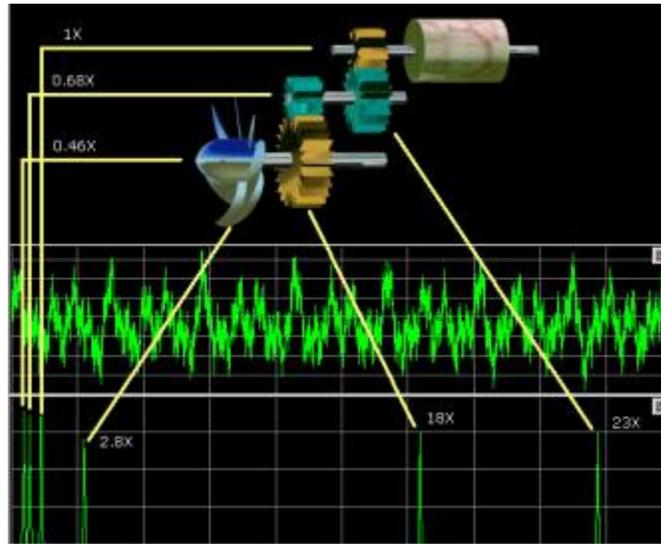


Figura 2. 24 Visualización de Onda y Espectro

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

### 2.4.2.2 Presentando las frecuencias de fallo

Normalmente a una máquina la componen diferentes elementos y las frecuencias esperadas en un espectro aumentarán. Hay que estudiar a la máquina y al calcular dichas frecuencias conocidas como frecuencias de fallo.

Un eje rotativo genera una frecuencia de rotación. Si el eje gira a 1000CPM, entonces se visualiza un pico en el espectro a dicha velocidad, figura 2.25.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

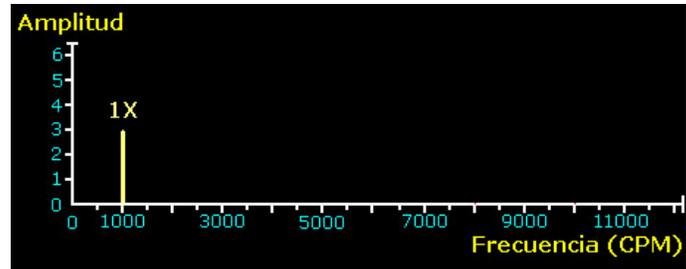


Figura 2. 25. Visualización de Espectro a 1X o referencia

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

Se nombra a la velocidad del eje del motor, velocidad de referencia o 1X (1000CPM). A continuación se considera el ventilador de refrigeración del motor de 8 álabes, figura 2.26.

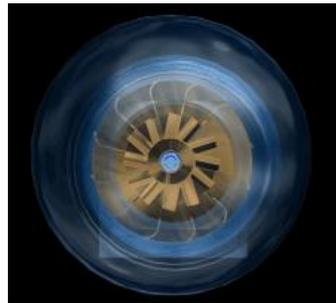


Figura 2. 26 Ventilador del motor

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf).

La frecuencia asociada con el ventilador de refrigeración aparecerá a 8X si se habla en términos de órdenes o 8000 CPM, figura 2.27.

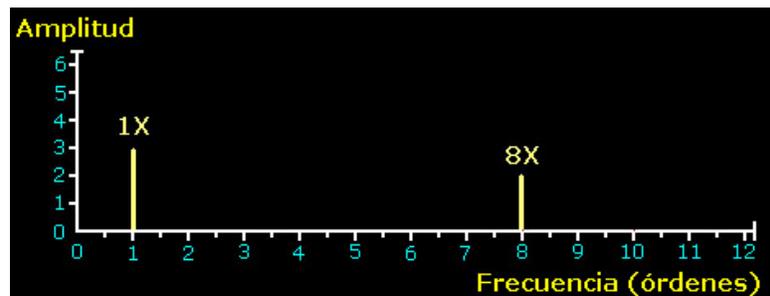
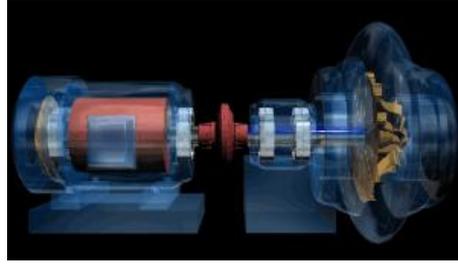


Figura 2. 27 Frecuencia de Referencia y Ventilador

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

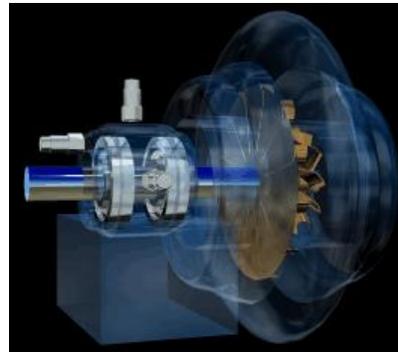
## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones



**Figura 2. 28. Motor y compresor**

**Fuente:**[www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

Un compresor se acopla al motor, figura 2.28, ahora es posible analizar los apoyos de la máquina, un acoplamiento, un compresor y se realiza una lista de frecuencias de fallo para la máquina, figura 2.29.



**Figura 2. 29. Máquina**

**Fuente:**[www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

El compresor tiene 12 álabes y generará una frecuencia a 12 veces la velocidad de giro del eje, ya que para el ejemplo, el eje del compresor está directamente conducido por el motor, por lo tanto gira a la misma velocidad (1X o 1000 CPM) que el motor, figura 2.30.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

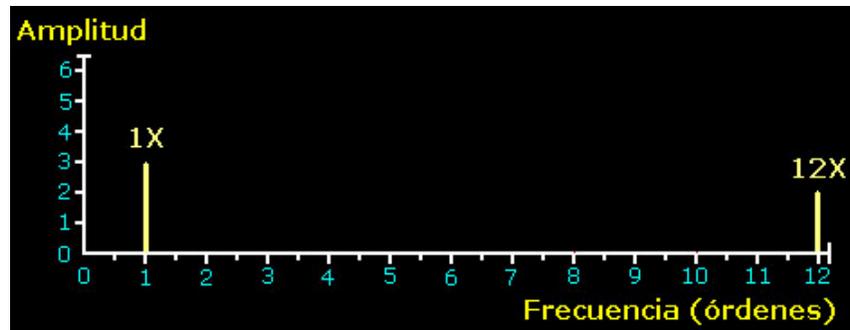


Figura 2. 30. Frecuencia de Referencia y Palas de compresor

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf).

Considerando toda la máquina, existen tres frecuencias de interés: la velocidad del eje del motor y compresor a 1X, la frecuencia de las palas del ventilador del motor a 8X y la frecuencia de las palas del compresor 12X, figura 2.31.

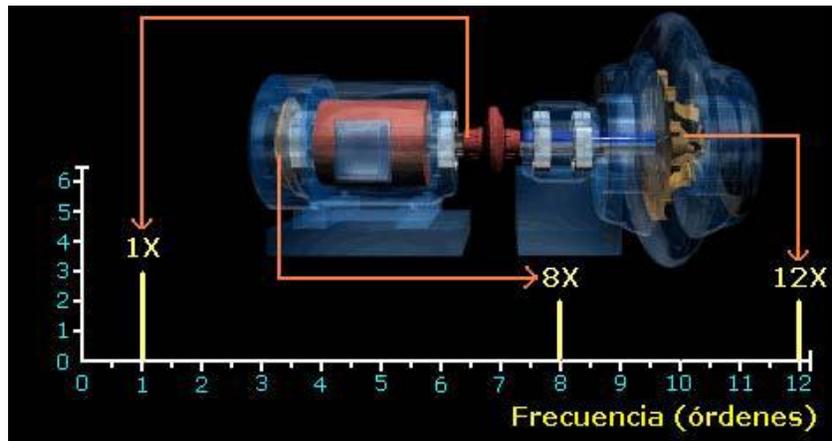


Figura 2. 31. Frecuencia de Referencia, Ventilador y Palas de compresor

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### 2.5 Diagnóstico de problemas en el sistema y cálculo de frecuencias de fallo

En este tema se realiza un resumen de los principales problemas en elementos rotativos. Para mayor información se debe revisar el libro:

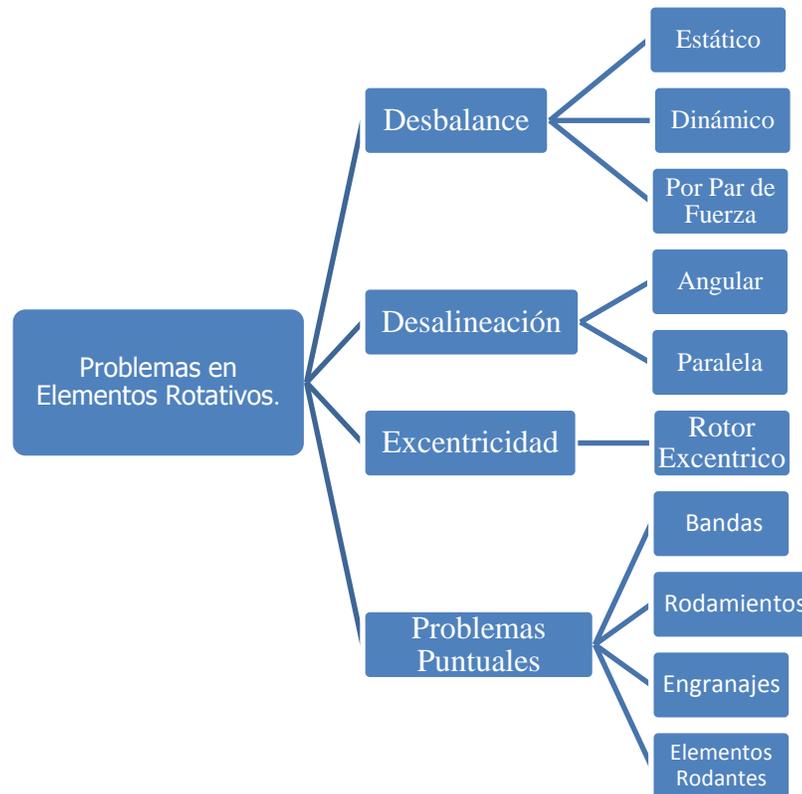
- **PALOMINO MARIN Evelio.** *"Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias.*
- **WHITE Glen.** *"Introducción al Análisis de Vibraciones.*

Para realizar la determinación de cualquier fallo es necesario un análisis y sus tendencias, es decir que efectos acarrea un problema.

Con el sistema basado en el mantenimiento predictivo se logra identificar los principales problemas mecánicos que causan vibraciones mediante las frecuencias de fallo.

Para la identificación de estas frecuencias es necesario su cálculo, las cuales se visualizan en el espectro de vibraciones. A continuación se presentan los problemas más comunes en un sistema.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones



Mapa Conceptual 2. 2. Problemas en elementos rotativos

Fuente: WHITE Glen. "Introducción al Análisis de Vibraciones"; Editorial Azima DLI; Massachusetts USA, 2010.

### 2.5.1 Desbalance

El desbalance o desequilibrio se presenta cuando el centro de rotación del eje y el centro de gravedad no coinciden, por lo tanto existe un punto con mayor masa a lo largo de todo el eje. El problema se manifiesta en los espectros de las vibraciones tomadas en cojinetes del rotor.

#### - Estático:

Este tipo de balanceo es aplicado a partes u objetos en movimiento. En donde la aceleración que genera la masa del sistema, provoca la fuerza de desbalance.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

Se genera porque la masa sobrante se encuentra en el plano perpendicular al eje de rotación, este plano es el mismo en el que está el centro de gravedad del objeto en cuestión, lo cual genera en el eje principal de inercia un desplazamiento paralelo al eje de rotación, figura 2.32. Para corregir el defecto se coloca un contrapeso al peso sobrante.

El desgaste radial superficial no uniforme es otro problema que genera desbalance, se da en rotores que poseen largos despreciables con relación a su diámetro, determinada por su relación espesor o distancia en eje axial con respecto al del diámetro. Para este problema generalmente en el espectro se presentan vibraciones con frecuencias a 1 XRPS del rotor.

“El eje longitudinal principal de inercia del rotor está desplazado paralelamente con respecto al eje de rotación”<sup>43</sup>.

Para el análisis de balanceo de un solo plano se toma en consideración el centro de gravedad del rotor, porque su relación directa está en que todos los dispositivos son cortos en la dirección axial en comparación con la dirección radial, es de esta manera que se considera el balanceo, con una masa adecuada y calculando la posición angular se resolverá el defecto, figura 2.33, su verificación está de acuerdo al siguiente modelo matemático:

$$\sum F - ma = 0$$

Ecuacion2. 2 Ley de Newton <sup>44</sup>

---

<sup>43</sup>PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit., p.114.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

Donde  $F$  corresponde a las diferentes fuerzas presentes, que está definida como:

$$F = m r \omega^2$$

Ecuacion2. 3 Fuerza<sup>45</sup>

$m$  = Masa del sistema.

$r$  = Radio del pivót.

$\omega$  = velocidad angular.

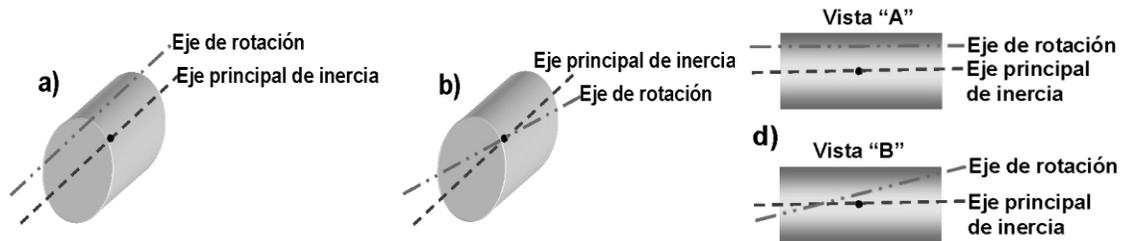


Figura 2. 32 Tipos de desbalances. a) Estático. b) Par. d) Dinámico

FUENTE: S.A., A-MAQ, 2005. www.a-maq.com. [Online] Enero 2005

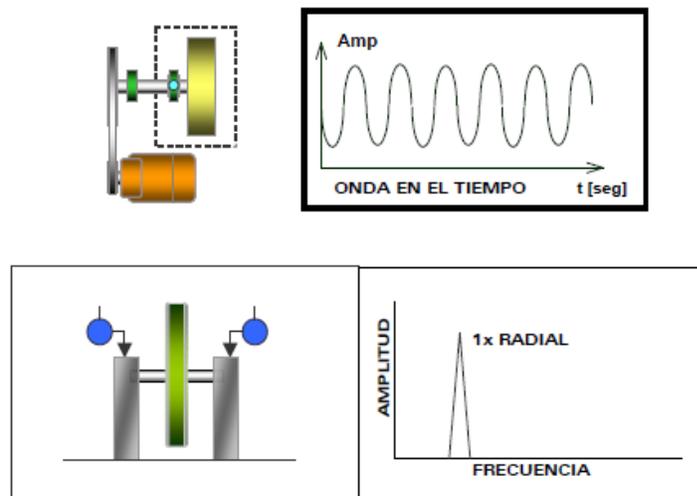


Figura 2. 33. Desbalance estático

FUENTE: S.A., A-MAQ, 2005. www.a-maq.com. Enero 2005

<sup>44</sup>NORTON Robert. "Diseño de Maquinas"; 1ra Edicion, EditorialPearson; Mexico-Mexico; 1999; p.107.

<sup>45</sup>Idem, p. 107

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### - Dinámico:

Denominado de manera similar al estático como desbalanceo en dos planos, en donde además de obedecer a un modelo matemático que interviene fuerzas, en donde “el eje longitudinal principal de inercia del rotor no intercepta al eje de rotación y tampoco es paralelo a este”<sup>46</sup>, existen también por sus características la generación de momentos, en rotores medianos y largos, producido por desgastes radiales y axiales, figura 2.34.

Su común denominador es que cualquier objeto masa sea relativamente más grande en dirección axial con respecto a la dirección radial, permitiendo verificar que, su masa puede estar distribuida de mala manera tanto en el eje de rotación como el eje longitudinal, que a diferencia del estático se considera y existe relación estrecha entre las dimensiones axiales como en radiales, considerando ya la existencia del análisis en los planos que se presentan.

A continuación se presenta el modelo matemático para su análisis:

$$\sum F = 0 \quad \sum F - ma = 0$$
$$F = m r \omega^2$$

Ecuación 2. 4 Análisis Dinámico<sup>47</sup>

De igual forma determinada de la siguiente manera:

m = Masa del sistema.

r = Radio del Pívor.

---

<sup>46</sup>PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit., p.115.

<sup>47</sup>NORTON Robert.Op. Cit., p. 107.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

$\omega$  = velocidad angular

$$\sum M = 0$$
$$M = (m r \omega^2) l$$

Ecuación 2. 5Momento. <sup>48</sup>

m = masa del sistema.

r = radio del pivot

$\omega$  = velocidad angular

l = longitud o distancia del brazo del momento

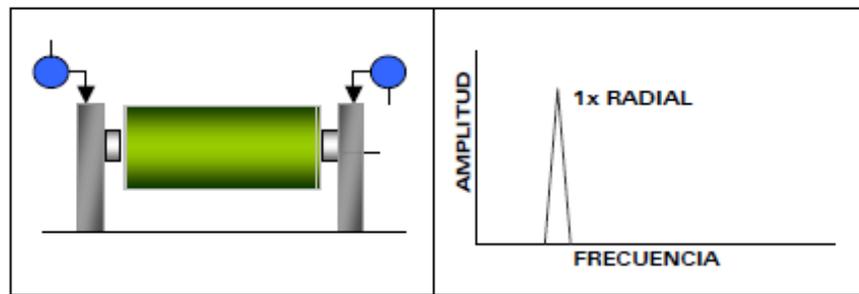


Figura 2. 34 Desbalance Dinámico

FUENTE: S.A., A-MAQ. 2005. [www.a-maq.com](http://www.a-maq.com). [Online] Enero 2005.

### - Por par de fuerza.

Un par de fuerzas se genera por dos fuerzas de similar magnitud, paralelas y en sentido contrario, desplazadas a cierta distancia, “el eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en el centro de masas del propio rotor”<sup>49</sup>, en la figura 2.35, se representa al par de fuerzas, que consta con una distancia definida que las relaciona, además el eje inercia intercepta al eje de rotación de masas. Si se comparan lecturas de amplitud de vibraciones de un rotor simétrico, éstas serán iguales pero desfasadas 180°.

<sup>48</sup>NORTON Robert.Op. Cit., p. 107.

<sup>49</sup>PALOMINO MARIN Evelio.Op. Cit., p. 115.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

Un rotor puede tener desbalance estático y de par de fuerzas al mismo tiempo y esta condición se llama desbalance dinámico. Esto es lo que por lo general se encuentra en la práctica.

Cuando se está examinando un espectro sin información acerca de fase, no se puede distinguir el desbalance estático del dinámico. Para corregir el desbalance dinámico se necesita un trabajo de balanceo en varios planos, mientras que el estático se puede corregir con un solo peso de corrección, el cual se coloca exactamente al lado opuesto al desbalance.

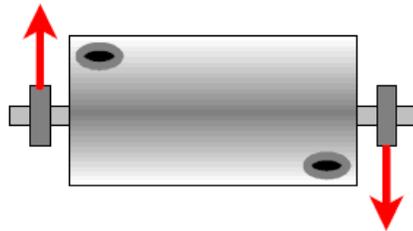


Figura 2. 35. Desbalance de par de fuerzas

**FUENTE:** WHITE Glen. "Introducción al Análisis de Vibraciones";EditorialAzima DLI; Massachusetts USA, 2010

### - Modelos para balanceo

Con el estudio realizado anteriormente se verificará que para la identificación del tipo de balanceo necesario para cada una de las diferentes máquinas, o componentes de las mismas es necesario tener referencias o por lo menos modelos ya establecidos por la práctica, de tal forma que permita identificar el tipo de desbalance que se presenta de manera más segura y rápida, a demás de considerar desperfectos que los mismos pueden haber producido en el trabajo de cada una de estas.

A continuación, algunos modelos de balanceo en función de la longitud para el diámetro.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

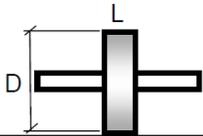
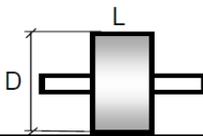
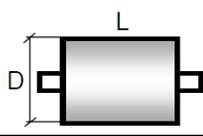
MODELO ROTOR	RELACIÓN $\frac{L}{D}$	MODELO DE BALANCEO		
		UN PLANO	DOS PLANOS	MÚLTIPLES PLANOS
	Menor que 0.5	Hasta 1000 RPM	Superior a 1000 RPM	NO
	Mayor que 0.5 y Menor que 2	Hasta 150 RPM	150 - 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica	Superior a 2000 RPM Superior a 70% Vel. Crítica
	Mayor que 2	Hasta 100 RPM	Superior a 100 RPM y Hasta el 70% Vel. Crítica	Superior a 70% Vel. Crítica

Tabla 2. 6. Modelos para balanceo

FUENTE: PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6, p. 117.

### 2.5.2 Desalineación

La desalineación está dada por parámetros geométricos y dimensionales, de manera que en elementos de rotación afectan directamente produciendo vibraciones, como se puede observar a continuación, figura 2.36, se presenta los diferentes tipos de desalineación que pueden darse:

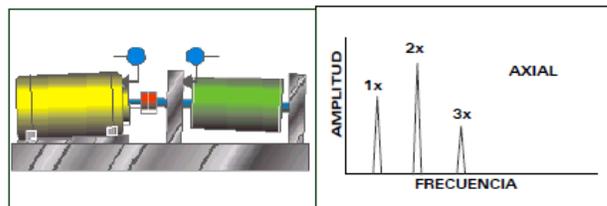


Figura 2. 36. Desalineación Angular

FUENTE: Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### - Angular:

Este problema está descrito por la variación de distancia existente entre ejes de distintas máquinas, en el momento de su acople, en este caso el eje del primer elemento se encuentra cruzado con respecto al otro y viceversa, es decir que no están paralelos, figura 2.37.

La desalineación angular se caracteriza por altas vibraciones axiales, tanto en 1X, 2X y 3XRPS, las cuales se encuentran con un desfase a través del acople de 180°. Estos síntomas deberán ser verificados, pues se puede tratar de elementos de suma importancia para el funcionamiento de una máquina o lo que es peor el de una producción completa. Por lo cual es primordial corregir la alineación del conjunto motor-rotor.

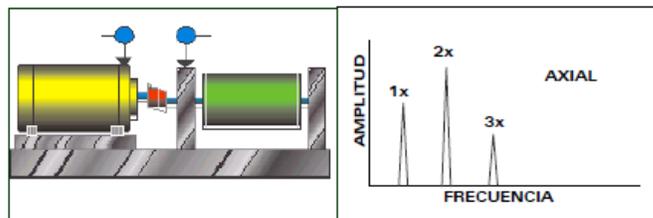


Figura 2. 37. Desalineación Paralela

**FUENTE:** Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>

### - Paralela:

En este caso existen parámetros geométricos que se debe cumplir dentro de las características de un acoplamiento de calidad, en la presente situación cumple con el paralelismo de los ejes, pero no cumplen con la colinealidad de los mismos, es decir que el eje transmisor no está en la

## **Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones**

misma línea del eje transmitido, causando de esta forma la desalineación.

En una desalineación paralela predominan las vibraciones a 2XRPS, y a 1X RPS, con un desfase 180° través del acople. Pero al aumentar la severidad se generan picos de 4X y hasta 8X. Para corregir el daño se debe alinear el conjunto.

### **- Causas de desalineación**

La desalineación está causada por las condiciones siguientes:

- Ensamblado impreciso de los componentes, como motores, bombas etc.
- La posición relativa de los componentes se altera después del montaje.
- Distorsión debido a fuerzas en tuberías.
- Distorsión en soportes flexibles debido a torque.
- Expansión de la estructura de la máquina debido al alza de la temperatura.
- El frente del acoplamiento no está perpendicular al eje de la flecha.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### 2.5.3 Excentricidad.

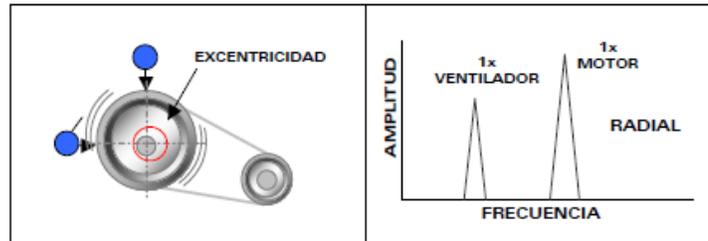


Figura 2. 38. Rotor-excéntrico

**FUENTE:** Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>.

#### - Rotor excéntrico:

Fácilmente confundible con desbalance, este inconveniente ocurre cuando no coincide el centro de rotación de un elemento con el centro de rotación geométrico del que esta acoplado.

En el elemento con excentricidad la vibración se da en 1 X RPS, en dirección transversal de los centros de los dos rotores, figura 2.38.

El rotor debe ser reensamblado o reemplazado, para corregir el defecto.

### 2.5.4 Fallas en engranajes.

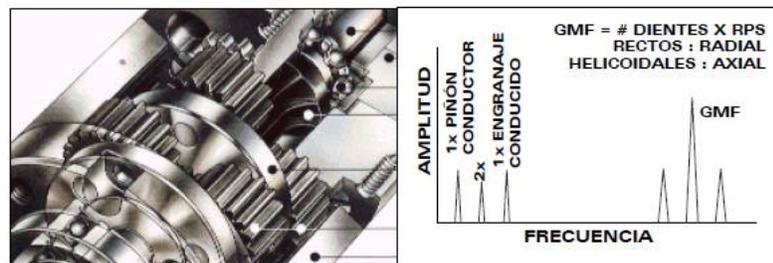


Figura 2. 39. Fallas en engranajes en estado normal

**FUENTE:** Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### - Estado normal:

La característica del espectro en el estado normal se da con la presencia de bandas laterales alrededor de la frecuencia de engrane, así como la muestra de armónicos de 1X y 2XRPS del piñón y de la rueda, figura 2.39.

Los niveles presentes en la frecuencia al mantenerse bajos permiten la verificación de un estado normal de este tipo de mecanismos.

### - Patologías en los engranes:

#### **Desgaste del diámetro primitivo/diente roto:**

El desgaste se puede dar de varias maneras, como desde el mal uso de Maquinaria, el sobreesfuerzo que se le da a cada uno de estos, adicionando la vida útil de los mismos.

La lubricación que se le brinde a estos elementos es muy importante, ya que su uso determinará un menor desgaste entre los elementos. Incluso, un montaje erróneo de los engranes provocará el desgaste prematuro y con ello el espectro de vibración varía en su amplitud.

En el caso de que el problema sea prematuro es recomendable la inspección de desalineación o excentricidad en el eje o engrane respectivamente

Existe en su espectro la sobreexcitación inevitable de la frecuencia de engrane si el problema es avanzado, además de existir bandas laterales alrededor de la frecuencia natural, figura 2.40

En la afección principal se puede encontrar en la frecuencia natural del engrane a pesar de la existencia de anomalías en la del mismo.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

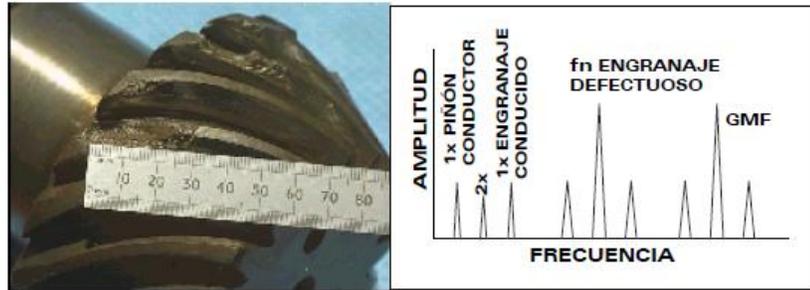


Figura 2. 40. Representación de espectro de un engrane

FUENTE: Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>

### - Sobrecarga en engrane:

La dificultad de movimiento requiere factores en donde intervienen otros elementos dentro de la transmisión tales como rodamientos, bujes, fallas por lubricación y anomalías que se presentan en el eje conducido, figura 2.41. Una de las características de este análisis es de que se realice con una carga máxima, la cual soporte el engrane.

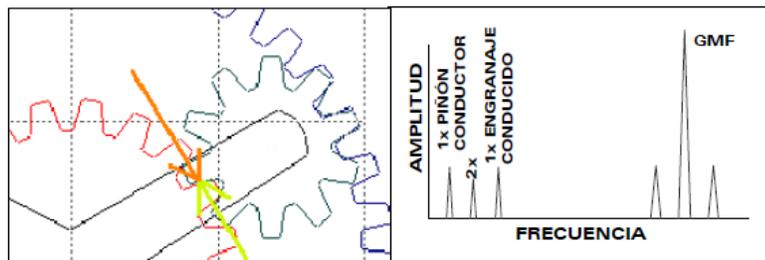


Figura 2. 41. Sobrecarga en engranaje

FUENTE: Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>

### - Backlash:

Conocida como excentricidad se produce cuando el eje de simetría no coincide con el eje de rotación. El backlash se produce cuando, al finalizar

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

el contacto entre los dos dientes, el siguiente contacto no realiza la transmisión o no entran en contacto, figura 2.42.

Para el caso en particular la frecuencia de engrane disminuye cuando la carga aumenta, el espacio que se genera entre bandas laterales en torno a la frecuencia de engrane y de la nominal son síntomas característicos de este problema.

En los distintos problemas que se presenten para este elemento dentro de la maquinaria, se debe especificar su estado, considerando el mismo, se espera obtener resultados de si se hace o no una rectificación del elemento o por lo contrario se lo reemplaza.

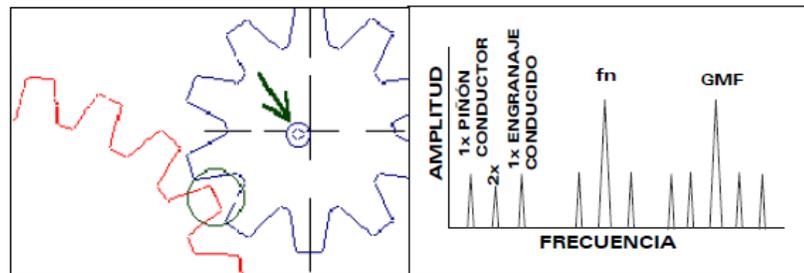


Figura 2. 42. Excentricidad y/o Backlash

**FUENTE:** Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>

### - Engrane desalineado:

Existen dos posibilidades para este problema, uno puede ser por la parte constructiva de los engranes o ejes, y la segunda es por la parte de ensamble, de igual forma para las dos.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

Existen bandas laterales de 1X RPS del piñón o rueda, siempre contando para esta disponibilidad la excitación de segundo o mayor orden de la frecuencia de engrane, figura 2.43.

Es de importancia entonces la rectificación de este tipo de inconvenientes y establecer formatos de trabajo para evitar todo tipo de situaciones ajenas.

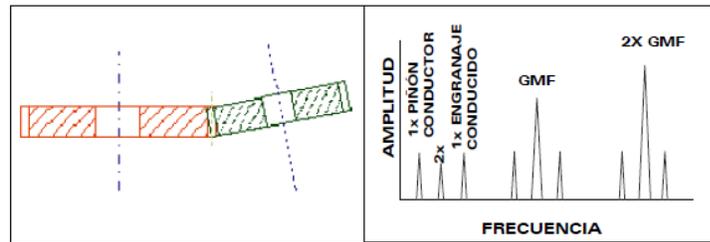


Figura 2. 43. Engrane desalineado.

**FUENTE:** Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>.

### - Problemas de Hunting:

Debido a errores de construcción existe problemas de interferencia, o choque de dos dientes de un engrane en la transmisión, figura 2.44, es por esta razón la generación de vibraciones.

“Esta falla genera altas vibraciones a bajas frecuencias por debajo de los 10 Hz”<sup>50</sup>.

Según el diagnóstico dependerá de que el par dañado sea extraído para su reparación eventual o definitivo para ser reemplazado por un par nuevo o en condiciones de funcionamiento normal.

<sup>50</sup>Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>; p. 29.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

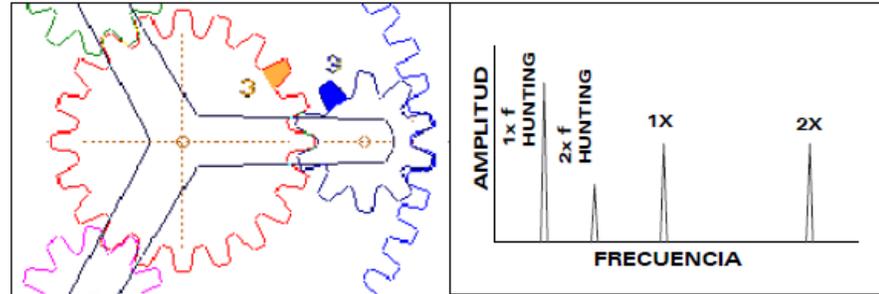


Figura 2. 44. Problemas de hunting.

**FUENTE:** Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>.

### - Calculo de frecuencias de fallo en reductores

Al sistema de la figura 2.31, se suma un reductor, debido al engrane entre los dientes de los piñones cambiará la velocidad de salida del eje, figura 2.45, por lo cual se genera nuevas frecuencias.

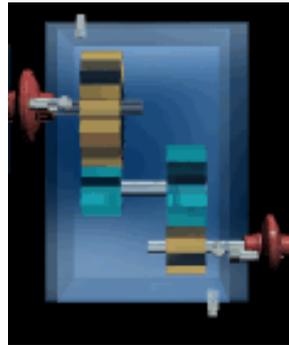


Figura 2. 45. Reductor

**Fuente:** [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

Para calcular la velocidad de salida se divide el número de dientes del piñón de entrada para el número de dientes del piñón de salida y multiplicarlo por la velocidad del eje de entrada.

Para el sistema se añade un reductor al compresor, de manera que disminuya la velocidad de salida a la mitad, es decir de 1000 a 500 CPM, ahora existe dos velocidades de eje, una a 1X y otra a 0.5X, figura 2.46.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

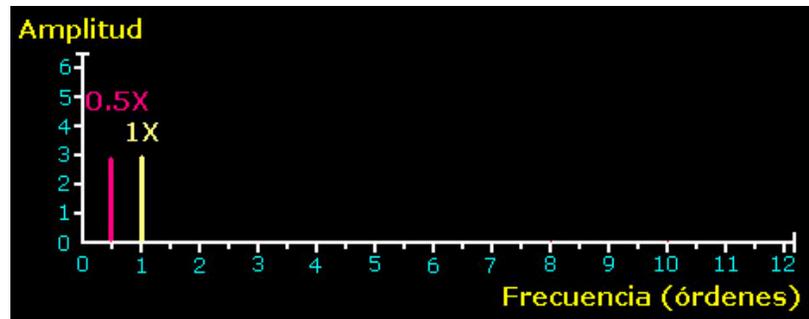


Figura 2. 46. Visualización de frecuencias

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

Debido a que la velocidad del motor no ha cambiado y el ventilador está acoplado directamente al eje motor, la frecuencia de paso de los álabes del ventilador no cambia. Pero en cambio la frecuencia de paso de álabes del compresor se ha reducido a la mitad.

Al observar el espectro, figura 2.47, existe un pico a 1X que es la frecuencia del motor, otro en 0.5X que es la frecuencia del compresor, otro pico a 8X la frecuencia de los álabes del ventilador del motor y finalmente a 6X a la frecuencia de álabes del compresor.

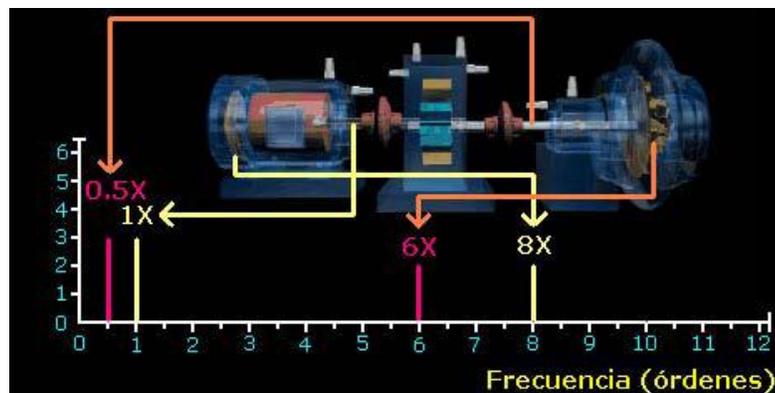


Figura 2. 47. Designación de frecuencias en máquina.

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf).

En los reductores la frecuencia de fallo es la frecuencia de engrane, que se calcula multiplicando el número de dientes por la velocidad del eje.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

$$Fe_1 = (Ne) (Vent_1)$$

Ecuacion2. 6 Frecuencia de Engrane (Fallo)<sup>51</sup>

Donde:  $Ne$  = Número de dientes del piñón

$Vent$  = velocidad del piñón

El cálculo se explica con un ejemplo, si hay 12 dientes en el eje de entrada y 24 en el de salida, la velocidad de entrada es 1000 CPM entonces la frecuencia de engrane es 12000 CPM ( $12 \times 1000 = 12000$ ). La velocidad de salida del reductor es  $1000 \times (12/24) = 500$  CPM, entonces la frecuencia de engrane es  $500 \times 24 = 12000$  CPM. Por cualquiera de los dos engranes en operación, figura 2.48, se puede encontrar la frecuencia de engrane.

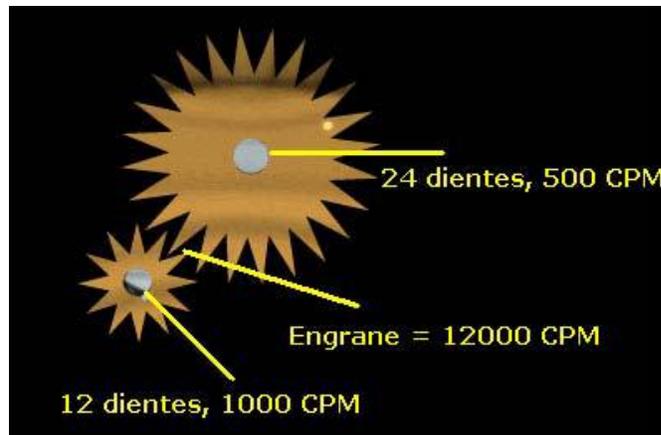


Figura 2. 48. Reductores

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

### - Reductores.

En reductores multietapa se calcula la velocidad de salida teniendo en cuenta cada interacción entre los engranajes, y la frecuencia de engrane, figura 2.49, se calcula de nuevo como el producto del número de dientes por la velocidad del engrane teniendo en cuenta los ejes intermedios.

<sup>51</sup>[www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

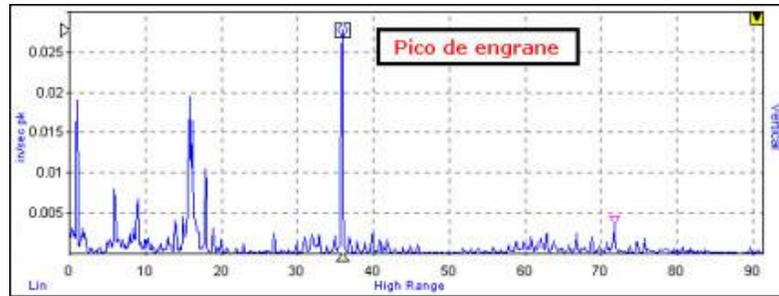


Figura 2. 49. Visualización de espectro

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

Se aclara la explicación con un ejemplo, en la figura 2.50, se muestra un reductor que tiene 35 dientes en el engranaje de entrada y 13 en la entrada del eje intermedio. El segundo engranaje del eje intermedio tiene 27 dientes, el piñón de salida tiene 15 dientes, la velocidad de entrada es 1000CPM. En los primeros dos ejes la relación es de 2.692 ( $35/13 = 2.692$ ), por tanto el eje intermedio gira a 2692 CPM. Por tanto la frecuencia de engrane en la primera etapa es de 35X.

La velocidad de entrada en la segunda etapa es 2692 CPM, la relación de la segunda etapa es de 1.8 ( $27/15 = 1.8$ ), por tanto la velocidad de salida es 4.846 ( $1.8 \times 2.6923$ ) que será 4846CPM. La frecuencia de engrane de la segunda etapa será  $27 \times 2.692$  ó  $15 \times 4.846$ , es decir, 72.69X (72690 CPM).

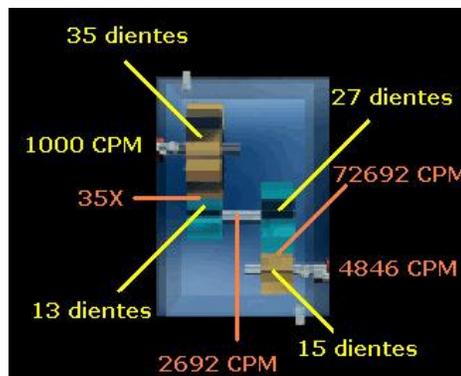


Figura 2. 50 Reductor

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### 2.5.5 Fallas en bandas

Las poleas por medio de correas son usadas para transmitir energía y movimiento provocando un cambio en la velocidad de salida. Los problemas que pueden dar se manifiestan en las poleas al momento del montaje o acople de las poleas, además que pueden ser afectadas por el desgaste o envejecimiento en las correas.

#### - Distensión:

Todo equipo o elemento cuenta con una vida útil, los problemas ocurren cuando sobrepasamos este límite en función del tiempo y función, teniendo en cuenta que pueden existir otro tipo de problemas como desgastes excesivos.

Existe inestabilidad de amplitudes, con picos que predominan el 2X frecuencia de banda. Figura 2.51

Las correcciones pueden ser controladas con procedimientos de tensión por parte de métodos mecánicos para las correas o bandas de transmisión.

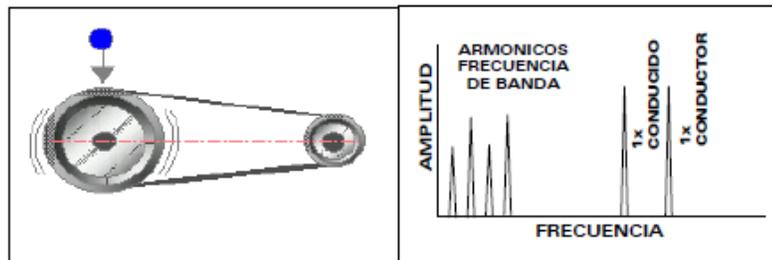


Figura 2. 51 Distensión

FUENTE: Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### - Desalineación en poleas:

Su característica en vibraciones genera en la dirección axial de 1X RPS de cualquiera de las dos poleas en transmisión, figura 2.52.

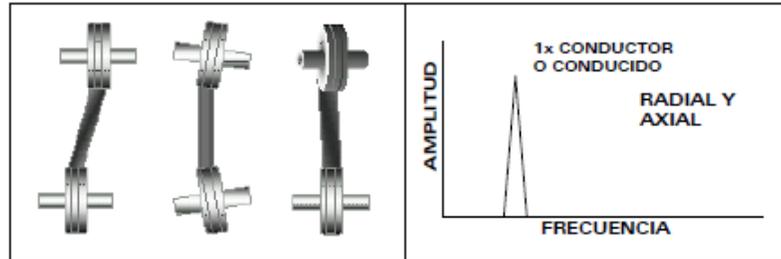


Figura 2. 52 Desalineación en poleas

**FUENTE:** Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>

### - Excentricidad en poleas:

Este problema geométrico produce esfuerzos de fatiga reversibles, figura 2.53, “Su amplitud está por encima de las amplitudes de las frecuencias de las bandas”<sup>52</sup>.

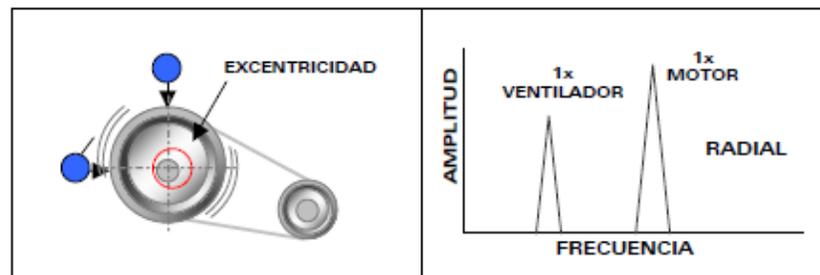


Figura 2. 53 Excentricidad de poleas

**FUENTE:** Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>

### - Resonancia banda:

Es obvio que en el momento de que los RPS del motor logren coincidir con la frecuencia natural de la banda se tiene resonancia, figura 2.54.

<sup>52</sup>Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, Op. Cit., p. 30.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

“La frecuencia natural puede ser alterada cambiando la tensión de la banda o su longitud”<sup>53</sup>.

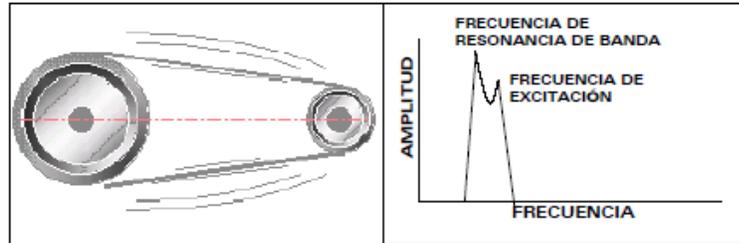


Figura 2. 54. Resonancia banda

FUENTE: Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>

### - Cálculo de frecuencias en bandas

Las frecuencias generadas por estos problemas, son inferiores a la frecuencia de giro, figura 2.55.

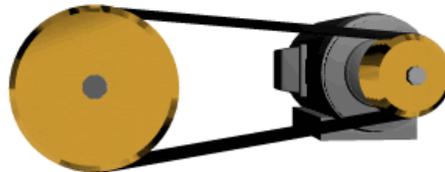


Figura 2. 55 Poleas

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf).

El cálculo de la frecuencia fundamental de banda se da por:

$$FBF = \pi \frac{D}{L} [RPM].$$

Ecuación 2. 7. Frecuencia fundamental de banda<sup>54</sup>

Donde:

$D$  = diámetro de la polea

$L$  = longitud de la banda

$RPM$  = velocidad de revolución de la polea.

<sup>53</sup>Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, Op. Cit., p. 31.

<sup>54</sup>PALOMINO MARIN Evelio. Op. Cit., p.114.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### 2.5.6 Fallas en rodamientos

Los rodamientos como tales son aquellos en donde más se producen defectos dando como resultado las vibraciones, estos poseen características que permite tener el tipo de riesgo para llegar a tener efectos que no son favorables distorsionando su función principal y por lo tanto de la máquina o elemento que depende del mismo para realizar también su función.

#### - Falla en pista interna:

Las características en las vibraciones, producen una serie de armónicos con picos de 1X y 2XRPS donde la falla se da en dirección radial por la posición del elemento en cuestión, figura 2.56. Las fallas se producen por los malos ensambles, esfuerzos anormales, corrosión.

Una de las características es la mecánica en donde la fricción o contacto metal-metal producen pulsos en el dominio del tiempo.

La lubricación es uno de los aspectos más importantes, así como el control de impurezas que intervienen dentro de la transmisión.

“Generalmente la medida más confiable es en dirección de la carga”<sup>55</sup>.

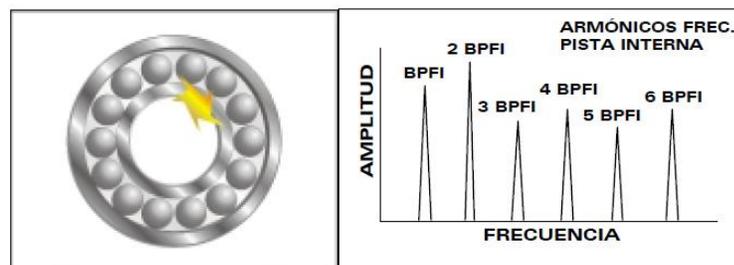


Figura 2. 56 Falla en pista interna

FUENTE: Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>.

<sup>55</sup>Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, Op. Cit., p. 33.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### - Falla en pista externa:

Los picos que aparecen en esta serie de armónicos son 1X y 2XRPS de igual forma en dirección radial, figura 2.57.

Los errores antes cometidos producen esta clase de problemas, en donde depende de la lubricación, factores externos como impurezas contaminantes del elemento lubricante, malos ensambles al no seguir procedimientos establecidos.

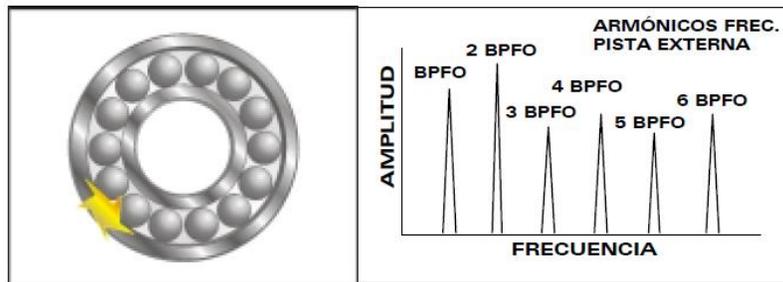


Figura 2. 57 Falla en pista externa.

**FUENTE:** Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>

Con claridad se puede tener mayor variación en la pista exterior por la sensibilidad y la distancia de la toma de datos desde un punto en común, tal vez por la distancia desde el punto de medición hasta el punto de frecuencia exista esta diferencia tratando de mantener la mayor cantidad de parámetros que puedan indicar un punto definido.

### - Falla en elementos rodantes:

A la misma característica en la serie de armónicos presenta una falla en los elementos rodantes. Estos elementos al presentar anomalías por su función permite saltos o choques de las partes del elemento que presenta

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

daño contra otra parte del rodamiento que si no se lo logra detectar a tiempo acciona que todo en conjunto falle y se vuelva un elemento que se debe reemplazar. Considerando que el rodamiento y su conformación presentan características distintivas en donde por las mismas se puede reconocer averías más fácilmente, figura 2.58.

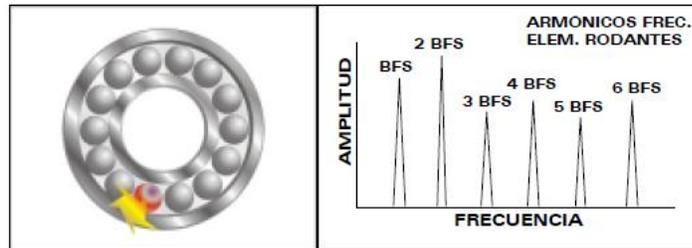


Figura 2. 58 Falla en elementos rodantes

**FUENTE:** Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>

### - Deterioro de jaula:

La vida útil de los mismos puede ser uno de los factores influyentes en su funcionamiento, en donde al existir deformación de la jaula, este como parte principal de guía de un elemento rodante ocasiona el golpe o choque entre los mismo que con el tiempo existirá por su rotura y daño la jaula impurezas conformada por fragmentos de la misma, figura 2.59.

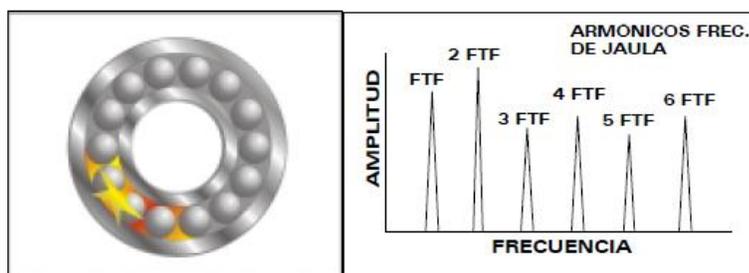


Figura 2. 59. Deterioro de jaula.

**FUENTE:** Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

### Cálculo de frecuencias de fallo en rodamientos

#### - Rodamientos de bolas

En los rodamientos de bolas, existen 4 frecuencias de fallo: de pista interior BPI, de pista exterior BPO, de giro de bolas BS y de jaula FT.

Al utilizar el método por órdenes ( $FT=0.4X$ ), para calcular la frecuencia final se debe multiplicarla por la velocidad del eje en el cual está localizado el rodamiento, figura 2.60.

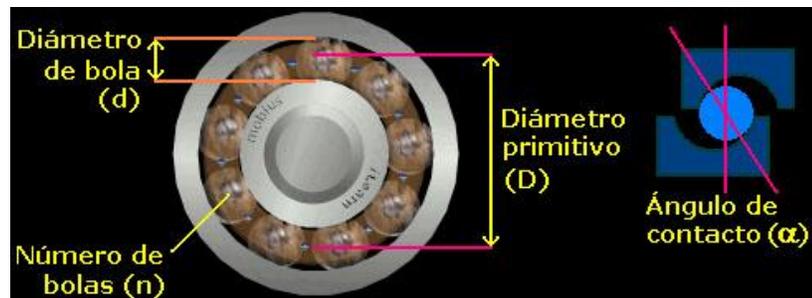


Figura 2. 60. Designación en rodamientos.

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

Las fórmulas son las siguientes:

Defecto en pista interior	$BPI = \frac{1}{2} n \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$
Defecto en pista exterior	$BPO = \frac{1}{2} n \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$
Defecto en jaula.	$FT = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right)$
Defecto en bolas	$BS = \frac{1}{2} \frac{D}{d} \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \alpha \right)$

Tabla 2. 7. Fórmulas de rodamiento para frecuencia de fallo.

Fuente: PALOMINO MARIN Evelio. "Elementos de Medición y Análisis de Vibraciones de Máquinas Rotatorias"; 5Ta. Edición Digital; Editorial Politécnico José Antonio Echeverría; Habana Cuba ; 2007. ISBN 959-261-043-6; p. 160.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

Donde:  $d$  = Diámetro de bola

$D$  = Diámetro primitivo.

$n$  = Número de bolas.

$\alpha$  = Ángulo de contacto

Normalmente se podrá conocer la siguiente información: número de bolas, diámetro de la bola, diámetro primitivo del rodamiento y ángulo de contacto.

### 2.5.7 Ejemplo de determinación de frecuencias de fallo en un sistema

En el gráfico 2.61 el ventilador de refrigeración del motor tiene 8 aspas y del compresor 12. Para el reductor en la primera etapa tiene 43 y 17 dientes y en la segunda etapa tiene 34 y 19 dientes.

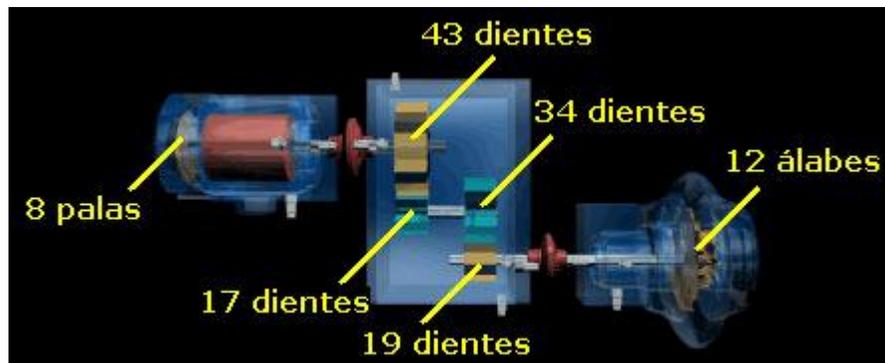


Figura 2. 61. Designación de elementos en la máquina

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

La velocidad de entrada es 1000CPM, que es la velocidad del eje del motor. La frecuencia de engranaje es:

$$Fe_1 = Ne Vent_1$$

$$Fe_1 = (43)(1000) = 43000CPM = 43X$$

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

La velocidad de salida es:

$$Vsal_1 = Vent_1 \left( \frac{Nent}{Nsal} \right)$$

Ecuacion2. 8 Velocidad<sup>56</sup>

$$Vsal_1 = 1000 \left( \frac{43}{17} \right) = 2529.4 = 2.529X$$

En este caso la velocidad de salida es la velocidad del eje intermedio.

Para verificar la Frecuencia de entrada:

$$Fe_1 = Ns Vsal_1$$

$$Fe_1 = 17 (2529.4) = 43000CPM = 43X$$

El cálculo hasta ahora esta dado para el primer juego de engranes.

A continuación el cálculo para el segundo par:

$$Vent_2 = Vsal_1 = 2529.4$$

$$Fe_2 = Ne Vent_2 = 34 * 2529.4$$

$$Fe_2 = 86000CPM = 86X$$

$$Vsal_2 = Vent_2 \left( \frac{Nent}{Nsal} \right)$$

$$Vsal_2 = 2529.4 \left( \frac{34}{19} \right) = 4526.31 = 4.52X$$

Verificando la Frecuencia de entrada:

$$Fe_2 = Ns Vsal_2$$

$$Fe_2 = 19(4526.3) = 86000CPM = 86X$$

Si consideramos las 8 palas del ventilador del motor y las 12 del compresor, las frecuencias de fallo serán 8X y ((12)(4.524)) 54.288X, respectivamente, figura 2.62.

---

<sup>56</sup>NORTON Robert. Op. Cit., p. 700.

## Capítulo 2: Determinación de parámetros de control y medición de vibraciones

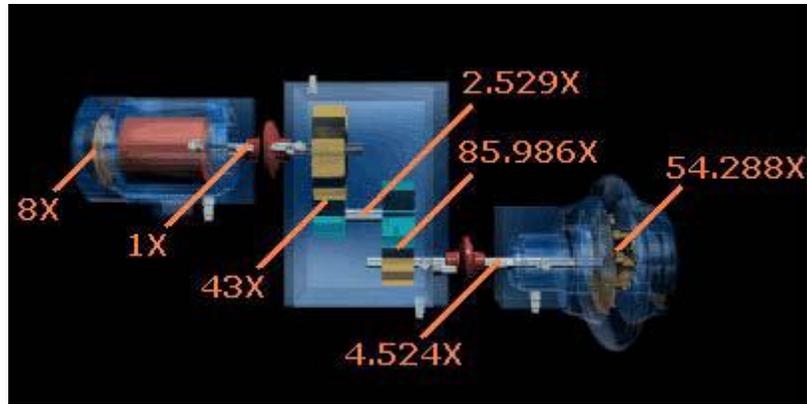


Figura 2. 62. Frecuencias en cada elemento con respecto a la frecuencia de referencia

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

El espectro deberá alcanzar un rango de hasta 86 órdenes debido a la alta frecuencia de engrane del eje intermedio, figura 2.63.

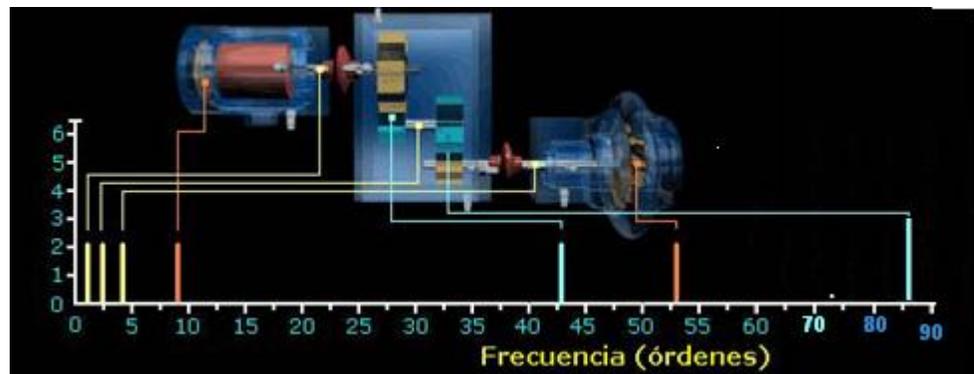


Figura 2. 63. Frecuencias en la máquina

Fuente: [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)

# **CAPITULO 3**

## **Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

### **3. Diseño y construcción de un banco didáctico para la medición de vibraciones mecánicas.**

#### **3.1 Introducción.**

##### **Procedimiento de diseño.**

Una de las etapas que presenta el proyecto es la selección de los parámetros, así como conceptos, tecnología y características que van a ser utilizados para la definición del mismo.

Es por esta razón que para su diseño se utiliza en su desarrollo el siguiente procedimiento:

La metodología a utilizar es la QFD (Quality Function Deployment, que significa despliegue de la función de calidad), ya que es una herramienta de planificación que permite realizar un sistema donde transmite las características que un producto debe tener a lo largo de su proceso de desarrollo.

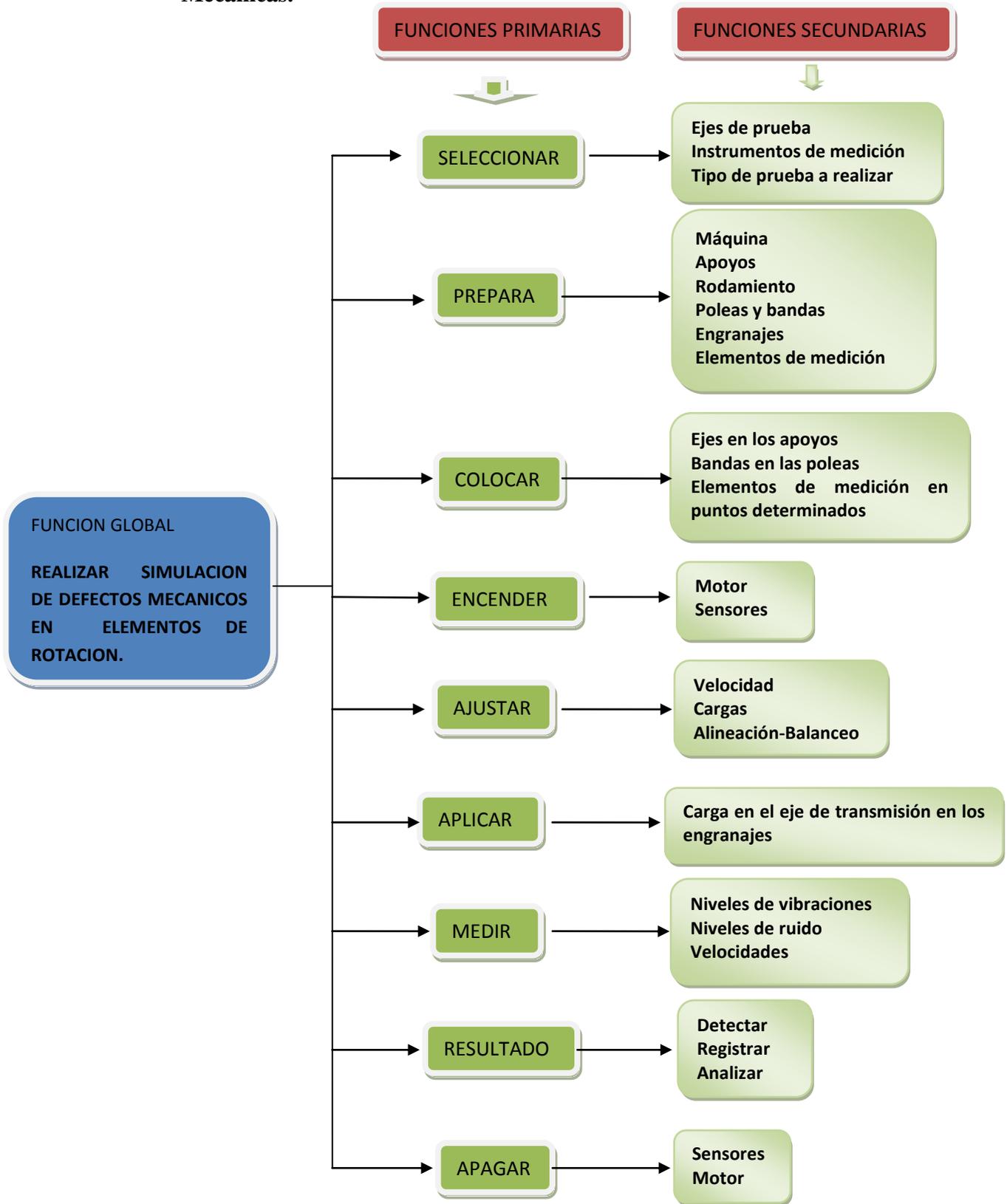
##### **3.1.1 Importancia del diseño conceptual**

Las ideas presentes y fundamentales corresponden a un diseño conceptual, ya que es la etapa de la decisión de los diferentes principios físicos de la maquinaria, en donde se analizara varias características hasta obtener un producto terminado cumpliendo a cabalidad los requisitos establecidos.

##### **3.1.2 Identificación de las diferentes funciones de la máquina**

Árbol de funciones:

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**



Mapa conceptual 3. 1 Función Global

Fuente: Realizado por autores

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

**3.1.3 Línea de conceptos primarios para funcionamiento de la máquina**

FUNCION GLOBAL	FUNCIONES PRIMARIAS	MANUAL	MECANICO	ELECTRICO	AUTOMATICO	HIDRAULICO
REALIZAR SIMULACION DE DEFECTOS MECANICOS EN ELEMENTOS DE ROTACION.	1 SELECCIONAR	1	2	3	4	5
	2 PREPARAR					
	3 COLOCAR					
	4 ENCENDER					
	5 AJUSTAR					
	6 APLICAR CARGA					
	7 MEDIR					
	8 RESULTADO					
	9 APAGAR					

Tabla 3. 1 Línea de conceptos primarios

Fuente: Realizado por autores

**3.1.4 Línea de conceptos secundarios**

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

FUNCION GLOBAL	FUNCIONES SECUNDARIAS	MANUAL	MECANICO	ELECTRICO	AUTOMATICO	HIDRAULICO
REALIZAR SIMULACION DE DEFECTOS MECANICOS EN ELEMENTOS DE ROTACION.	Ejes de prueba.	1 6	2 7	3 8	4 9	5 10
	Instrumentos de Medición.					
	Tipo de Prueba a realizar.					
	Máquina.					
	Apoyos.					
	Rodamiento.					
	Poleas y bandas.					
	Engranajes.					
	Elementos de medición.					
	Ejes en los apoyos.					
	Bandas en las poleas.					
	Elementos de medición en puntos determinados.					
	Motor.					
	Sensores.					
	Velocidad.					
	Cargas.					
	Alineación-Balanceo.					
	Carga en el eje de transmisión en los engranajes.					
	Niveles de Vibraciones.					
	Niveles de Ruido.					
	Velocidades.					
	Detectar.					
	Registrar.					
	Analizar.					
	Sensores.					
Motor.						

Tabla 3. 2 Línea de conceptos secundarios

Fuente: realizado por autores

**Capitulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

### CUADRO DE COMBINACIONES:

	SELECCIONAR	PREPARAR	COLOCAR	ENCENDER	AJUSTAR	APLICAR CARGA	MEDIR	RESULTADO	APAGAR
C1	MANUAL	MANUAL	MANUAL	MANUAL	MECANICO	HIDRAULICO	AUTOMATICO	AUTOMATICO	MANUAL
	●●●	●●●●●●●	●●●	●●	●●●	●	●●●	●●●●	●●
C2	MECANICO	MECANICO	MECANICO	MECANICO	ELECTRICO	ELECTRICO	ELCETRICO	AUTOMATICO	MECANICO
	●●●	●●●●●●●●	●●●●	●●●	●●●●	●	●●●●	●●●●●	●●
C3	ELECTRICO	MANUAL	MANUAL	AUTOMATICO	MECANICO	MANUAL	MANUAL	MECANICO	ELECTRICO
	●●●	●●●●●●●●	●●●●	●●●	●●●●	●	●●●●	●●●●●	●●●
C4	AUTOMATICO	ELECTRICO	AUTOMATICO	ELECTRICO	MANUAL	AUTOMATICO	HIDRAULICO	ELECTRICO	AUTOMATICO
	●●●	●●●●●●●●	●●●●	●●●	●●●●	●	●●●●	●●●●●	●●●
C5	HIDRAULICO	AUTOMATICO	AUTOMATICO	MANUAL	ELECTRICO	HIDRAULICO	AUTOMATICO	AUTOMATICO	MANUAL
	●●●	●●●●●●●●	●●●●	●●●	●●●●	●	●●●●	●●●●●	●●●
C6	MANUAL	MECANICO	MANUAL	ELECTRICO	ELECTRICO	MECANICO	AUTOMATICO	AUTOMATICO	ELECTRICO
	●●●	●●●●●●●●	●●●●	●●●	●●●●	●	●●●●	●●●●●	●●●
C7	MECANICO	MECANICO	MECANICO	AUTOMATICO	ELECTRICO	AUTOMATICO	MECANICO	AUTOMATICO	AUTOMATICO
	●●●	●●●●●●●●	●●●●	●●●	●●●●	●	●●●●	●●●●●	●●●
C8	ELECTRICO	ELECTRICO	ELCETRICO	HIDRAULICO	AUTOMATICO	HIDRAULICO	AUTOMATICO	AUTOMATICO	MANUAL
	●●●	●●●●●●●●	●●●●	●●●	●●●●	●	●●●●	●●●●●	●●●
C9	AUTOMATICO	AUTOMATICO	HIDRAULICO	HIDRAULICO	AUTOMATICO	ELECTRICO	MANUAL	MECANICO	MECANICO
	●●●	●●●●●●●●	●●●●	●●●	●●●●	●	●●●●	●●●●●	●●●
C10	HIDRAULICO	HIDRAULICO	MANUAL	HIDRAULICO	HIDRAULICO	MECANICO	MECANICO	HIDRAULICO	HIDRAULICO
	●●●	●●●●●●●●	●●●●	●●●	●●●●	●	●●●●	●●●●●	●●●

Tabla 3. 3. Cuadro de combinaciones

Fuente: realizado por autores

CODIGO DE COLORES	
MANUAL	●
MECANICO	●
ELECTRICO	●
AUTOMATICO	●
HIDRAULICO	●

# Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

## 3.1.5 Representación de línea de conceptos primarios:

### a) Representación de primera línea de conceptos primarios

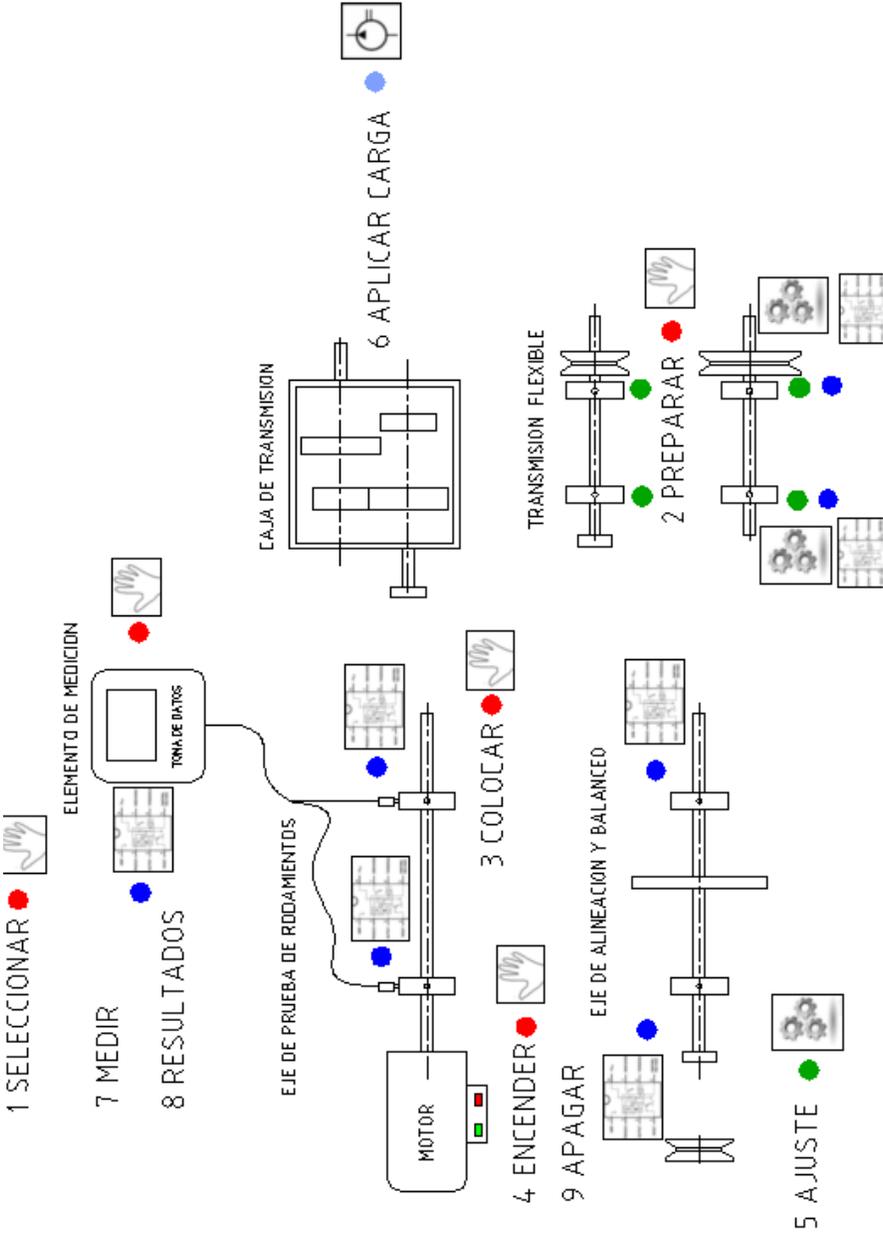


Figura 3. 1 Representación de primera línea de conceptos primarios

Fuente: Realizado por autores

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### b) Representación de segunda línea de conceptos primarios.

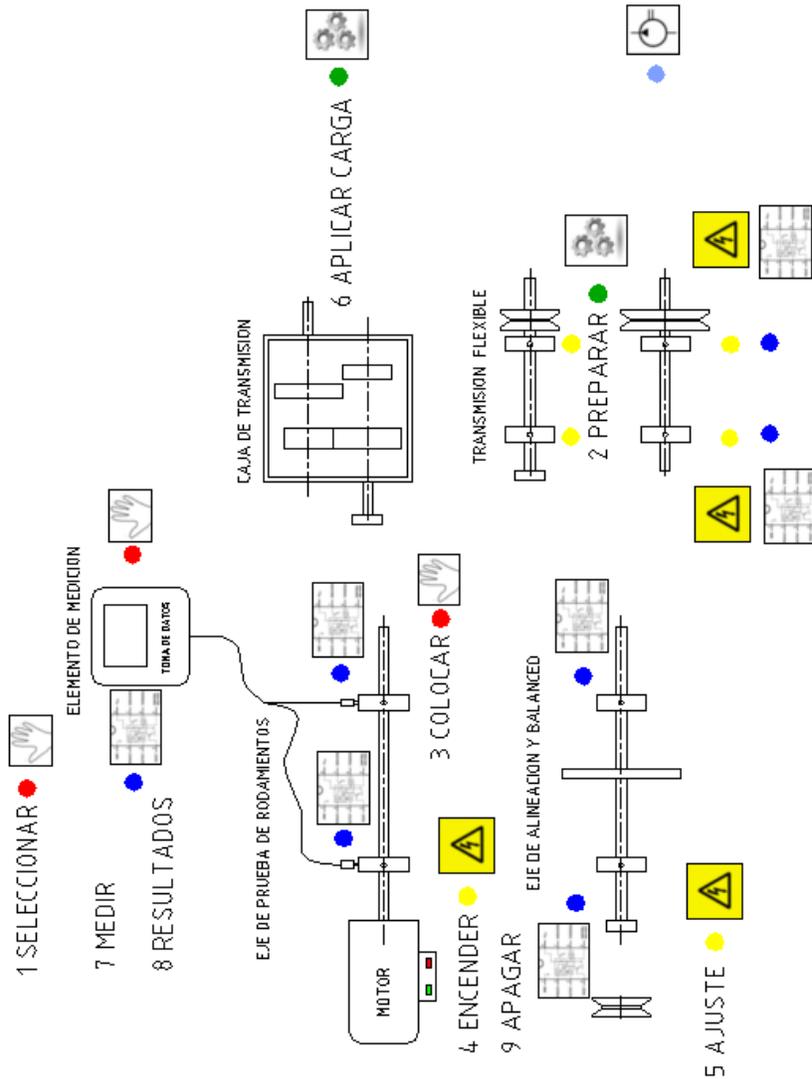


Figura 3. 2. Representación de segunda línea de conceptos secundarios.

Fuente: realizado por autores.

La parte técnica presenta caminos específicos a seguir para la elaboración tanto en el diseño como en su construcción, en las figuras 3.1 y 3.2 se presenta la determinación de los requerimientos para la función del banco, la cual justifica los principales sistemas que serán implementados.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Resultados de la encuesta:

Es importante considerar los diferentes criterios por las partes interesadas, es el caso de los docentes de la carrera, que mediante una encuesta se logra validar los distintos requerimientos del proyecto, también el alcance del mismo, evidenciados en los siguientes resultados (ANEXO I, FORMATO DE ENCUESTA).

TABULACION DE DATOS DE LA ENCUESTA			
<b>1. De los siguientes problemas que generan vibraciones, cuáles usted a escuchado?</b>			
a	6	100%	Desbalance
b	6	100%	Desalineación
c	6	100%	Excentricidad
d	6	100%	Daño por Rodamiento
TOTAL	6		Encuestados.
<p><b>Pregunta N 1</b></p> <p>120,00% 100,00% 80,00% 60,00% 40,00% 20,00% 0,00%</p> <p>a b c d</p> <p>■ Problemas en Vibraciones</p>			
<b>2. En que asignatura cree necesaria la utilización del un Banco de Vibraciones Mecánicas</b>			
a	5	83%	Mantenimiento
b	5	83%	Elementos de Máquinas I.
c	3	50%	Elementos de Máquinas II.
d	2	33%	Teoría de Mecanismos.
e	2	33%	Teoría de Control.
f	2	33%	Matemáticas Avanzada.
TOTAL	6		Encuetados.
<p><b>Pregunta N 2</b></p> <p>100% 50% 0%</p> <p>a b c d e f</p> <p>■ Asignaturas</p>			
<b>3. Indique cuál de las siguientes características generales debe tener el Banco para el estudio de Vibraciones.</b>			
a	3	50%	Pruebas didácticas.
b	0	0%	Pruebas industriales.
c	5	83%	Pruebas didácticas e industriales.
TOTAL	6		Encuetados.
<p><b>Pregunta N 3</b></p> <p>100% 50% 0%</p> <p>a b c</p> <p>■ Características del Banco</p>			

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

<b>4. De las siguientes Prácticas, considere usted cuales son las más importantes para el Estudio de Vibraciones Mecánicas</b>			
a	6	100%	Pruebas en balanceo dinámico.
b	4	67%	Pruebas en alineación.
c	5	83%	Pruebas en excentricidad.
d	6	100%	Pruebas en rodamientos y ejes.
TOTAL	6		Encuestado.

**Pregunta N 4**

Práctica	Porcentaje
a	100%
b	67%
c	83%
d	100%

**Tabla 3. 4 Tabulación de datos de encuesta**

**Fuente: Realizado por autores.**

**Análisis de la encuesta:**

- En la pregunta N°1 el 100% de los encuestados tiene conocimiento de todos los problemas en mención, indicando que la problemática no es ajena al estudio en la ingeniería mecánica.
- En la pregunta N°2 el 83% indica que la materia de Mantenimiento y Elementos de Máquinas I es necesaria la utilización del banco de vibraciones, mientras que con el 50% Elementos de Máquinas II y con un 33% Matemáticas Avanzada es conveniente la utilización del banco, a demás que entre los encuestados existe un 33% que sugiere implementar el estudio de las vibraciones como una nueva asignatura. Esta pregunta facilita la valoración de las características que el proyecto requiere para ser útil en la carrera de ingeniería mecánica.
- La pregunta N°3 presenta un 83% de que el banco debe ser para Pruebas Didácticas- Industriales, un 50% para Pruebas Didácticas, determinando de esta forma que el banco debe cumplir con características tales que sea útil para la parte académica como

### **Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

prioritario, en lo que respecta a ser didáctico y en lo que respecta a la parte industrial cumplirá con características básicas a demás que el proyecto tiene proyecciones de innovación y amplificación.

- En la pregunta N°4 el 100% de los encuestados da mayor importancia a las prácticas de Balanceo Dinámico, Rodamientos y Ejes, con un 83% prácticas de Alineación y 67% de Excentricidad. El estudio refuerza el planteamiento de las diferentes prácticas que servirían como complemento esencial en el estudio de las vibraciones.

## **3.2 Propuestas de diseño**

### **3.2.1 Propuestas de diseño**

#### **Características del banco de vibraciones**

Con los resultados obtenidos, se plantea el diseño del banco figura 3.3, con los diferentes sistemas, partiendo de lo general a lo particular, para lo cual se presenta una propuesta con el fin de determinar tanto las operaciones así como las funciones e interrelaciones entre componentes. Las interrelaciones se darán entre los sistemas Mecánico, Manual, Eléctrico, Hidráulico, Automático, las cuales se incorporaran al sistema general según se avance en el diseño y concluyendo la descripción técnica de cada componente.



**Figura 3. 3. Banco de Vibraciones**

**Fuente:** [http://www.gunt.de/download/PT500\\_flyer\\_spanish.pdf](http://www.gunt.de/download/PT500_flyer_spanish.pdf)

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

CARACTERISTICAS DEL BANCO DE VIBRACIONES			
PRUEBAS	CARACTERISTICAS	DESCRIPCION	ELEMENTOS UTILIZADOS.
<b>Balaceo Dinámico.</b>	MECANICAS	Mediante el movimiento rotativo de un elemento que pueda cumplir esta función, se procede a dar velocidad al mismo con el objetivo de crear fuerzas las cuales permitirán verificar que el centro de gravedad coincida con el centro de giro del mismo, en este caso se añaden o remueven masas para su corrección.	Motor
	ELECTRICAS		Apoyos Rodamientos Ejes de Rotación Acoples Elementos de Sujeción y Ajuste Elemento de prueba Sondas Elementos de Medición
<b>Alineación</b>	MECANICAS	La geometría de los elementos de rotación deben cumplir con ciertas características para cumplir su función sin ningún tipo de problema, en este caso se pretende verificar las mismas, por medio de elementos de ajuste mecánico y uno de los más importantes por el análisis de su comportamiento al generar movimiento.	Motor
	ELECTRICAS		Apoyos Rodamientos Ejes de Rotación Acoples Elementos de Sujeción y Ajuste Elemento de prueba Sondas Elementos de Medición
<b>Degradación de Elementos de Rotación.</b>	MECANICAS	<b>Sobrecarga de Transmisión.</b>  Se aplicara una carga máxima a un tren de transmisión para medir su comportamiento y el efecto que este tiene en los demás elementos.	Motor  Apoyos  Rodamientos  Ejes de Rotación

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

	ELECTRICAS	<p><b>Excentricidades de Transmisión elástica.</b></p> <p>Mediante movimiento se determinara si en una transmisión de tipo elástica el centro de rotación del elemento principal de giro coincide con el centro de rotación del elemento al que se acopla.</p>	<p>Acoples</p> <p>Elementos de Sujeción y Ajuste</p> <p>Elemento de prueba</p> <p>Sondas</p> <p>Elementos de Medición</p> <p>Engranajes</p> <p>Bandas y Poleas</p>
	HIDRAULICAS		
<b>Rodamientos</b>	MECANICAS	<p>De la misma manera mediante el movimiento de rotación se simulan varios defectos mecánicos/físicos y por ende el comportamiento de los mismos, con el objetivo principal de verificar sus efectos en el banco.</p>	<p>Motor</p> <p>Apoyos</p> <p>Rodamientos</p> <p>Ejes de Rotación</p> <p>Acoples</p> <p>Elementos de Sujeción y Ajuste</p> <p>Elemento de prueba</p> <p>Sondas</p> <p>Elementos de Medición</p> <p>Engranajes</p> <p>Bandas y Poleas</p>
	ELECTRICAS		

**Tabla 3. 5. Características del banco de vibraciones**

**Fuente: Realizado autores**

## Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

### 3.3 Diseño mecánico:

#### 3.3.1 Diseño de una caja de elementos dentados

##### A) Dimensionamiento de ruedas dentadas (Diente Recto) primera etapa

Datos:

Descripción.	Modulo	N	$\phi$ (ángulo de presión)
Piñón.	2.25	27	20
Rueda Dentada.	2.25	53	20

Tabla 3. 6. Datos de piñón y rueda

Fuente: Realizado por autores

Descripción.	Cantidad.
Velocidad de entrada $\omega_e$	1800 rpm
Potencia de Entrada. $P_e$	0,5 HP $\approx$ 372,85W
Material	ACERO AISI 1020 $S_{fb'} = 210MPa.$
Razón de Velocidad Angular.	$M_v = 0.5094$
Razón de Engranés.	$M_g = 1.96$

Tabla 3. 7. Datos para dimensionamiento

Fuente: Realizado por autores

#### DIMENSIONAMIENTO GENERAL:

Distancia entre centros:

$$C = m \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right)$$

Ecuación 3. 1. Distancia entre Centros.<sup>57</sup>

$$C = 2.25 \left( \frac{27 + 53}{2} \right) = 90 \text{ mm}$$

<sup>57</sup> NORTON Robert. Op. Cit., p. 713

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

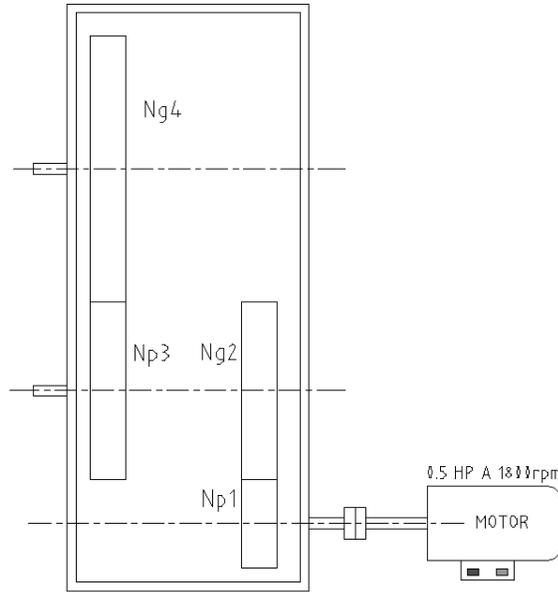
<b>DIMENSIONES DEL PIÑÓN</b>	<b>DIMENSIONES DE LA RUEDA.</b>
<p><b>Diámetro primitivo:</b>  <math>d_p = m N_p</math>                      Ecuación 3. 2. Diámetro primitivo.</p> <p><math>d_p = 2.25 * 27 = 60.75 \text{ mm}</math></p>	<p><b>Diámetro primitivo:</b>  <math>d_G = m N_g</math>  <math>d_G = (2.25)(53) = 119.25 \text{ mm}</math></p>
<p><b>Diámetro exterior:</b>  <math>d_{ext_p} = d_p + 2 m</math>                      Ecuación 3. 3. Diámetro Exterior.</p> <p><math>d_{ext_p} = 60.75 + (2)(2.25)</math>  <math>= 65.25 \text{ mm}</math></p>	<p><b>Diámetro exterior:</b>  <math>d_{ext_g} = d_p + 2 m</math>  <math>d_{ext_g} = 119.25 + (2)(2.25)</math>  <math>= 123.75 \text{ mm}</math></p>
<p><b>Addendum (Cabeza del diente):</b>  <math>a = m</math>                      Ecuación 3. 4. Addendum.</p> <p><math>a = 2.25 \text{ mm}</math></p>	<p><b>Addendum (Cabeza del diente):</b>  <math>a = m</math>  <math>a = 2.25 \text{ mm}</math></p>
<p><b>Dedendum (Pie del diente):</b>  <math>b = 1.25 m</math>                      Ecuación 3. 5. Dedendum.</p> <p><math>b = (1.25)(2.25) = 2,8125 \text{ mm}</math></p>	<p><b>Dedendum (Pie del diente):</b>  <math>b = 1.25 m</math>  <math>b = (1.25)(2.25) = 2,8125 \text{ mm}</math></p>
<p><b>Profundidad del diente:</b>  <math>h_p = 2.25 m</math>                      Ecuación 3. 6. Profundidad del Diente.</p> <p><math>h_p = (2.25)(2.25) = 5.0625 \text{ mm}</math></p>	<p><b>Profundidad del diente:</b>  <math>h_p = 2.25 m</math>  <math>h_p = (2.25)(2.25) = 5.0625 \text{ mm}</math></p>
<p><b>Ancho del diente:</b>  <math>B = (8 a 10) m</math>                      Ecuación 3. 7. Ancho de Diente.</p> <p><math>B = (8.8888)(2.25) = 20 \text{ mm}</math></p>	<p><b>Ancho del diente:</b>  <math>B = (8 a 10) m</math>  <math>B = (8.8888)(2.25) = 20 \text{ mm}</math></p>

**Tabla 3. 8. Dimensiones del piñón y rueda (Primera Etapa) <sup>58</sup>**

**Fuente: Realizado por Autores.**

<sup>58</sup> Desde la ecuación 3.2 a 3.7 se tomo de: **Nicolas Larburu Arrizabalaga. "Máquinas Prontuario";**3ra Edicion, Editorial Paraninfo, Madrid – España,1991, p. 322 – 330.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.



**Figura 3. 4. Esquema reductor**

**Fuente: Realizado por autores**

### DISEÑO DEL PIÑÓN Y RUEDA DENTADA POR FLEXION

#### Torque de entrada

$$T_e = \frac{P_E}{\omega_e} = T_p = \frac{P_p}{\omega_p}$$

$$T_s = M_g T_e = M_g T_p = T_g$$

**Ecuación 3. 8. Torque<sup>59</sup>**

$$T_p = \frac{(372.85)(60)}{(2)(\pi)(1800)} = 1.978 [N.m]$$

$$T_g = T_p \left( \frac{1}{M_v} \right) = 1.978 \left( \frac{1}{0.509433} \right) = 3.8827 [N.m]$$

<sup>59</sup> NORTON Robert. Op. Cit., p. 568.

## Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

### Carga tangencial

$$W_{tp} = \frac{2 * T_p}{d_p}$$

Ecuación 3. 9. Carga Tangencial.<sup>60</sup>

$$W_{tp} = \frac{(2)(1.978)}{0.06075} = 65.1193[N]$$

$$W_{tg} = \frac{2 T_g}{d_g} = \frac{(2)(3.8827)}{0.11925} = 65.1186[N]$$

Longitud de acción para la razón de contacto:

$$z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos\phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos\phi)^2} - C \operatorname{sen}\phi$$

Ecuación 3. 10. Longitud de acción.<sup>61</sup>

$$z = \sqrt{(30.375 + 2.25)^2 - (30.375 \cos 20)^2} + \sqrt{(59.625 + 2.25)^2 - (59.625 \cos 20)^2} - 90(\operatorname{sen} 20)$$

$$z = 11.2729[mm] \approx 0.4438[in].$$

$$P_c = \frac{\pi}{P_d} ; P_d \rightarrow \text{Anexo II.}$$

Ecuación 3. 11. Paso circular.<sup>62</sup>

$$P_c = \frac{\pi}{11.6425} = 0.2698[in]$$

$$P_b = P_c (\cos\phi)$$

$$P_b = 0.2698 (\cos 20) = 0.2535[in]$$

<sup>60</sup> NORTON Robert. Op. Cit., p. 730.

<sup>61</sup> Idem., p.712.

<sup>62</sup> Idem., p.713.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

Razón de contacto  $M_p$

$$M_p = \frac{Z}{P_b}$$

Ecuación 3. 12. Razón de contacto<sup>63</sup>

$$M_p = \frac{0.4438}{0.2535} = 1.75$$

Según las especificaciones AGMA la razón de contacto de cumplir con el siguiente requerimiento de que:  $1 < M_p < 2$  donde la razón de contacto que se obtiene es de 1.75 dentro de los valores especificados.

**Esfuerzos de flexión AGMA**

$$\sigma_b = \frac{(W_t)}{(F)} \frac{(K_a)(K_m)}{(m)(J)} \frac{(K_s)(K_B)(K_I)}{(K_v)}$$

Ecuación 3. 13. Esfuerzos de Flexión.<sup>64</sup>

$K_A = 1$  **Factor de corrección por aplicación** (no corregido debido a que los dos dispositivos de operación son continuos).

$K_m = 1.6$  **Factor de distribución de carga** (selección según tabla 11-16 pag. 740).

$K_s = 1$  **Factor de Tamaño** (no corregido por consideración de que el tamaño del diente es pequeño).

$K_B = 1$  **Factor de espesor de aro** (no corregido debido a que los engranajes son sólidos).

$K_I = 1$  **Factor de engranaje intermedio** (no corregido por no existir un engranaje intermedio).

**Factor dinámico**

$$K_V = \left[ \frac{A}{A + \sqrt{200 V_t}} \right]^B$$

Ecuación 3. 14. Factor dinámico<sup>65</sup>

<sup>63</sup> NORTON Robert. Op. Cit., p. 717.

<sup>64</sup> Idem., p. 735.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Calidad superficial:

$$Q_V = 6 \text{ (N7), Anexo III, figura 11.22, pg 739.}$$

#### Velocidad lineal máxima:

$$V_{max} = \frac{[A + (Q_V - 3)]^2}{200} = \frac{[59.7730 + (6 - 3)]^2}{200} = 19.70 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q_V)^{2/3}}{4}$$

$$B = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4} = 0.82548$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.8255) = 59.7730$$

$$K_V = \left[ \frac{59.7730}{59.773 + \sqrt{200(19.7)}} \right]^{0.82548} = 0.5528$$

#### Factor geométrico de resistencia a flexión. (J)

Factor geométrico de resistencia a flexión.

$$J_p = 0.2511 \text{ (Anexo IV.)}$$

$$J_g = 0.278 \text{ (Anexo IV.)}$$

Factores considerados tanto para el piñón como para la rueda.

#### Esfuerzos de flexión AGMA del piñón

$$\sigma_{bp} = \frac{(W_t)}{(F)(m)(J)} \frac{(K_a)(K_m)}{K_v} (K_s)(K_B)(K_I)$$

$$\sigma_{bp} = \left( \frac{65.1193}{(20)(2.25)(0.2511)} \right) \left( \frac{1.6}{0.5528} \right) = 16.6802 [MPa].$$

$$\sigma_{bg} = \left( \frac{65.1186}{(20)(2.25)(0.278)} \right) \left( \frac{1.6}{0.5528} \right) = 15.066 [MPa].$$

---

<sup>65</sup> NORTON Robert. Op. Cit., p. 739.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Resistencia a la fatiga por flexión AGMA.

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'}$$

Ecuación 3. 15. Resistencia a la Fatiga por Flexión <sup>66</sup>

#### Factor de ciclos de vida (corregimiento por ciclo)

$$N \text{ del piñón} = 1800rpm \left( \frac{60min}{1h} \right) \left( \frac{1825hr}{1 \text{ turno} - 1año} \right) (5años) = 9.855E^8 \text{ ciclos}$$

Ecuación 3. 16. Ciclos de vida.<sup>67</sup>

$$N \text{ de la rueda} = 916.92rpm \left( \frac{60min}{1h} \right) \left( \frac{1825hr}{1 \text{ turno} - 1año} \right) (5años) = 5.01E^8 \text{ ciclos}$$

$$K_{Lp} = 1.6831 N^{-0.0323}, \text{ Anexo V, Tabla 11-24.}$$

Ecuación 3. 17. Factor de Vida.<sup>68</sup>

$$K_{Lp} = 1.6831 (9.855E^8)^{-0.0323} = 0.8622$$

$$K_{Lg} = 1.6831 N^{-0.0323}, \text{ Anexo V.}$$

$$K_{Lg} = 1.6831 (5.02E^8)^{-0.0323} = 0.8812$$

#### Factor de temperatura:

$K_T = 1$ ;  $T < 250^\circ\text{F}$  (Temperatura del Baño de Aceite), recomienda el libro de Norton Robert..

#### Factor de confiabilidad:

$K_R = 1$  Confiabilidad de 99%, Anexo VI.

$S_{fb'}$  = 210[MPa] Resistencia a la fatiga por flexión.

$$S_{fb} \text{ del piñón} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} = \frac{0.8622}{1} * 210$$

$$S_{fB} \text{ del piñón} = 181.062 \text{ Mpa}$$

<sup>66</sup> NORTON Robert. Op. Cit. p. 739.

<sup>67</sup> Idem. , p.756.

<sup>68</sup> Idem. , p. 751.

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

$$S_{fb} \text{ de la rueda} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} = \frac{0.8812}{1} * 210$$

$$S_{fB} \text{ de la rueda} = 185.052 \text{ Mpa}$$

**Factor de seguridad falla por flexión:**

$$N_{bfp} = \frac{S_{fB}}{\sigma_{bfp}}$$

**Ecuación 3. 18. Factor de seguridad falla por flexión.<sup>69</sup>**

$$N_{bfp} = \frac{181.062}{16.6802} = 10.85 > 1$$

$$N_{bfp} = \frac{S_{fB}}{\sigma_{bg}}$$

$$N_{bfp} = \frac{185.052}{15.066} = 12.82 > 1$$

**DISEÑO DE PIÑÓN Y RUEDA DENTADA SUPERFICIAL.**

**Factor de geometría superficial:**

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) d_p}$$

**Ecuación 3. 19. Factor de Geometría Superficial.<sup>70</sup>**

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1 + x_p}{P_d}\right)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{P_d} \cos \phi$$

$$\rho_p = \sqrt{[r_p + (1 + x_p)(m)]^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \pi * m * \cos \phi$$

**Ecuación 3. 20. Radio de Curvatura de Dientes.<sup>71</sup>**

$$\rho_p = \sqrt{[30.375 + (1 + 0)(2.25)]^2 - ((30.375)(\cos 20))^2} - (\pi)(2.25)(\cos 20)$$

$$\rho_p = 9.1589 \text{ [mm]}$$

$$\rho_g = (C)(\sin \phi) - \rho_p$$

$$\rho_g = 90 \sin 20 - 9.1589$$

<sup>69</sup> NORTON Robert, Op. Cit., p. 765.

<sup>70</sup> Idem., Op. Cit., p. 744.

<sup>71</sup> Idem., p. 744.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

$$\rho_g = 21.6229 \text{ [mm]}$$

$$I_p = \frac{\cos 20}{\left(\frac{1}{9.1589} + \frac{1}{21.6229}\right) 60.75} = 0.09951$$

$$I_g = \frac{\cos 20}{\left(\frac{1}{9.1589} + \frac{1}{21.6229}\right) 119.25} = 0.05069$$

**Coefficiente elástico:**

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{(\pi) \left[ \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}}$$

**Ecuación 3. 21. Coeficiente Elástico.**<sup>72</sup>

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{(\pi) \left[ \left( \frac{1 - 0.3^2}{2 \times 10^5} \right) + \left( \frac{1 - 0.3^2}{2 \times 10^5} \right) \right]}} = 187.027 \text{ [MPa]}^{\frac{1}{2}}$$

**Esfuerzos superficiales:**

Los factores de corrección corresponden a los mismos por esfuerzo de flexión con los superficiales.

**Piñón:**

$$\sigma_c = (C_p) \left( \sqrt{\frac{W_t}{(f)(l)(d)} \frac{(C_A)(C_M)}{(C_V)} (C_S)(C_f)} \right) \text{ [Mpa]}$$

**Ecuación 3. 22. Esfuerzo Superficial.**<sup>73</sup>

$$\sigma_c = (187.027 \sqrt{\text{MPa}}) \left( \sqrt{\left( \frac{65.1193}{(20)(0.09951)(60.75)} \right) \left( \frac{(1)(1.6)}{0.5528} \right) (1)(1)} \right)$$

$$\sigma_c = 233.5234 \text{ [MPa]}$$

**Rueda:**

<sup>72</sup> NORTON Robert. Op. Cit., p. 745.

<sup>73</sup> Idem., p. 744.

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

$$\sigma_c = (C_P) \left( \sqrt{\frac{(W_t)}{(F)(I)(d)} \frac{(C_A)(C_M)}{(C_V)} (C_S)(C_f)} \right) [Mpa]$$

$$\sigma_c = (187.027\sqrt{Mpa}) \left( \sqrt{\frac{(65.1193)}{(20)(0.05069)(119.25)} \left( \frac{(1)(1.6)}{0.5528} \right) (1)(1)} \right)$$

$$\sigma_c = 233.523 [MPa]$$

**Factor de razón de dureza:**

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}$$

**Ecuación 3. 23. Factor de Razón de Dureza.**<sup>74</sup>

**Factor de razón de dureza.**

No es corregido porque la dureza es la misma para el piñón y para el eje.

$$C_H = 1$$

**Factor de vida superficial.**

$$C_L = 2.466N^{-0.056}$$

**Ecuación 3. 24. Factor de vida superficial.**<sup>75</sup>

$$C_L = 2.466 (9.855E^8)^{-0.056} = 0.7733$$

$$C_T = 1$$

$$C_R = 1$$

**Factor de seguridad a la fatiga superficial:**

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}'$$

$$S_{fc}', \quad \text{Anexo VII.}$$

$$S_{fc} = \left( \frac{(0.7733)(1)}{(1)(1)} \right) (625)$$

$$S_{fc} = 483.31 [MPa]$$

<sup>74</sup> NORTON Robert. Op. Cit., p. 753.

<sup>75</sup> Idem., p. 754.

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

$$N_{Cp} = \left( \frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2$$

**Ecuación 3. 25. Factor Seguridad.**<sup>76</sup>

$$N_{Cp} = \left( \frac{483.31}{233.5234} \right)^2 = 4.283 > 1$$

$$N_{Cg} = \left( \frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 = \left( \frac{483.31}{233.523} \right)^2 = 4.283 > 1$$

**B) Dimensionamiento de ruedas dentadas (diente recto) segunda etapa**

Para determinar el dimensionamiento de la segunda etapa de la caja, se realiza el mismo procedimiento que en el punto A.

**Datos:**

Descripción	Modulo	N	$\phi$ (ángulo de presión)
<b>Piñón.</b>	2	53	20
<b>Rueda Dentada.</b>	2	80	20

**Tabla 3. 9. Datos piñón rueda segunda etapa**

Fuente: Realizado por autores

Descripción.	Cantidad.
Velocidad de entrada $\omega_e$	916.9811 rpm
Potencia de Entrada. $P_e$	0,5 HP $\approx$ 372,85W
Material	ACERO AISI 1020 $S_{fb'} = 210MPa.$
Razón de Velocidad Angular.	$M_v = 0.6625$
Razón de Engranés.	$M_g = 3.4782$

**Tabla 3. 10. Datos para dimensionamiento**

Fuente: Realizado por autores

<sup>76</sup> NORTON Robert. Op. Cit., p. 767.

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

**DIMENSIONAMIENTO GENERAL:**

**Distancia entre Centros:**

$$C = m \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right)$$

$$C = 2.25 \left( \frac{53 + 80}{2} \right) = 149.625 \text{ mm}$$

<b>DIMENSIONES DEL PIÑÓN</b>	<b>DIMENSIONES DE LA RUEDA.</b>
<b>Diámetro primitivo:</b> $d_G = (m)(N_g)$ $d_G = 2.25 * 53 = 119.25 \text{ mm}$	<b>Diámetro primitivo:</b> $d_G = (m)(N_g)$ $d_G = 2.25 * 80 = 180 \text{ mm}$
<b>Diámetro exterior:</b> $d_{ext_g} = d_p + 2m$ $d_{ext_g} = 119.25 + (2)(2.25)$ $\quad\quad\quad = 123.75 \text{ mm}$	<b>Diámetro exterior:</b> $d_{ext_g} = d_p + 2m$ $d_{ext_g} = 180 + (2)(2.25)$ $\quad\quad\quad = 184.5 \text{ mm}$
<b>Addendum (Cabeza del diente):</b> $a = m$ $a = 2.25 \text{ mm}$	<b>Addendum (Cabeza del diente):</b> $a = m$ $a = 2.25 \text{ mm}$
<b>Dedendum (Pie del diente):</b> $b = 1.25 m$ $b = (1.25)(2.25) = 2,8125 \text{ mm}$	<b>Dedendum (Pie del diente):</b> $b = 1.25 m$ $b = (1.25)(2.25) = 2,8125 \text{ mm}$
<b>Profundidad del diente:</b> $h_p = 2.25 m$ $h_p = (2.25)(2.25) = 5.0625 \text{ mm}$	<b>Profundidad del diente:</b> $h_p = 2.25 m$ $h_p = (2.25)(2.25) = 5.0625 \text{ mm}$
<b>Ancho del diente:</b> $B = (8 a 10)(m)$ $B = (8.8888)(2.25) = 20 \text{ mm}$	<b>Ancho del diente:</b> $B = (8 a 10)(m)$ $B = (8.8888)(2.25) = 20 \text{ mm}$

**Tabla 3. 11. Dimensiones del piñón y rueda (Segunda Etapa).**

**Fuente: Realizado por Autores.**



**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

**DISEÑO DE PIÑÓN Y RUEDA DENTADA SUPERFICIAL**

Designacion	Piñon	Rueda
Esfuerzos Superficial	$\sigma_c = 170.3109 [Mpa]$	$\sigma_c = 171.4814 [Mpa]$
Factor de Seguridad a la fatiga Superficial	$N_{bp} = 8.687 > 1$	$N_{bg} = 8.568 > 1$

Tabla 3. 13. Diseño Superficial del piñon y rueda (Segunda Etapa).

Fuente: Realizado por autores.

**C) Dimensionamiento de ruedas dentadas (Helicoidal) primera etapa.**

Datos:

Descripción.	Modulo	N	$\phi$ (ángulo de presión)	$\Psi$ (ángulo de hélice).
Piñon.	2.25	30	20	20
Rueda Dentada.	2.25	45	20	20

Tabla 3. 14. Datos de piñon y rueda

Fuente: Realizado por autores.

Descripción.	Cantidad.
Velocidad de entrada $\omega_e$	1800 rpm
Potencia de Entrada. $P_e$	0,5 HP $\approx 372,85W$
Material	ACERO AISI 1020 $S_{fb'} = 210MPa.$
Razón de Velocidad Angular.	$M_v = \frac{2}{3}$
Razón de Engranés.	$M_g = 1.5$

Tabla 3. 15. Datos para dimensionamiento.

Fuente: Realizado por autores.

**DIMENSIONES GENERALES:**

$$C = m \left( \frac{z_1 + z_2}{2 * \cos\Psi} \right)$$

Ecuación 3. 26. Distancia entre centros.<sup>77</sup>

<sup>77</sup> Nicolás Larburu Arrizabalaga, Op. Cit., p. 334.

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

$$C = 2.25 \left( \frac{30 + 45}{2(\cos 20)} \right) = 89.789 \text{ mm}$$

DIMENSIONES DEL PIÑÓN	DIMENSIONES DE LA RUEDA
<p><b>Diámetro primitivo:</b></p> $d_p = \frac{(N_p)(m)}{(\cos \Psi)}$ <p>Ecuación 3. 27. Diámetro primitivo.<sup>78</sup></p> $d_p = \frac{(30)(2.25)}{\cos 20} = 71.831 \text{ mm}$	<p><b>Diámetro primitivo:</b></p> $dp_G = \frac{(N_g)(m)}{(\cos \Psi)}$ $dp_G = \frac{(45)(2.25)}{\cos 20} = 107.74 \text{ mm}$
<p><b>Diámetro exterior:</b></p> $dext_p = d_p + 2m$ <p>Ecuación 3. 28. Diámetro Exterior.<sup>79</sup></p> $dext_p = 71.831 + (2)(2.25) = 76.331 \text{ mm}$	<p><b>Diámetro exterior:</b></p> $dext_g = dp_g + 2m$ $dext_g = 107.74 + (2)(2.25) = 112.24 \text{ mm}$
<p><b>Addendum (Cabeza del diente):</b></p> $a = m$ $a = 2.25 \text{ mm}$	<p><b>Addendum (Cabeza del diente):</b></p> $a = m$ $a = 2.25 \text{ mm}$
<p><b>Dedendum (Pie del diente):</b></p> $b = 1.167m$ $b = (1.167)(2.25) = 2,625 \text{ mm}$	<p><b>Dedendum (Pie del diente):</b></p> $b = 1.167m$ $b = (1.167)(2.25) = 2,625 \text{ mm}$
<p><b>Profundidad del diente:</b></p> $h_p = 2.1677m$ $h_p = (2.1677)(2.25) = 4.877 \text{ mm}$	<p><b>Profundidad del diente:</b></p> $h_g = 2.1677m$ $h_g = (2.1677)(2.25) = 4,877 \text{ mm}$
<p><b>Ancho del diente:</b></p> $F = 10m$ $F = (10)(2.25) = 22.5 \text{ mm}$	<p><b>Ancho del diente:</b></p> $F = 10m$ $F = (10)(2.25) = 22.5 \text{ mm}$

Tabla 3. 16. Dimensiones piñón y rueda

Fuente: Realizado por autores

<sup>78</sup> Nicolás Larburu Arrizabalaga, Op. Cit., p. 334.

<sup>79</sup> Idem., p. 334.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

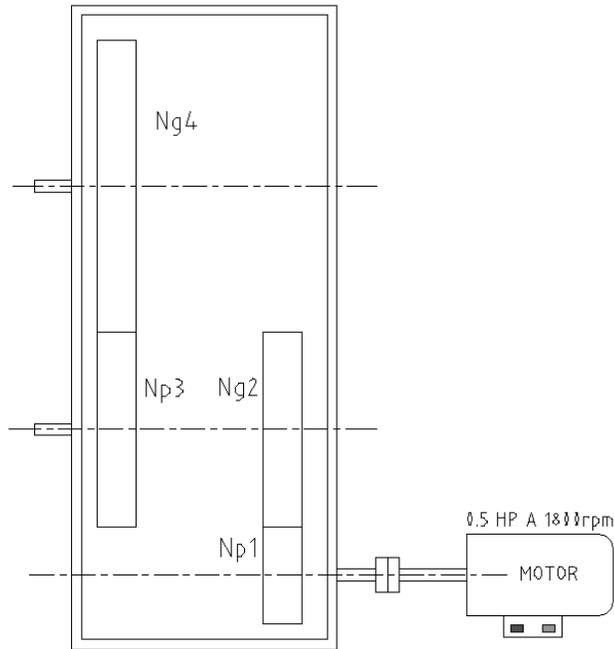


Figura 3. 6. Esquema de reductor

Fuente: Realizado por autores

#### DISEÑO DEL PIÑÓN Y RUEDA DENTADA POR FLEXION

##### Torque de entrada

$$T_{Ep} = \frac{P}{\omega_p} = \frac{(372.85)(60)}{(2)(\pi)(1800)} = 1.978 [N.m]$$

$$T_g = T_{Ep} \left( \frac{1}{Mv} \right) = (1.978) \left( \frac{1}{0.666666} \right) = 2.967 [N.m]$$

##### Carga tangencial.

$$W_{tp} = \frac{2 T_p}{d_p} = \frac{(2)(1.978 Nm)}{0.071831m} = 55.073 [N]$$

$$W_{tg} = \frac{2 T_p}{d_p} = \frac{(2)(2.967 Nm)}{0.10774m} = 55.077 [N]$$

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Carga radial

$$W_r = W_t (\tan\phi)$$

Ecuación 3. 29. Carga Radial.<sup>80</sup>

$$W_r = 55.077 (\tan 20^\circ) = 20.046 \text{ N}$$

#### Carga Axial.

$$W_a = (W_t)(\tan\Psi)$$

Ecuación 3. 30. Carga Axial.<sup>81</sup>

$$W_a = 55.077(\tan 20^\circ) = 20.046 \text{ N}$$

#### Razón de contacto axial $m_F$ :

$$m_F = \frac{F}{P_x}$$

Ecuación 3. 31. Razón de contacto axial.<sup>82</sup>

$$P_c = \frac{\pi(m)}{\cos\Psi}$$

Ecuación 3. 32. Paso circular.<sup>83</sup>

$$P_c = \frac{(2.25)\pi}{\cos 20} = 7.522$$

$$P_x = \frac{P_c}{\tan\Psi}$$

Ecuación 3. 33. Paso axial.<sup>84</sup>

$$P_x = \frac{7.522}{\tan 20} = 20.667 \text{ mm}$$

---

<sup>80</sup> NORTON Robert, Op. Cit., p. 776.

<sup>81</sup> Idem., p.776.

<sup>82</sup> Idem., p.778.

<sup>83</sup> Idem., p.776.

<sup>84</sup> Idem., p.776.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

$$m_F = \frac{22.5}{20.667} = 1.088 > 1, \text{Helicoidal Conveccional.}$$

**Esfuerzos a flexión engranajes helicoidales.**

$$\sigma_b = \frac{(W_t)}{(F)(m)(J)} \frac{(K_a)(K_m)}{(K_v)} (K_s)(K_B)(K_I)$$

$K_a = 1$  **Factor de corrección por aplicación** (no corregido debido a que los dos dispositivos de operación son continuos).

$K_m = 1.6$  **Factor de distribución de carga** (*Anexo VIII*).

$K_s = 1$  **Factor de tamaño** (no corregido por consideración de que el tamaño del diente es pequeño).

$K_B = 1$  **Factor de espesor de aro** (no corregido debido a que los engranajes son sólidos).

$K_I = 1$  **Factor de engranaje intermedio** (no corregido por no existir un engranaje intermedio).

**Factor dinámico:**

$$K_V = \left[ \frac{A}{A + \sqrt{200 * V_t}} \right]^B$$

**Calidad superficial:**

$$Q_V = 6 \text{ (N7) } \text{Anexo III.}$$

**Velocidad lineal máxima:**

$$V_{max} = \frac{[A + (Q_V - 3)]^2}{200} = \frac{[59.7730 + (6 - 3)]^2}{200} = 19.70 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q_V)^{2/3}}{4}$$

Por lo tanto:

$$B = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4} = 0.82548$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.8255) = 59.7730$$

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

$$K_V = \left[ \frac{59.7730}{59.773 + \sqrt{200 * 19.7}} \right]^{0.82548} = 0.5528$$

**Factor geométrico de resistencia a flexión. (J)**

$$J_p = 0.483 \text{ (Anexo IX).}$$

$$J_g = 0.494 \text{ (Anexo IX)}$$

**Factores considerados tanto para el piñón como para la rueda.**

**Esfuerzos de flexión AGMA del piñón:**

$$\sigma_{bp} = \frac{W_t}{(F)(m)(J)} \frac{(K_a)(K_m)}{K_v} (K_s)(K_B)(K_I)$$

$$\sigma_{bp} = \frac{55.073}{(22.5)(2.25)(0.483)} \left( \frac{1.6}{0.5528} \right) = 6.5189 [MPa].$$

$$\sigma_{bg} = \frac{55.077}{(22.5)(2.25)(0.494)} \left( \frac{1.6}{0.5528} \right) = 6.374 [MPa].$$

**Resistencia a la fatiga por flexión AGMA**

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'}$$

**Factor de ciclos de vida (Corregimiento por ciclo)**

$$N \text{ del piñón} = 1800 \text{rpm} \left( \frac{60 \text{min}}{1 \text{h}} \right) * \left( \frac{1825 \text{hr}}{1 \text{turno} - 1 \text{año}} \right) * (5 \text{años}) = 9.855 E^8 \text{ ciclos}$$

$$N \text{ de la rueda} = 1200 \text{rpm} \left( \frac{60 \text{min}}{1 \text{h}} \right) * \left( \frac{1825 \text{hr}}{1 \text{turno} - 1 \text{año}} \right) * (5 \text{años}) = 6.57 E^8 \text{ ciclos}$$

$$K_{Lp} = 1.6831 N^{-0.0323}, \text{ Anexo V.}$$

$$K_{Lp} = 1.6831 (9.855 E^8)^{-0.0323} = 0.8622$$

$$K_{Lg} = 1.6831 N^{-0.0323}, \text{ Anexo V.}$$

$$K_{Lg} = 1.6831 (6.57 E^8)^{-0.0323} = 0.8735$$

**Factor de temperatura:**

$$K_T = 1; T < 250^\circ \text{F (Temperatura del Baño de Aceite)}$$

**Factor de confiabilidad:**

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

$K_R = 1$  Confiabilidad de 99%

$S_{fb'} = 210[MPa]$  Resistencia a la fatiga por flexión

$$S_{fb} \text{ del piñón} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} = \frac{0.8622}{1} (210)$$

$S_{fB} \text{ del piñón} = 181.062 \text{ Mpa}$

$$S_{fb} \text{ de la rueda} = \frac{K_L}{K_T K_R} S_{fb'} = \frac{0.8735}{1} (210)$$

$S_{fB} \text{ de la rueda} = 183.451 \text{ Mpa}$

**Factor de seguridad falla por flexión:**

$$N_{bfp} = \frac{S_{fB}}{\sigma_{bfp}}$$

$$N_{bfp} = \frac{181.062}{6.5189} = 27.77 > 1$$

$$N_{bfg} = \frac{S_{fB}}{\sigma_{bfg}}$$

$$N_{bfg} = \frac{183.451}{6.3742} = 28.78 > 1$$

#### DISEÑO DE PIÑÓN Y RUEDA DENTADA SUPERFICIAL.

**Factor de geometría superficial:**

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) d_{p^*m_N}}$$

$$\rho_p = \sqrt{\{0.5[(r_p + a_p) + (C - r_g + a_g)]\}^2 - (r_p \cos \phi)^2}$$

$$\rho_p = \sqrt{\{0.5[(35.9155 + 2.25) + (89.789 - 53.87 + 2.25)]\}^2 - (35.9155(\cos 20))^2}$$

$$\rho_p = 17.824 [mm]$$

$$\rho_g = C (\sin \phi) - \rho_p$$

$$\rho_g = 89.789 (\sin 20) - 17.824$$

$$\rho_g = 12.8852 [mm]$$

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Longitud de acción:

$$z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos\phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos\phi)^2} - C (\text{sen}\phi)$$
$$z = \sqrt{(1.4139 + 0.0885)^2 - (1.4139(\cos 20^\circ))^2} + \sqrt{(2.1208 + 0.0885)^2 - (2.1208(\cos 20^\circ))^2} - 3.535(\text{sen} 20)$$
$$z = 0.4459 \text{ [in]}$$

#### Paso base:

$$Pb = \left( \frac{m(\pi)}{\cos\Psi} \right) \cos\phi$$
$$Pb = \left( \frac{2.25\pi}{\cos 20} \right) \cos 20 = 7.068 \text{ [mm]} \rightarrow 0.2782 \text{ [in]}$$

#### Razón de contacto

$$M_p = \frac{z}{Pb} = \frac{0.4459}{0.2782} = 1.602$$

#### Fracciones de contacto

$n_a = 0.11$  parte de fracción de  $m_p$ , Ver p. 779 del libro de NORTON Robert.

$n_r = 0.088$  parte de fracción de  $m_F$ , Ver p. 779 del libro de NORTON Robert.

#### Longitud mínima de las líneas de contacto

$$L_{min} = \frac{M_p(f) - (n_a)(n_r)(p_x)}{\cos\Psi_b}$$

Ecuación 3. 34. Longitud mínima de las líneas de contacto<sup>85</sup>

<sup>85</sup> NORTON Robert, Op. Cit., p. 782.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

$$\Psi_b = \cos^{-1} \left( \cos \Psi \left( \frac{\cos \phi_n}{\cos \phi} \right) \right)$$

Ecuación 3. 35. Angulo de base de hélice.<sup>86</sup>

$$\tan \phi = \frac{\tan \phi_n}{\cos \Psi}$$

Ecuación 3. 36. Angulo de presión.<sup>87</sup>

$$\phi_n = \tan^{-1}(\tan 20 \cos 20)$$

$$\phi_n = 18.8817^\circ$$

$$\Psi_b = \cos^{-1} \left( \cos 20 \left( \frac{\cos 18.8817^\circ}{\cos 20^\circ} \right) \right)$$

$$\Psi_b = 18.8817^\circ$$

$$L_{min} = \frac{1.602(22.5) - (1 - 0.11)(1 - 0.088)(20.667)}{\cos 18.8817^\circ} = 19.269$$

$$m_N = \frac{f}{L_{min}} = \frac{22.5}{19.269} = 1.167$$

$$I_p = \frac{\cos 20}{\left( \frac{1}{17.824} + \frac{1}{12.8852} \right) (71.831)(1.167)} = 0.0838$$

$$I_g = \frac{\cos 20}{\left( \frac{1}{17.824} + \frac{1}{12.8852} \right) (107.74)(1.167)} = 0.0558$$

#### Coefficiente elástico

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}}$$

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1 - 0.3^2}{2 \times 10^5} \right) + \left( \frac{1 - 0.3^2}{2 \times 10^5} \right) \right]}} = 187.027 [MPa]^{-\frac{1}{2}}$$

#### Esfuerzos superficiales

<sup>86</sup> NORTON Robert, Op. Cit., p.782.

<sup>87</sup> Idem, p. 777.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

Los factores de corrección corresponden a los mismos por esfuerzo de flexión con los superficiales.

**Piñón:**

$$\sigma_c = C_P \left( \sqrt{\frac{(W_t)}{(f)(l)(d)} \frac{(C_A)(C_M)}{(C_V)} (C_S)(C_f)} \right) [Mpa]$$

$$\sigma_c = (187.027 \sqrt{Mpa}) \left( \sqrt{\frac{55.075}{(22.5)(0.0838)(71.831)} \left( \frac{(1)(1.6)}{0.5528} \right)} \right)$$

$$\sigma_c = 202.902 [MPa]$$

**Rueda:**

$$\sigma_c = C_P * \sqrt{\frac{W_t}{F * l * d} \frac{C_A C_M}{C_V} C_S C_f} [Mpa]$$

$$\sigma_c = 187.027 \sqrt{Mpa} * \sqrt{\frac{55.077}{(22.5)(0.0558)(107.74)} \left( \frac{1(1.6)}{0.5528} \right) (1)(1)}$$

$$\sigma_c = 203.033 [MPa]$$

**Factor de razón de dureza:**

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}$$

**Factor de razón de Dureza.**

No es corregido porque la dureza es la misma para el piñón y para el eje.

$$C_H = 1$$

**Factor de vida superficial.**

$$C_L = 2.466 N^{-0.056}$$

$$C_L = 2.466 (9.855E^8)^{-0.056} = 0.7733$$

$$C_T = 1$$

$$C_R = 1$$

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

**Factor de seguridad a la fatiga superficial:**

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}'$$

$$S_{fc}', \quad \text{Anexo VII.}$$

$$S_{fc} = \frac{(0.7733)(1)}{(1)(1)} (625)$$

$$S_{fc} = 483.31 \text{ [MPa]}$$

$$N_{cp} = \left( \frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 = \left( \frac{483.31}{202.092} \right)^2 = 5.71 > 1$$

$$N_{cp} = \left( \frac{S_{fc}}{\sigma_c} \right)^2 = \left( \frac{483.31}{203.033} \right)^2 = 5.66 > 1$$

**D) Dimensionamiento de ruedas dentadas (Helicoidal) Segunda etapa**

Descripción.	Modulo	N	$\phi$ (ángulo de presión)	$\Psi$ (ángulo de hélice).
<b>Piñón.</b>	2	45	20	20
<b>Rueda Dentada.</b>	2	80	20	20

Tabla 3. 17. Datos de piñón y rueda segunda etapa.

Fuente: Realizado por autores

Descripción.	Cantidad.
Velocidad de entrada $\omega_e$	1200rpm
Material	ACERO AISI 1020 $S_{fb'} = 210\text{MPa.}$
Razón de Velocidad Angular.	$M_v = 0.5625$
Razón de Engranés.	$M_g = 16/9$

Tabla 3. 18. Datos para dimensionamiento

Fuente: Realizado por autores

**DIMENSIONES GENERALES:**

**Distancia entre centros:**

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

$$C = m \left( \frac{z_1 + z_2}{2 (\cos \Psi)} \right)$$

$$C = 2.25 \left( \frac{45 + 80}{2 \cos 20} \right) = 149.649 \text{ mm}$$

<b>DIMENSIONES DEL PIÑÓN</b>	<b>DIMENSIONES DE LA RUEDA.</b>
<p><b>Diámetro primitivo:</b></p> $dp_G = \frac{N_g(m)}{(\cos \Psi)}$ $dp_G = \frac{45(2.25)}{\cos 20} = 107.74 \text{ mm}$	<p><b>Diámetro primitivo:</b></p> $dp_G = \frac{N_g(m)}{(\cos \Psi)}$ $dp_G = \frac{80(2.25)}{\cos 20} = 191.551 \text{ mm}$
<p><b>Diámetro exterior:</b></p> $dext_g = dp_g + 2 m$ $dext_g = 107.74 + 2 (2.25) = 112.24 \text{ mm}$	<p><b>Diámetro exterior:</b></p> $dext_g = dp_g + 2 m$ $dext_g = 191.551 + 2 (2.25) = 196.051 \text{ mm}$
<p><b>Addendum (Cabeza del diente):</b></p> $a = m$ $a = 2.25 \text{ mm}$	<p><b>Addendum (Cabeza del diente):</b></p> $a = m$ $a = 2.25 \text{ mm}$
<p><b>Dedendum (Pie del diente):</b></p> $b = 1.167(m)$ $b = 1.167(2.25) = 2,625 \text{ mm}$	<p><b>Dedendum (Pie del diente):</b></p> $b = 1.167(m)$ $b = 1.167(2.25) = 2,625 \text{ mm}$
<p><b>Profundidad del diente:</b></p> $h_g = 2.1677 (m)$ $h_g = 2.1677 (2.25) = 4,877 \text{ mm}$	<p><b>Profundidad del diente:</b></p> $h_g = 2.1677(m)$ $h_g = 2.1677(2.25) = 4,877 \text{ mm}$
<p><b>Ancho del diente:</b></p> $F = 10(m)$ $F = 10(2.25) = 22.5 \text{ mm}$	<p><b>Ancho del diente:</b></p> $F = 10(m)$ $F = 10(2.25) = 22.5 \text{ mm}$

**Tabla 3. 19. Dimensiones Piñón y Rueda.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

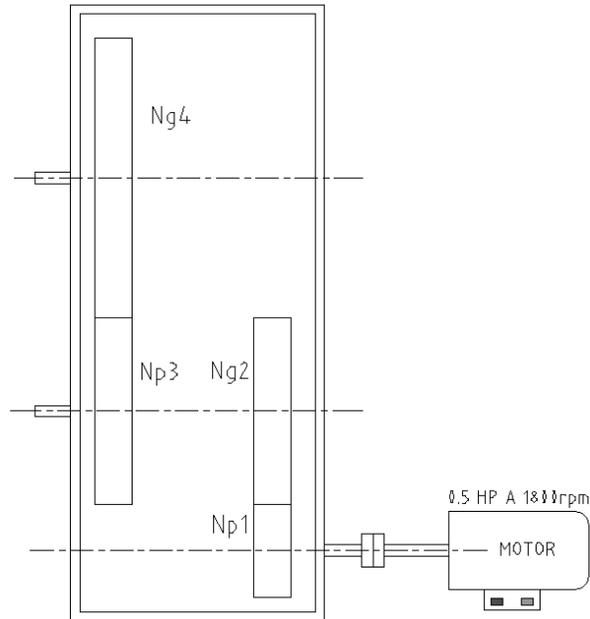


Figura 3. 7. Esquema de Reductor.

Fuente: Realizado por Autores.

#### DISEÑO DEL PIÑÓN Y RUEDA DENTADA POR FLEXION

Designación	Piñón	Rueda
Torque de Entrada	$T_p = 2.967 [N.m]$	$T_g = 5.2746 [N.m]$
Carga Tangencial	$W_{tp} = 55.077 [N]$	$W_{tg} = 55.072 [N]$
Carga Radial	$W_r = 20.046$	$W_r = 20.044$
Carga Axial	$W_a = 20.046$	$W_a = 20.044$
Razón de Contacto Axial $m_F$	$m_F = 1.088 > 1$	$m_F = 1.088 > 1$
Esfuerzos de Flexión AGMA	$\sigma_{bp} = 5.4763 [MPa]$	$\sigma_{bg} = 5.2855 [MPa]$
Factor de Ciclos de Vida	$N_{piñón} = 6.57E^8 \text{ ciclos}$	$N_{rueda} = 3.695E^8 \text{ ciclos}$
Factor de Seguridad	$N_{bp} = 33.49 > 1$	$N_{bg} = 35.35 > 1$

Tabla 3. 20. Diseño por Flexión del Piñón y Rueda (Segunda Etapa).

Fuente: Realizado por Autores.

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

**DISEÑO DE PIÑÓN Y RUEDA DENTADA SUPERFICIAL.**

Designacion	Piñón	Rueda
<b>Esfuerzos Superficial</b>	$\sigma_c = 188.841 [MPa]$	$\sigma_c = 189.05 [MPa]$
<b>Factor de Seguridad a la fatiga Superficial</b>	$N_{Cp} = 6.854 > 1$	$N_{Cg} = 6.839 > 1$

**Tabla 3. 21. Diseño Superficial del Piñón y Rueda (Segunda Etapa).**

**Fuente: Realizado por Autores.**

**E) Diseño de Eje de transmisión del Piñón y Rueda:**

Para el diseño de ejes de la caja reductora se ha realizado dos cálculos, para ello se ha seleccionado de entre la dos etapas del reductor, el piñón o rueda que tenga mas carga, al igual que se tomado en cuenta la carga radial entre la transmisión de piñones de diente recto y helicoidal.

Elemento	Carga Radial	Peso del Elemento
Piñón recto (1 <sup>ra</sup> Etapa)	23.701 (N)	5.757 (N)
Rueda recto (1 <sup>ra</sup> Etapa)	23.701 (N)	20.707 (N)
Piñón recto (2 <sup>ra</sup> Etapa)	23.701 (N)	20.707 (N)
Rueda recto (2 <sup>ra</sup> Etapa)	24.014 (N)	46.028 (N)
Piñón helicoidal (1 <sup>ra</sup> Etapa)	20.046 (N)	7.878 (N)
Rueda helicoidal (1 <sup>ra</sup> Etapa)	20.046 (N)	17.034 (N)
Piñón helicoidal (2 <sup>ra</sup> Etapa)	20.046 (N)	17.034 (N)
Rueda helicoidal (2 <sup>ra</sup> Etapa)	20.044(N)	51.9725 (N)

**Tabla 3. 22 Selección de Cargas para Diseño de ejes.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

Para el primer cálculo se selecciona la Rueda Helicoidal de la segunda etapa, ya que la suma entre la carga radial y el peso del elemento es mayor a las demás opciones.

Para el segundo cálculo seleccionamos la rueda de la primera etapa y el piñón de la segunda etapa, debido a que estarán en el mismo eje.

#### Diseño de ejes (primer cálculo)

DESCRIPCION	CANTIDAD.
Torque de Ingreso	$T_e = 5.2746[Nm]$
Carga Radial	$W_r = 20.044[N]$
Carga del Elemento de Transmisión	$W_y = 51.972[N]$
Material Seleccionado	$S_y = 210[MPa.]$
ACERO AISI 1020	$S_{ut} = 189.5[MPa]$

Tabla 3. 23. Datos para diseño de Eje.

Fuente: Realizado por Autores.

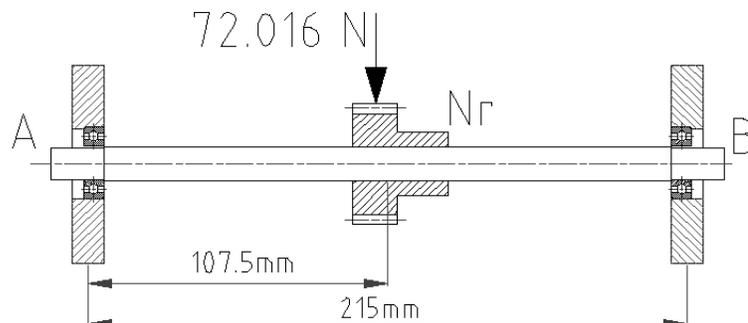


Figura 3. 8. Disposición de Piñón.

Fuente: Realizado por Autores.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Diagrama de Cuerpo Libre:

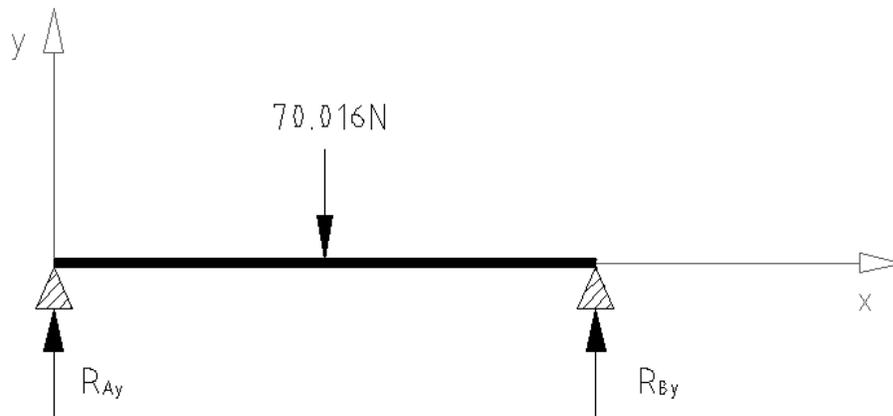


Figura 3. 9. Diagrama de Cuerpo Libre.

Fuente: Realizado por Autores.

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

Ecuación 3. 37. Análisis de Carga Estática - Fuerzas.<sup>88</sup>

$$R_{ay} + R_{by} = 72.016N$$

$$+\circlearrowleft \sum MA = 0$$

Ecuación 3. 38. Análisis de Momentos.<sup>89</sup>

$$R_{by}(0.215) - ((72.016)(0.1075)) = 0$$

$$R_{by} = \frac{((72.016)(0.1075))}{0.215} = 36.008N$$

$$R_{ay} + 36.008 = 72.016N$$

$$R_{ay} = 36.008N$$

<sup>88</sup> NORTON Robert, Op. Cit., p. 107.

<sup>89</sup> Idem., p. 107.

## Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

### Diagrama Cortante Máxima:

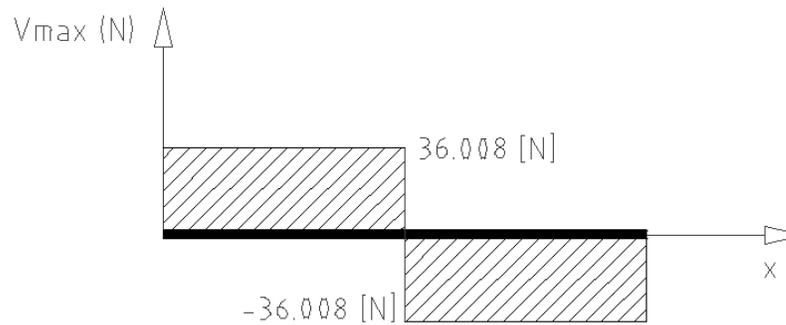


Figura 3. 10. Diagrama Cortante Máxima.

Fuente: Realizado por Autores.

### Diagrama Momento Máximo:

$$M_{max} = 36.008 (0.1075) = 3.8708(N * m)$$

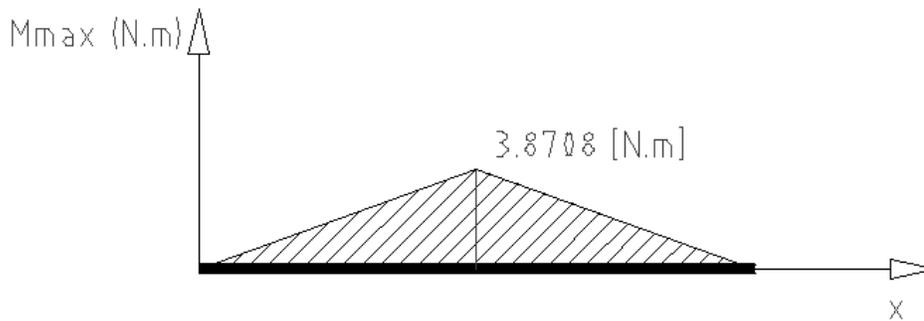


Figura 3. 11. Diagrama Momento Máximo.

Fuente: Realizado por Autores.

### DIAMETRO TENTATIVO.

$$d = \left( \frac{32(n)(M)}{(\pi)(S_Y)} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 3. 39. Diámetro Tentativo. <sup>90</sup>

<sup>90</sup> MOTT Robert. "Diseño de Elementos de Máquinas "; 4ta Edición, Editorial Pearson, Mexico, 2006, p. 532

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

$$d = \left( \frac{(32)(2.5)(3870.86)}{(\pi)(210)} \right)^{\frac{1}{3}} = 7.77 \cong 8[mm]$$

**Estimación del límite de resistencia teórica a la fatiga teórico  $S_e'$ .**

$$S_e' \cong 0.5(S_{ut}) \text{ Para ACEROS donde } S_{ut} < 200[Ksi](1400[MPa]).$$

**Factores de corrección para el límite de resistencia a la fatiga teórico.**

$$S_e = (C_{carga})(C_{tamaño})(C_{superficie})(C_{temperatura})(C_{confiabilidad})(S_e')$$

**Ecuación 3. 40. Factor de Corrección.<sup>91</sup>**

$C_{carga} = 1$  **Factor de Corrección por Efectos de Carga** (no corregido debido a que la carga a ser analizada está sometiendo al elemento a flexión).

$C_{tamaño} = 1$  **Factor por Efectos Dimensionales** (no se corrige ya que mediante el  $d$  tentativo cumple con la especificación de para  $d \leq 0.3[in](8[mm])$ ).

$C_{superficie}$  **Factor Efectos Superficiales.**

$$C_{superficie} \cong A(S_{ut})^b$$

**Ecuación 3. 41. Factor de Efectos Superficiales.<sup>92</sup>**

$$A = 4.51, \quad \text{Anexo X.}$$

$$b = -0.265, \quad \text{Anexo X.}$$

$$C_{superficie} \cong (4.51)(379)^{-0.265} = 0.935$$

$C_{temperatura} = 1$  **Factor por Temperatura** (no se corrige ya que esta dentro de lo especificado para  $T \leq 450[C^\circ](840[F^\circ])$ ).

$C_{confiabilidad} = 1$  **Factor de Confiabilidad.** (No corregido por no existir un engranaje intermedio).

$$S_e = (1)(0.889)(0.935)(1)(0.897)(S_e') = 141.29[MPa].$$

<sup>91</sup> NORTON Robert. Op. Cit., p. 376.

<sup>92</sup> Idem., p. 379.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Concentración de Esfuerzos Geométricos:

$$K_t \cong A \left( \frac{r}{d} \right)^b$$

Ecuación 3. 42. Concentración de Esfuerzos.<sup>93</sup>

Según la relación  $\left( \frac{D}{d} \right)$

Ecuación 3. 43.<sup>94</sup>

Y mediante la tabla del *Anexo XI*, se identifican los valores de A y b.

$\left( \frac{D}{d} \right) = \frac{8}{4} = 2$ , dando valores de  $A = 0.90879$  y de  $b = -0.28598$ .

$$K_t \cong 0.90879 \left( \frac{2}{4} \right)^{-0.28598} = 1.108031$$

#### Sensibilidad de la Muesca:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

Ecuación 3. 44. Sensibilidad de la Muesca.<sup>95</sup>

$\sqrt{a}$  se determina mediante según el  $S_{ut}$  del material para el presente caso se tiene que

$$\sqrt{a} = 0.118(in)^{0.5}.$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.118}{\sqrt{0.0787}}} = 0.7029$$

#### Factor de Concentración de Esfuerzos:

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

---

<sup>93</sup> NORTON Robert..391.

<sup>94</sup> Idem., p.391.

<sup>95</sup> Idem., p. 390.

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

**Ecuación 3. 45. Concentración de Esfuerzos.<sup>96</sup>**

$$K_f = 1 + 0.7029 (1.108031 - 1) = 1.07593$$

**DIAMETRO DEL EJE DEL PIÑÓN.**

$$d = \left\{ \left( \frac{32 N_f}{\pi} \right) \left[ \left( K_f \left( \frac{M_a}{S_f} \right) \right)^2 - \frac{3}{4} \left( K_{fsm} \left( \frac{T_m}{S_y} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

**Ecuación 3. 46. Diámetro.<sup>97</sup>**

Con un factor de seguridad  $N_f = 5$  y  $K_f = K_{fsm}$

$$d = \left\{ \left( \frac{32(5)}{\pi} \right) \left[ \left( 1.07593 \left( \frac{3870.86}{141.29} \right) \right)^2 - \frac{3}{4} \left( 1.07593 \left( \frac{5274.6}{207} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 9.617 [mm]$$

El diámetro obtenido es de 9.61 mm, este diámetro servirá tanto Para el Piñón de la primera etapa y para la Rueda de la segunda etapa. Se a decidido por estética aumentar el diámetro, ya que normalmente los ejes deben tener la tercera parte de magnitud de los engranes.

	<b>Diámetro eje Calculado</b>	<b>Diámetro Por Estética.</b>	<b>Gradiente</b>
<b>Diámetro del Piñón</b>	9.617 mm	25mm	17mm
<b>Diámetro de la Rueda</b>	9.617 mm	35mm	25mm

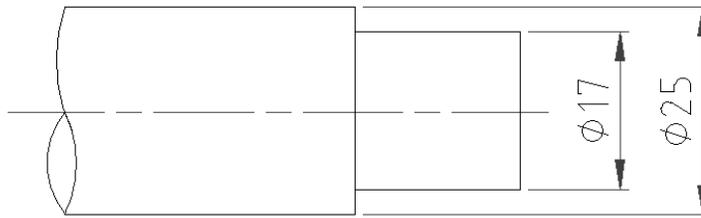
**Tabla 3. 24. Diámetros de ejes.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

<sup>96</sup> NORTON Robert, p. 390.

<sup>97</sup> Idem., p. 579.

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**



**Figura 3. 12. Diámetro del Eje y su gradiente.**

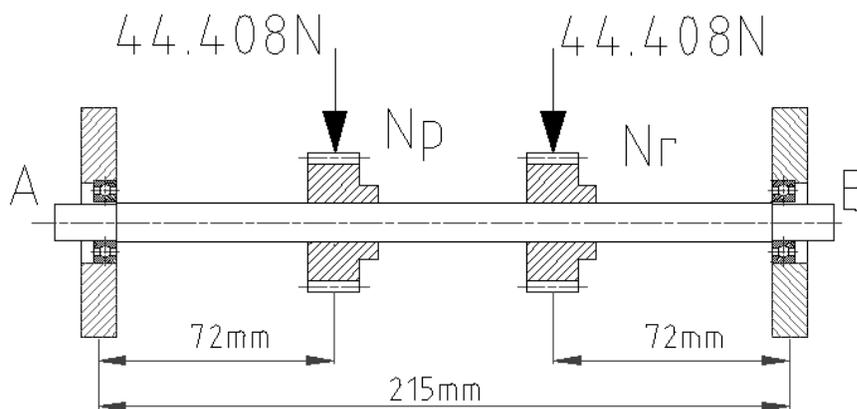
Fuente: Realizado por Autores.

**Diseño de ejes (Segundo calculo).**

DESCRIPCION	CANTIDAD
Torque de Ingreso	$T_e = 2.967[Nm]$
Carga Radial	$W_{rp} = 23.701[N]$
Carga del Elemento de Transmisión	$W_y = 20.707[N]$
Material Seleccionado	$S_Y = 210[MPa.]$
ACERO AISI 1020	$S_{ut} = 189.5[MPa]$

**Tabla 3. 25. Datos para diseño de Eje.**

Fuente: Realizado por Autores.



**Figura 3. 13. Disposición de Rueda.**

Fuente: Realizado por Autores.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Diagrama de Cuerpo Libre:

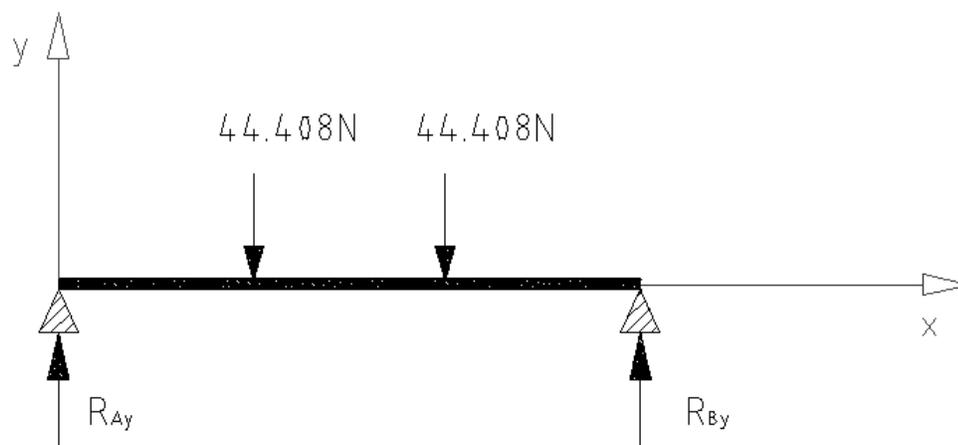


Figura 3. 14. Diagrama de Cuerpo Libre.

Fuente: Realizado por Autores.

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

$$R_{ay} + R_{by} = 88.816$$

$$+\circlearrowleft \sum MA = 0$$

$$R_{by}(0.215) - (44.408(0.072)) - (44.408(0.143)) = 0$$

$$R_{by} = \frac{9.54772}{0.215} = 44.408N$$

$$R_{ay} + 44.408 = 88.816$$

$$R_{ay} = 44.408 N$$

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

**Diagrama Cortante Máxima:**

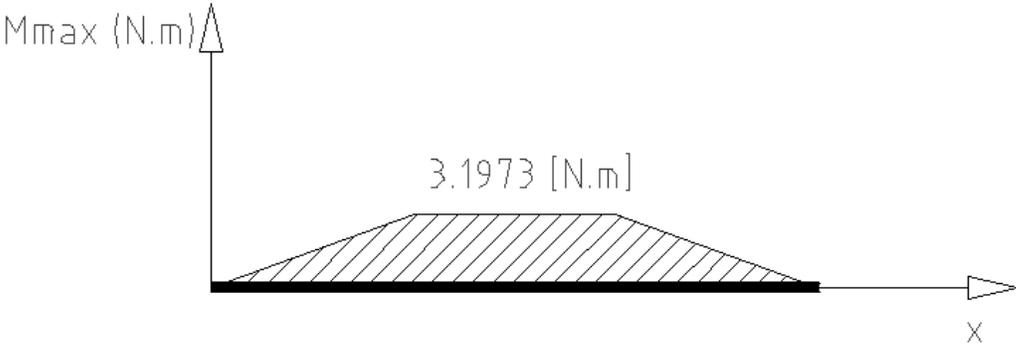


**Figura 3. 15. Diagrama Cortante Máxima.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

**Diagrama Momento Máximo:**

$$M_{max} = 44.408(0.072) = 3.1973(N * m)$$



**Figura 3. 16. Diagrama Momento Máximo.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### DIAMETRO TENTATIVO

$$d = \left( \frac{32 * n * M}{\pi * S_Y} \right)^{\frac{1}{3}} = \left( \frac{32 * 2.5 * 3197.376}{\pi * 210} \right)^{\frac{1}{3}} = 7.291 \cong 8[mm]$$

**Estimación del límite de resistencia teórica a la fatiga teórico  $S_{e'}$ .**

$$S_{e'} \cong 0.5S_{ut} \text{ Para ACEROS donde } S_{ut} < 200[Ksi](1400[MPa]).$$

**Factores de corrección para el límite de resistencia a la fatiga teórico.**

$$S_e = (C_{carga})(C_{tamaño})(C_{superficie})(C_{temperatura})(C_{confiabilidad})(S_{e'})$$

$C_{carga} = 1$  **Factor de Corrección por Efectos de Carga** (no corregido debido a que la carga a ser analizada está sometiendo al elemento a flexión).

$C_{tamaño} = 1$  **Factor por Efectos Dimensionales** (no se corrige ya que mediante el  $d$  tentativo cumple con la especificación de para  $d \leq 0.3[in](8[mm])$ ).

$C_{superficie}$  **Factor Efectos Superficiales.**

$$C_{superficie} \cong A (S_{ut})^b$$

$$A = 4.51, \quad \text{Anexo X.}$$

$$b = -0.265, \quad \text{Anexo X.}$$

$$C_{superficie} \cong 4.51 (379)^{-0.265} = 0.935$$

$C_{temperatura} = 1$  **Factor por Temperatura** (no se corrige ya que esta dentro de lo especificado para  $T \leq 450[C^\circ](840[F^\circ])$ ).

$C_{confiabilidad} = 1$  **Factor de Confiabilidad.** (No corregido por no existir un engranaje intermedio).

$$S_e = (1)(0.889)(0.935)(1)(0.897)(S_{e'}) = 141.29[MPa].$$

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Concentración de Esfuerzos Geométricos:

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d}\right)^b$$

Según la relación  $\left(\frac{D}{d}\right)$ , y mediante la tabla del *Anexo XI*, identificar los valores de A y b.

$$\left(\frac{D}{d}\right) = \frac{8}{4} = 2, \text{ dando valores de } A = 0.90879 \text{ y de } b = -0.28598.$$

$$K_t \cong 0.90879 \left(\frac{2}{4}\right)^{-0.28598} = 1.108031$$

#### Sensibilidad de la Muesca:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

$\sqrt{a}$  se determina mediante según el  $S_{ut}$  del material para el presente caso se tiene que  $\sqrt{a} = 0.118(in)^{0.5}$ .

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.118}{\sqrt{0.0787}}} = 0.7029$$

#### Dando lugar al Factor de Concentración de Esfuerzos:

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

$$K_f = 1 + 0.7029 (1.108031 - 1) = 1.07593$$

#### DIAMETRO DEL EJE DEL PIÑÓN.

$$d = \left\{ \left( \frac{32 N_f}{\pi} \right) \left[ \left( K_f \left( \frac{M_a}{S_f} \right) \right)^2 - \frac{3}{4} \left( K_{fsm} \left( \frac{T_m}{S_y} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

Con un factor de seguridad  $N_f = 5$  y  $K_f = K_{fsm}$

$$d = \left\{ \left( \frac{32(5)}{\pi} \right) \left[ \left( 1.07593 \left( \frac{3197.376}{141.29} \right) \right)^2 - \frac{3}{4} \left( 1.07593 \left( \frac{2967}{207} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 10.121 [mm].$$

El diámetro calculado es de 10.121mm, pero por estética se seleccionó un diámetro de 35mm con una gradiente de 25mm.



Figura 3. 17. Diámetro del Eje y su gradiente.

Fuente: Realizado por Autores.

#### F) Selección de rodamiento en los apoyos A,B. Diámetro 25mm.

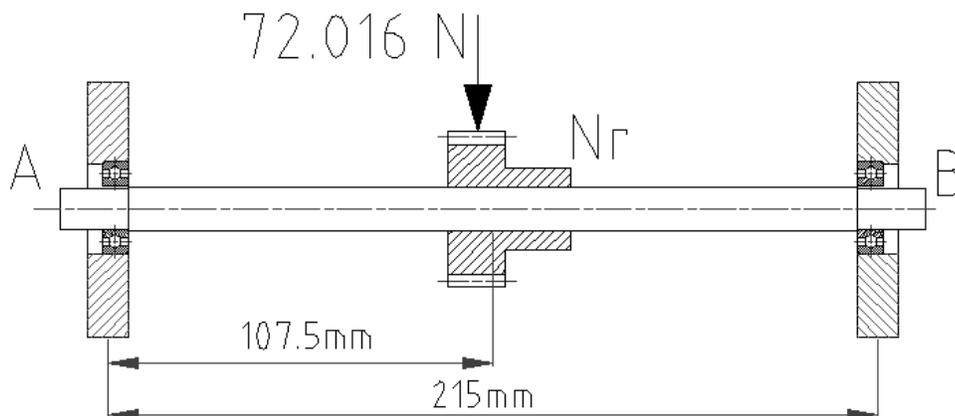


Figura 3. 18. Disposición de Rodamientos.

Fuente: Realizado por Autores.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

**Datos:**

$$d_A = 25[mm] = d_B$$

$$R_A = 36.008[N] = R_B$$

$$F_r = 72.016 [N]$$

$$n = 675 \text{ rpm.}$$

La caja reductora funciona con una relación de transmisión de 3:1, con una velocidad angular de ingreso de 1800 rpm, la misma funcionara de forma libre y con regulación de carga leve, el cual cuenta con una lubricación mediante baño de aceite evitando a demás de desgaste por fricción por elevadas temperaturas de trabajo.

**Características necesarias para la aplicación (características generales tabla A-12-13-19) manual NTN.**

Características	Opciones		
Tipo	6	7	2
Costos	1	4	3
Velocidad elevada	4	4	2
Vibración Reducida	4	3	-
Ruido	4	-	-
	√	x	x

6 = rígido de bolas  
 7= de rodillos cilíndrico.  
 2= de rodillos esféricos

Tabla 3. 26. Características Rodamientos.

Fuente: Catalogo NTN.

Se selecciona el rodamiento rígido de bolas porque cumple con la mayor parte de los requerimientos para esta aplicación.

## Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

### Disposición de diámetro tentativo para rodamiento:

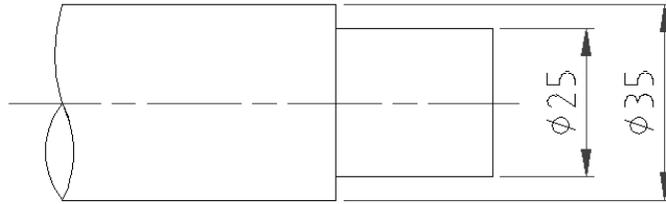


Figura 3. 19. Disposición de Eje.

Fuente: Realizado por Autores.

### Datos Rodamiento:

---

6905	D=42	B= 9	$C_r = 7050$	$C_{or} = 4550$	$f_o = 16.1$
------	------	------	--------------	-----------------	--------------

---

### Vida Nominal del Rodamiento.

$$F_r = 36.008[N] = P_r$$

Factor de Velocidad:

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

Ecuación 3. 47. Factor de Velocidad.<sup>98</sup>

Para rodamiento de bolas el factor  $p = 3$ .

$$f_n = \left(\frac{33.3}{675}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.3667$$

Factor de Vida  $f_h$ :

$$f_h = f_n \left(\frac{C_r}{P_r}\right)$$

Ecuación 3. 48. Factor de Vida.<sup>99</sup>

$$f_h = 0.3667 \left(\frac{7050}{36.008}\right) = 71.807$$

### Rodamiento rígido de bolas F-6905.

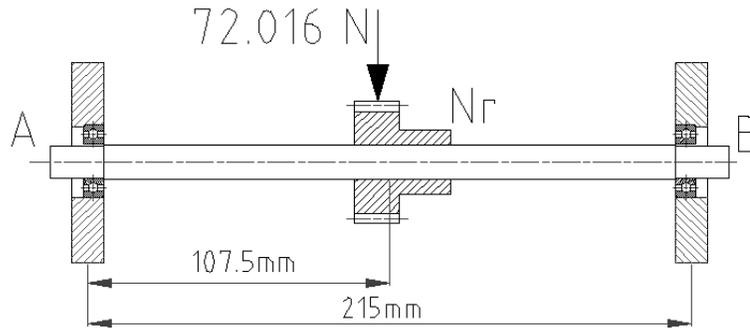
El mismo indica el sobredimensionamiento del elemento por orden estético.

<sup>98</sup>Catalogo NTN, "Rodamientos de bolas y Rodillos";USA;2004;Pg A-17.

<sup>99</sup> Idem., p. A-17.

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

**G) Selección de rodamiento en los apoyos A, B. Diámetro 17mm.**



**Figura 3. 20. Disposición de Rodamientos.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

**Datos:**

$$d_A = 17[mm] = d_B$$

$$R_A = 36.008[N] = R_B$$

$$F_r = 72.016 [N]$$

$$n = 1200 \text{ rpm.}$$

**Características Necesarias para la Aplicación (características generales tabla A-12-13-19) manual NTN.**

Características	Opciones
Tipo	6 7 2
Costos	1 4 3
Velocidad elevada	4 4 2
Vibración Reducida	4 3 -
Ruido	5 - -
	√ x x

6 = rígido de bolas  
7= de rodillos cilíndrico.  
2= de rodillos esféricos

**Tabla 3. 27. Características de Rodamientos.**

**Fuente: Catalogo NTN.**

Se selecciona el rodamiento rígido de bolas porque cumple con la mayor parte de los requerimientos para esta aplicación.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

Disposición de diámetro tentativo para rodamiento:

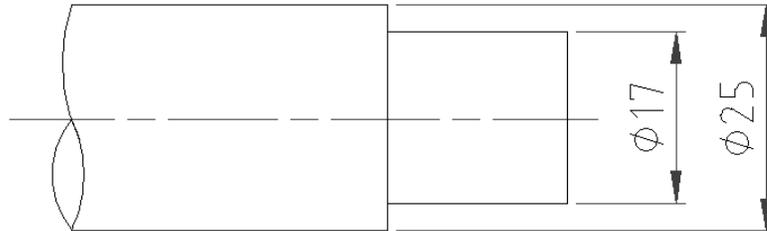


Figura 3. 21. Disposición de Eje.

Fuente: Realizado por Autores.

**Datos Rodamiento:**

16003	D=35	B= 8	$C_r = 6800$	$C_{or} = 3350$	$f_o = 16.1$
-------	------	------	--------------	-----------------	--------------

**Vida Nominal del Rodamiento.**

$$F_r = 36.008[N] = P_r$$

Factor de Velocidad.

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

Para rodamiento de bolas el factor  $p = 3$ .

$$f_n = \left(\frac{33.3}{1200}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.3027$$

Factor de Vida  $f_h$ :

$$f_h = f_n \left(\frac{C_r}{P_r}\right) = 0.3027 \left(\frac{6800}{36.008}\right) = 57.173$$

**Rodamiento rígido de bolas F-16003.**

El mismo indica el sobredimensionamiento del elemento por orden estético.

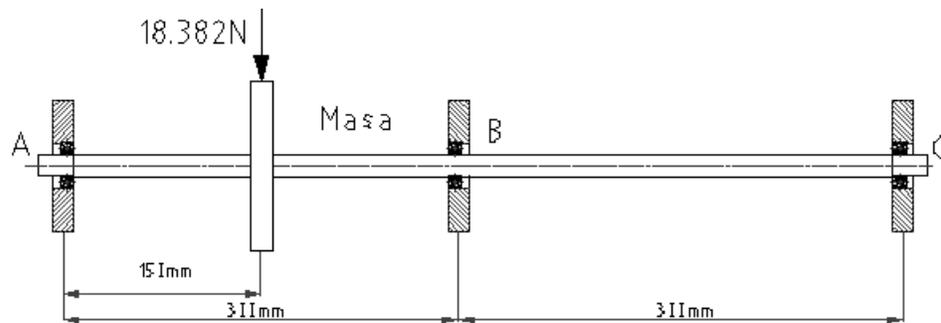
**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

**3.3.2 Diseño eje para prueba de balanceo.**

DESCRIPCION	CANTIDAD.
Torque de Ingreso	$T_e = 1.978[Nm]$
Carga del Elemento de Transmisión	$W_y = 18.382[N]$
Material Seleccionado	$S_Y = 210[MPa.]$
ACERO AISI 1020	$S_{ut} = 189.5[MPa]$

**Tabla 3. 28. Datos para diseño de Eje.**

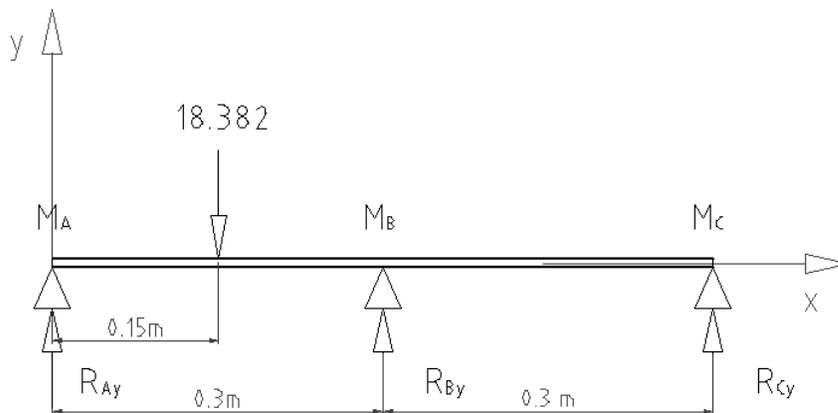
**Fuente: Realizado por Autores.**



**Figura 3. 22. Disposición de Masa Volante para Balanceo.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

**Diagrama de Cuerpo Libre.**



**Figura 3. 23 Diagrama de Cuerpo Libre.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

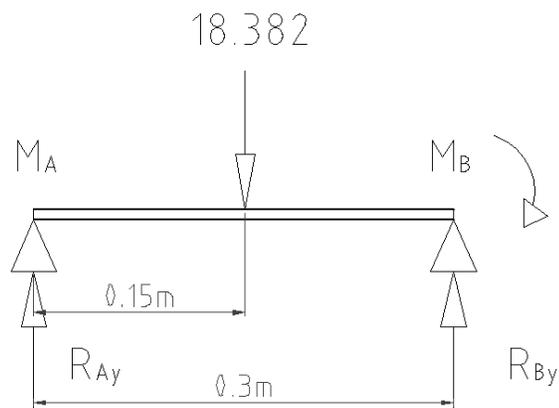
**Aplicamos tres momentos ya que es un sistema indeterminado.**

$$M_A L_{12} + 2 M_B (L_{12} + L_{23}) + M_C L_{23} + 6 \frac{A1 x1}{L_{12}} + 6 \frac{A2 x2}{L_{23}} = 0$$

$$M_A = M_C = 0$$

$$2 M_B (0.3 + 0.3) + 0.62039 = 0$$

$$M_B = -0.5169 Nm$$



**Figura 3. 24. Diagrama Momentos.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

$$+\circlearrowleft \sum MB = 0$$

$$-V_A (0.3) + 18.382(0.15) - 0.5169 = 0$$

$$V_A = 7.468N = R_A$$

$$+\circlearrowleft \sum MA = 0$$

$$-18.382(0.15) + V_B(0.3) - 0.5169 = 0$$

$$V_B = 10.914N$$

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.



Figura 3. 25. Diagrama Momentos.

Fuente: Realizado por Autores.

$$+\zeta \sum MC = 0$$

$$-V_B(0.3) + 0.5169 = 0$$

$$V_B = 1.723 \text{ N}$$

$$V_{BT} = 1.723 + 10.914 = 12.637 \text{ N}$$

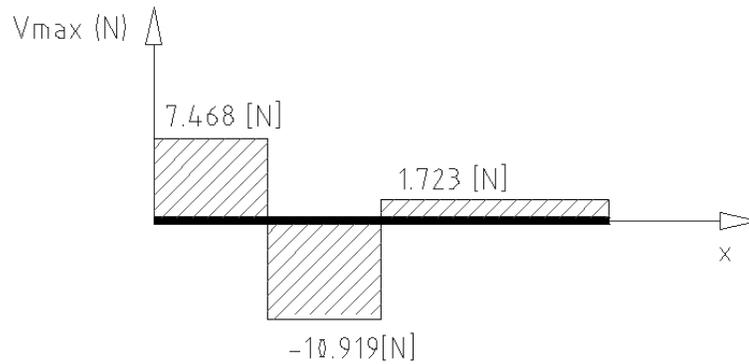
$$+\zeta \sum MB = 0$$

$$V_C(0.3) + 0.5169 = 0$$

$$V_C = -1.723 \text{ N}$$

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

**Diagrama de cortante Máxima.**

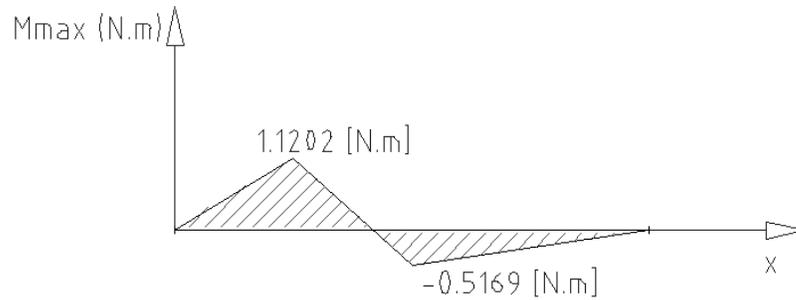


**Figura 3. 26. Diagrama Cortante.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

**Diagrama de Momento Máximo.**

$$M_{max} = 7.468(0.15) = 1.1202(N * m)$$



**Figura 3. 27. Diagrama Momentos.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

**DIAMETRO TENTATIVO.**

$$d = \left( \frac{(32)(n)(M)}{\pi(S_y)} \right)^{\frac{1}{3}} = \left( \frac{(32)(2.5)(1120.2)}{\pi(210)} \right)^{\frac{1}{3}} = 5.14 \cong 5[mm]$$

**Estimación del límite de resistencia teórica a la fatiga teórico  $S_e$ .**

$S_e \cong 0.5(S_{ut})$  Para ACEROS donde  $S_{ut} < 200[Ksi](1400[MPa])$ .

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Factores de corrección para el límite de resistencia a la fatiga teórico.

$$S_e = (C_{carga})(C_{tamaño})(C_{superficie})(C_{temperatura})(C_{confiabilidad})(S_e')$$

$C_{carga} = 1$  **Factor de Corrección por Efectos de Carga** (no corregido debido a que la carga a ser analizada está sometiendo al elemento a flexión).

$C_{tamaño} = 1$  **Factor por Efectos Dimensionales** (no se corrige ya que mediante el  $d$  tentativo cumple con la especificación de para  $d \leq 0.3[in](8[mm])$ ).

$C_{superficie}$  **Factor Efectos Superficiales.**

$$C_{superficie} \cong A (S_{ut})^b$$

$$A = 4.51, \quad \text{Anexo X.}$$

$$b = -0.265, \quad \text{Anexo X.}$$

$$C_{superficie} \cong 4.51 (379)^{-0.265} = 0.935$$

$C_{temperatura} = 1$  **Factor por Temperatura** (no se corrige ya que esta dentro de lo especificado para  $T \leq 450[C^\circ](840[F^\circ])$ ).

$C_{confiabilidad} = 1$  **Factor de Confiabilidad.** (No corregido por no existir un engranaje intermedio).

$$S_e = (1)(0.889)(0.935)(1)(0.897)(S_e') = 141.29[MPa].$$

#### Concentración de Esfuerzos Geométricos:

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d}\right)^b$$

Según la relación  $\left(\frac{D}{d}\right)$ , y mediante la tabla del *Anexo XI*, identificamos los valores de A y b mediante interpolación.

$$\left(\frac{D}{d}\right) = \frac{5}{3} = 1.66, \text{ dando valores de } A = 0.92889 \text{ y de } b = -0.26667.$$

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

$$K_t \cong 0.92889 \left(\frac{1.5}{3}\right)^{-0.26667} = 1.11748$$

**Sensibilidad de la Muesca:**

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

$\sqrt{a}$  se determina mediante según el  $S_{ut}$  del material para el presente caso se tiene que  $\sqrt{a} = 0.118(in)^{0.5}$ .

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.118}{\sqrt{0.05905}}} = 0.673141$$

**Dando lugar al Factor de Concentración de Esfuerzos:**

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

$$K_f = 1 + 0.6731(1.11748 - 1) = 1.07908$$

**DIAMETRO DEL EJE.**

$$d = \left\{ \left( \frac{32(N_f)}{\pi} \right) \left[ \left( K_f \left( \frac{M_a}{S_f} \right) \right)^2 - \frac{3}{4} \left( K_{fsm} \left( \frac{T_m}{S_y} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Con un factor de seguridad  $N_f = 5$  y  $K_f = K_{fsm}$

$$d = \left\{ \left( \frac{32(5)}{\pi} \right) \left[ \left( 1.07908 \left( \frac{1120.2}{141.29} \right) \right)^2 - \frac{3}{4} \left( 1.07908 \left( \frac{1978}{207} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 9.617[mm]$$

El diámetro obtenido es de 9.61 mm, este diámetro servirá tanto Para el Piñón de la primera etapa y para la Rueda de la segunda etapa. Se a decidido por estética aumentar el

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

diámetro, ya que normalmente los ejes deben tener la tercera parte de magnitud de los engranes.

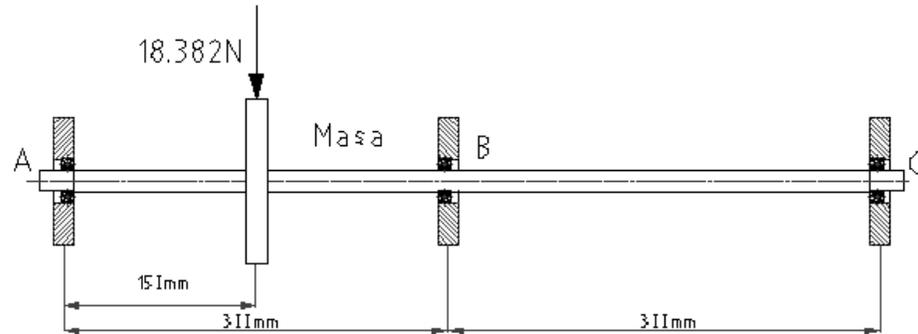


Figura 3. 28. Disposición de Masa Volante para Balanceo.

Fuente: Realizado por Autores.

#### Diagrama de Cuerpo Libre.

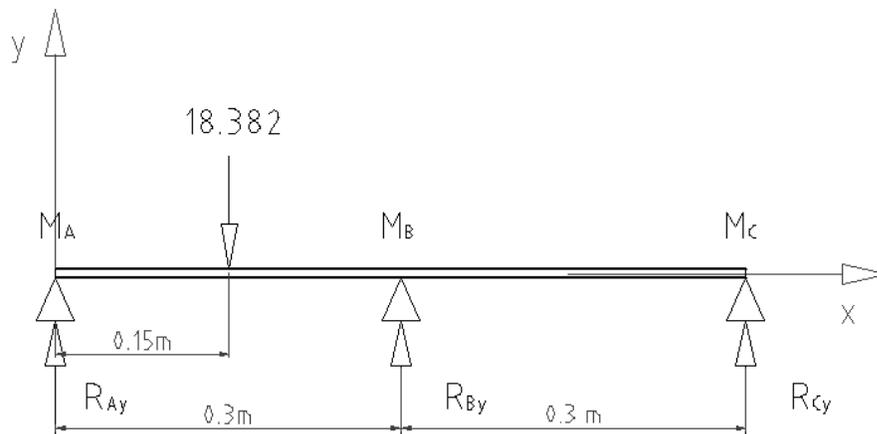


Figura 3. 29 Diagrama de Cuerpo Libre.

Fuente: Realizado por Autores.

#### Tres momentos por ser un sistema indeterminado.

$$M_A L_{12} + 2 M_B (L_{12} + L_{23}) + M_C L_{23} + 6 \frac{A1 x1}{L_{12}} + 6 \frac{A2 x2}{L_{23}} = 0$$

$$6 \frac{A1 x1}{L_{12}} = \frac{P a}{L} (L^2 - a^2) = \frac{22.519(0.15)}{0.3} (0.3^2 - 0.15^2) =$$

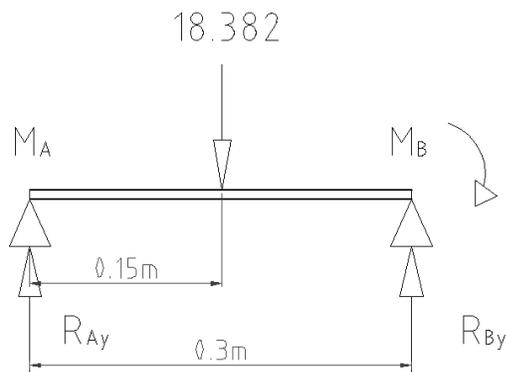
**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

$$6 \frac{A1 x1}{L_{12}} = 0.76001$$

$$M_A = M_c = 0$$

$$2 M_B (0.3 + 0.3) + 0.76001 = 0$$

$$M_B = -0.6333 Nm$$



**Figura 3. 30. Diagrama Tres Momentos.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

$$+\circlearrowleft \sum MB = 0$$

$$-V_A (0.3) + 22.519 (0.15) - 0.6333 = 0$$

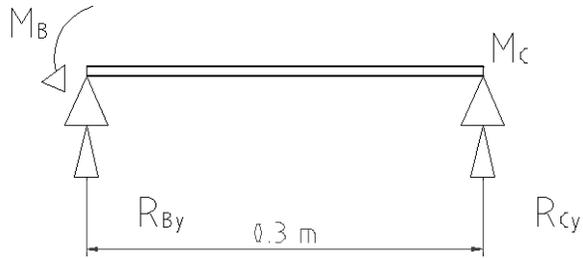
$$V_A = 9.148N = R_A$$

$$+\circlearrowleft \sum MA = 0$$

$$-22.519 (0.15) + V_B (0.3) - 0.6333 = 0$$

$$V_B = 13.3705N$$

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**



**Figura 3. 31. Diagrama Momentos.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

$$+\circlearrowleft \sum MC = 0$$

$$-V_B (0.3) + 0.6333 = 0$$

$$V_B = 2.111 \text{ N}$$

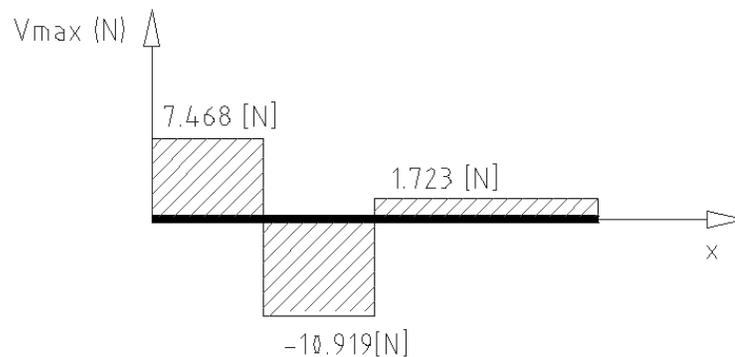
$$V_{BT} = 2.111 + 13.3705 = 15.4815 \text{ N} = RB$$

$$+\circlearrowleft \sum MB = 0$$

$$V_C (0.3) + 0.6333 = 0$$

$$V_C = -2.111 \text{ N} = R_C$$

**Diagrama de cortante Máxima.**



**Figura 3. 32. Diagrama Cortantes.**

**Fuente: Realizado por Autores.**

## Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

### Diagrama de Momento Máximo.

$$M_{max} = 9.148(0.15) = 1.3722(N * m)$$

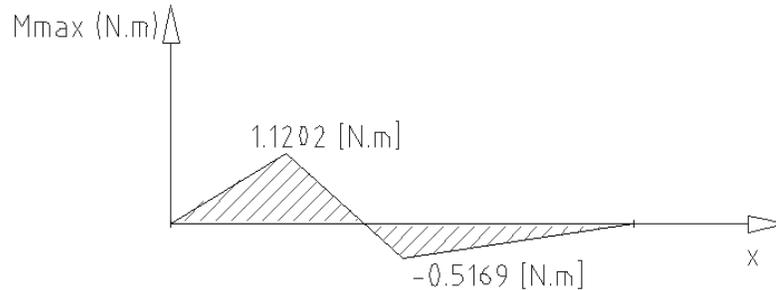


Figura 3. 33. Diagrama Momentos.

Fuente: Realizado por Autores.

### DIAMETRO TENTATIVO.

$$d = \left( \frac{(32)(n)(M)}{(\pi)(S_Y)} \right)^{\frac{1}{3}} = \left( \frac{(32)(2.5)(1372.2)}{\pi(210)} \right)^{\frac{1}{3}} = 5.5 \cong 6[mm]$$

Estimación del límite de resistencia teórica a la fatiga teórica  $S_e'$ .

$$S_e' \cong 0.5(S_{ut}) \text{ Para ACEROS donde } S_{ut} < 200[Ksi](1400[MPa]).$$

Factores de corrección para el límite de resistencia a la fatiga teórica.

$$S_e = (C_{carga})(C_{tamaño})(C_{superficie})(C_{temperatura})(C_{confiabilidad})(S_e')$$

$C_{carga} = 1$  Factor de Corrección por Efectos de Carga (no corregido debido a que la carga a ser analizada está sometiendo al elemento a flexión).

$C_{tamaño} = 1$  Factor por Efectos Dimensionales (no se corrige ya que mediante el  $d$  tentativo cumple con la especificación de para  $d \leq 0.3[in](8[mm])$ ).

$C_{superficie}$  Factor Efectos Superficiales.

$$C_{superficie} \cong A(S_{ut})^b$$

$$A = 4.51, \quad \text{Anexo X.}$$

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

$$b = -0.265, \quad \text{Anexo X.}$$

$$C_{\text{superficie}} \cong 4.51 (379)^{-0.265} = 0.935$$

$C_{\text{temperatura}} = 1$  **Factor por Temperatura** (no se corrige ya que esta dentro de lo especificado para  $T \leq 450[C^\circ](840[F^\circ])$ ).

$C_{\text{confiabilidad}} = 1$  **Factor de Confiabilidad.** (No corregido por no existir un engranaje intermedio).

$$S_e = (1)(0.889)(0.935)(1)(0.897)(S_e') = 141.29[MPa].$$

#### Concentración de Esfuerzos Geométricos:

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d}\right)^b$$

Según la relación  $\left(\frac{D}{d}\right)$ , y mediante la tabla del *Anexo XI*, identificamos los valores de A y b mediante interpolación.

$$\left(\frac{D}{d}\right) = \frac{6}{4} = 1.5, \text{ dando valores de } A = 0.93836 \text{ y de } b = -0.25759.$$

$$K_t \cong 0.93836 \left(\frac{2}{4}\right)^{-0.25759} = 1.1217$$

#### Sensibilidad de la Muesca:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}}$$

$\sqrt{a}$  se determina mediante según el  $S_{ut}$  del material para el presente caso se tiene que  $\sqrt{a} = 0.118(in)^{0.5}$ .

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.118}{\sqrt{0.07874}}} = 0.70396$$

#### Dando lugar al Factor de Concentración de Esfuerzos:

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

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

$$K_f = 1 + 0.70396 (1.1217 - 1) = 1.08567$$

#### DIAMETRO DEL EJE.

$$d = \left\{ \left( \frac{32(N_f)}{\pi} \right) \left[ \left( K_f \left( \frac{M_a}{S_f} \right) \right)^2 - \frac{3}{4} \left( K_{fsm} \left( \frac{T_m}{S_y} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Con un factor de seguridad  $N_f = 5$  y  $K_f = K_{fsm}$

$$d = \left\{ \left( \frac{32(5)}{\pi} \right) \left[ \left( 1.08567 \left( \frac{1372.2}{141.29} \right) \right)^2 - \frac{3}{4} \left( 1.08567 \left( \frac{1978}{207} \right) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 6.55[mm]$$

El diámetro obtenido es de 6.55 mm, pero para la construcción se decidió realizar un diámetro de 25mm, debido a que se debe guardar un cierto parámetro estético entre la masa y el eje que le soporta.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### 3.3.3 Calculo de Bandas.

Selección de una banda para transmisión con los siguientes parámetros de ingreso (Catalogo Optibelt):

Designación	Cantidad
Motor	0.5hp = 0.37285kw
RPM	1800
a	300mm
i	2
n <sub>1</sub>	1800
n <sub>2</sub>	900

Tabla 3. 29. Datos calculo de Banda.

Fuente: Realizado por Autores.

#### Selección.

$C_2 = 1.1$ , Factor de carga.- Transmisión Ligera hasta 10 horas de funcionamiento.  
*Anexo XII.*

#### Potencia Calculada.

$$P_B = P (C_2); \text{ Ecuación 3. 49.}^{100}$$

$$P_B = 0.37285 (1.1)$$

$$P_B = 0.410135 \text{ kw}$$

#### Selección del Perfil de la Correa.

Con  $P_B = 0.410135 \text{ kw}$  y 1800 rpm. *Anexo XIII.*

XPA / 3VX 9JX → Perfil.

---

<sup>100</sup> OPTIBEL. "Manual tecnico para transmision por correas";2da Edicion; USA;1994; Pg 78.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Reducción de Velocidad.

$$i = \frac{n_1}{n_2}; \text{ Ecuación 3. 50.}^{101}$$

$$i = \frac{1800}{900} = 2$$

#### Diámetro de Referencia de las Poleas.

$$d_2 = d_1 * i; \text{ Ecuación 3. 51.}^{102}$$

$$d_1 = 56$$

$$d_2 = 56 * 2 = 112$$

#### Comprobación de la Frecuencia de Rotación.

$$i_{voh} = \frac{d_{d2}}{d_{d1}}$$

Ecuación 3. 52. Comprobación de la Frecuencia de Rotación.<sup>103</sup>

$$i_{voh} = \frac{112}{56} = 2$$

$$n_{2voh} = \frac{n_1}{i_{voh}} = \frac{1800}{2} = 900$$

#### Distancia entre Ejes.

- Recomendación:

---

<sup>101</sup> OPTIBEL Op. Cit., p. 78.

<sup>102</sup> Idem., p. 78.

<sup>103</sup> Idem., p. 78.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

$$a > 0.7 (d_{dg} + d_{dk}) \text{ Ecuación 3. 53.}^{104}$$

$$a < 2 (d_{dg} + d_{dk}) \text{ Ecuación 3. 54.}^{105}$$

$$300 > 117.6 \text{ y } 300 < 336$$

#### Desarrollo de referencia de la Correa.

$$Ldth = 2(a) + 1.57 (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4a}$$

Ecuación 3. 55. Desarrollo de referencia de la Correa.<sup>106</sup>

$$Ldth = 2(300) + 1.57 (112 + 56) + \frac{(112 - 56)^2}{4(300)}$$

$$Ldth = 866.373mm.$$

$$Ldst = 862mm. \text{ Ver AnexoXIV.}$$

#### Distancia entre Ejes.

Cuando  $Ldst < Ldth$ .

$$anom = a - \frac{Ldth - Ldst}{2}$$

Ecuación 3. 56. Distancias entre Ejes.<sup>107</sup>

$$anom = 300 - \frac{866.373 - 862}{2}$$

$$anom = 297.813mm$$

#### Recomendación Mínima de Ajuste.

$$x \geq 15mm. \text{ Ver Anexo XV.}$$

$$y \geq 15mm.$$

---

<sup>104</sup> OPTIBEL. Op. Cit., p. 79.

<sup>105</sup> Idem., p. 79.

<sup>106</sup> Idem., p. 79.

<sup>107</sup> Idem., p. 79.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

Desarrollo de referencia de 862.

#### Velocidad y Frecuencia de las Correas.

$$v = \frac{ddk(n_k)}{19100}$$

Ecuación 3. 57. Velocidad y Frecuencia de Correas.<sup>108</sup>

$$v = \frac{56(1800)}{19100} 15mm.$$

$$v = 5.277m/s$$

$$fb = \frac{2(1000)(v)}{Ldst}$$

Ecuación 3. 58. Frecuencia de Correa.<sup>109</sup>

$$fb = \frac{2(1000)(5.277)}{862}$$

$$fb = 12.2444rpm.$$

#### Factor de Angulo y Angulo de Contacto.

$$\frac{ddy - ddk}{anom}$$

Ecuación 3. 59. Factor de Angulo.<sup>110</sup>

$$\frac{ddy - ddk}{anom} = \frac{112 - 56}{287.8133} = 0.1888$$

$C_1 =$  tabla 16, pg 67. Ver Anexo XVI.

$$\beta = 168^\circ, C_1 = 0.99224$$

---

<sup>108</sup> OPTIBEL, Op. Cit., p. 79.

<sup>109</sup> Idem., p. 79.

<sup>110</sup> Idem., p. 80.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Factor de desarrollo.

$C_3 = 0.8824$  , tabla 18, pg 69. Ver Anexo XVII.

#### Potencia Nominal Por Correa.

$P_N = 1.49 + 0.25 = 1.74 \text{ kw}$  , Ecuación 3. 60.<sup>111</sup> , tabla 37, pg 93, Anexo XVIII.

#### Número de Correas Trapeciales.

$$Z = \frac{(P)(C_2)}{(P_N)(C_1)(C_3)}$$

Ecuación 3. 61. Número de Correas.<sup>112</sup>

$$Z = \frac{(0.37285)(1.1)}{(1.74)(0.99224)(0.8824)} = 0.269$$

#### 3.3.4 Cálculo de Cadena

Selección de una cadena para transmisión con los siguientes parámetros.

Designación	Cantidad
Potencia entrada	0.5hp = 0.37285kw
RPM	1800
a	244.204 mm

Tabla 3. 30. Datos Técnicos.

Fuente: Realizado por Autores.

<sup>111</sup> OPTIBEL, Op. Cit., p. 80.

<sup>112</sup> Idem., p. 80.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### Relación de transmisión:

$$R = \frac{rpm \text{ conductor}}{rpm \text{ conducido}}$$

Ecuación 3. 62. Relación de transmisión.<sup>113</sup>

$$R = \frac{1800}{900}$$

$$R = 2$$

#### Selección del Piñón Conducido

Para la selección del piñón, la norma DIN 8196 recomienda que el número de dientes del piñón sea impar, ya que así se logra que los dientes del piñón engranen con distintos eslabones de la cadena, logrando una distribución uniforme de desgaste a lo largo de la cadena.

$$Z_1 = 25$$

Para justificar la selección de número de dientes, se presentan el Anexo XIX. La selección de cadena es entre el paso de 3/8 y Paso de 1/2, en función de las rpm de entrada.

#### Piñón Conducido

$$Z_2 = Z_1(R)$$

Ecuación 3. 63. Piñón Conducido.<sup>114</sup>

$$Z = (25)(2)$$

$$Z_2 = 50$$

#### Selección del paso en función de frecuencia de Rotación

Aconseja aplicar los menores pasos para garantizar la suavidad de trabajo.

---

<sup>113</sup> OPTIBEL, Idem., p. 42.

<sup>114</sup> INTERMEC, "Manual de Transmisión de potencia por Cadena", Pg 42.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

Paso de la cadena [mm]	Paso de la cadena [pulgadas]	$n_{mr}$ [rpm]
8	-	3000
9.52	3/8	2500
12.7	1/2	1250

Tabla 3. 31. Selección de Paso en función de rpm de entrada.

Fuente: Instituto Superior Politécnico, [http://materias.fi.uba.ar/6712M/CUJAE\\_CUBA/Cadenas-Clase1.pdf](http://materias.fi.uba.ar/6712M/CUJAE_CUBA/Cadenas-Clase1.pdf)

El paso escogido es de 3/8" de pulgada, ya que se encuentra en el rango de las rpm que gira la catalina.

#### Número de hileras en función de la presión admisible

$$v = \frac{(Z_1)(t)(n)}{60000}$$

Ecuación 3. 64. Velocidad.<sup>115</sup>

$$v = \frac{(25)(9.52)(1800)}{60000}$$

$$v = 7.14m/s$$

$$F = \frac{N}{v}$$

Ecuación 3. 65. Fuerza útil de la Cadena.<sup>116</sup>

$$F = \frac{(0.3728)(1000)}{7.14}$$

$$F = 52.212 N$$

Coefficiente  $K_e$ :

$$K_e = (K_d)(K_a)(K_h)(K_r)(K_l)(K_{reg}), \quad \text{Ecuación 3. 66.}^{117}$$

<sup>115</sup> Gonzales, García, Ortiz; "Transmisiones Flexibles"; Instituto Superior Politécnico; México; Pg 7.

<sup>116</sup> Idem., p. 7.

<sup>117</sup> Idem., p. 7.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

Los valores que toman los coeficientes son:

**Coefficiente de carga dinámica:**

$$K_d = 1 \rightarrow \text{carga dinamica}$$

**Coefficiente de longitud de Cadena:**

$$K_a = 0.8 \rightarrow a > 25(t), \text{ Ecuación 3. 67.}^{118}$$

$$a > 25(12.7) = 120.904$$

$$244.204 > 120.904$$

**Coefficiente de lubricación:**

$$K_l = 1 \rightarrow \text{Lubricacion regular por goteo}$$

**Coefficiente para el régimen de trabajo:**

$$K_r = 1 \rightarrow \text{trabajo de un turno diario, por el lapso de 2 horas.}$$

**Coefficiente de posición de la cadena:**

$$K_h = 1 \rightarrow \text{inclinacion de hasta } 60^\circ.$$

**Coefficiente para la regulación de cadena  $K_{reg}$ :**

$$K_{reg} = 1.25 \rightarrow \text{transmision de ejes no regulables.}$$

$$K_e = (1)(0.8)(1)(1)(1)(1.25)$$

$$K_e = 1$$

**Área.**

El área se encuentra en función del paso y del tipo de cadena.

---

<sup>118</sup> Gonzales, García, Ortiz, Op. Cit., p. 7.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

Denominación ISO	paso		Diámetro de rodillo mm	Ancho interior mm	Paso transversal mm	Diámetro de pasador mm	Altura de la placa interior mm	Área resistiva mm <sup>2</sup> *
	mm	pulgada						
05B	8		5	3	5,64	2,31	7,11	11
06B	9,525	3/8	6,35	5,72	10,24	3,28	8,26	28
08A	12,7	1/2	7,92	7,85	14,38	3,98	12,07	44
08B	12,7	1/2	8,51	7,75	13,92	4,45	11,81	50
081	12,7	1/2	7,75	3,3	-	3,66	9,91	21
083	12,7	1/2	7,75	4,88	-	4,09	10,3	29 <sup>e</sup>
084	12,7	1/2	7,75	4,88	-	4,09	11,15	36*
085	12,7	1/2	7,77	6,25	-	3,58	9,91	-
10A	15,875	5/8	10,16	9,4	18,11	5,09	15,09	70
10B	15,875	5/8	10,16	9,65	16,59	5,08	14,73	67

Tabla 3. 32. Dimensiones de las cadenas de rodillos según Norma ISO 606.

Fuente: Instituto Superior Politécnico, [http://materias.fi.uba.ar/6712M/CUJAE\\_CUBA/Cadenas-Clase1.pdf](http://materias.fi.uba.ar/6712M/CUJAE_CUBA/Cadenas-Clase1.pdf).

El área puede variar dependiendo del número de hileras que se obtenga al final del cálculo.

Para la cadena 06B el área es 28mm<sup>2</sup>.

#### Presión Admisible en Articulaciones.

Paso, t, mm	[p], [MPa] para la velocidad de rotación del piñón en rpm.										
	<50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12.70-15.875	35	31.5	28.5	26	24	22.5	21	18.5	16.5	1.5	1.4
19.05-25.40	35	30	26	23.5	21	19	17.5	15	-	-	-
31.75-38.10	35	29	21	18.5	16.5	15	-	-	-	-	-
40.00-50.80	35	26	21	17.5	15	-	-	-	-	-	-

Tabla 3. 33. Presión Admisible en Articulaciones de Cadenas.

Fuente: Instituto Superior Politécnico, [http://materias.fi.uba.ar/6712M/CUJAE\\_CUBA/Cadenas-Clase1.pdf](http://materias.fi.uba.ar/6712M/CUJAE_CUBA/Cadenas-Clase1.pdf)

$$p = 17.5 \text{ Mpa}$$

$$m_r = \left( \frac{F}{A(p)} \right) (ke)$$

Ecuación 3. 68. Coeficiente de Distribución de Hileras.<sup>119</sup>

$$m_r = \left( \frac{52.212}{28(17.5)} \right) (1)$$

$$m_r = 0.1065$$

<sup>119</sup> Gonzales, García, Ortíz, Op. Cit., p. 8.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

Debido a que la potencia de entrada es muy pequeña el Número de hileras es menor a uno, por lo que se considera una sola hilera, esto también indica que la cadena está sobredimensionada para el uso que se le va a otorgar.

#### Calculo de duración

$$H = \frac{4350 (\Delta t) (k_c) (k_1) (\sqrt{Z_{menor}})}{\left( \frac{(P)(k_e)}{(A)(m_r)} \right)} \left( \sqrt[3]{\frac{(Z_{mayor})(a)}{(Z_{menor})(t)v}} \right)$$

Ecuación 3. 69. Duración de Cadena.<sup>120</sup>

$K_c = 1.2 \rightarrow$  cadena de rodillo

$K_c = 1 \rightarrow$  condiciones normales de lubricacion y limpieza

$\Delta t = 3\% \rightarrow$  norma de desgaste admisible

$$H = \left( \frac{(4350)(3)(1.2)(1)(\sqrt{25})}{\frac{(0.3728)(1)}{(28)(1)}} \right) \left( \sqrt[3]{\frac{(50)(244.204)}{(25)(9.525)(7.14)}} \right)$$

$H = 11.346e^6$  horas

#### Longitud de cadena requerida

$$N_e = 2C + \frac{S}{2} + \frac{K}{S}$$

Ecuación 3. 70. Longitud de Cadena.<sup>121</sup>

Donde:

$$C = \frac{i}{t} = \frac{9.614}{3/8} = 25.637; \text{ Ecuación 3. 71.}^{122}$$

$$S = Z_1 + Z_2 = 25 + 50 = 75; \text{ Ecuación 3. 72.}^{123}$$

$$D = Z_2 + Z_1 = 50 - 25 = 25; \text{ Ecuación 3. 73.}^{124}$$

<sup>120</sup> Gonzales, García, Ortiz, Op. Cit., p. 10.

<sup>121</sup> INTERMEC, Op. Cit., p. 62.

<sup>122</sup> Idem., p. 62.

<sup>123</sup> Idem., p. 62.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

$$K = 15.83$$

D	K	D	K	D	K	D	K	D	K
1	.03	32	25.94	63	100.54	94	223.82	125	396.79
2	.10	33	27.58	64	103.75	95	228.61	126	402.14
3	.23	34	29.28	65	107.02	96	233.44	127	408.55
4	.41	35	31.03	66	110.34	97	238.33	128	415.01
5	.63	36	32.83	67	113.71	98	243.27	129	421.52
6	.91	37	34.68	68	117.13	99	248.26	130	428.08
7	1.24	38	36.58	69	120.60	100	253.30	131	434.69
8	1.62	39	38.53	70	124.12	101	258.39	132	441.36
9	2.05	40	40.53	71	127.69	102	263.54	133	448.07
10	2.53	41	42.58	72	131.31	103	268.73	134	454.83
11	3.06	42	44.68	73	134.99	104	273.97	135	461.64
12	3.65	43	46.84	74	138.71	105	279.27	136	468.51
13	4.28	44	49.04	75	142.48	106	284.67	137	475.42
14	4.96	45	51.29	76	146.31	107	290.01	138	482.39
15	5.70	46	53.60	77	150.18	108	295.45	139	489.41
16	6.48	47	55.95	78	154.11	109	300.95	140	496.47
17	7.32	48	58.36	79	158.09	110	306.50	141	503.59
18	8.21	49	60.82	80	162.11	111	312.09	142	510.76
19	9.14	50	63.33	81	166.19	112	317.74	143	517.98
20	10.13	51	65.88	82	170.32	113	323.44	144	525.25
21	11.17	52	68.49	83	174.50	114	329.19	145	532.57
22	12.26	53	71.15	84	178.73	115	334.99	146	539.94
23	13.40	54	73.86	85	183.01	116	340.84	147	547.36
24	14.59	55	76.62	86	187.34	117	346.75	148	554.83
25	15.83	56	79.44	87	191.73	118	352.70	149	562.36
26	17.12	57	82.30	88	196.16	119	358.70	150	569.93

Tabla 3. 34. Valores de K según la cantidad D.

Fuente: Manual de Transmisión de potencia de INTERMEC.

Tabla Valor de K

$$N_e = (2)(25.637) + \frac{75}{2} + \frac{15.83}{75}$$

$$N_e = 88.98 \approx 89 \text{ eslabones}$$

$$L_C = N_e * t; \text{ Ecuación 3. 74.}^{125}$$

$$L_C = 89 \left(\frac{3}{8}\right) = 33.375plg(25.4) = 847.725mm$$

#### Piñones

Los piñones escogidos para la transmisión por cadena, en base al cálculo son:

35B25 y 35B50

<sup>124</sup> INTERMEC, Op. Cit., p. 62.

<sup>125</sup> Idem., p. 62.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

Siendo:

35 = el Número de Cadena.

B = el tipo de manzana.

25 ó 50 = el Número de dientes respectivamente.

#### 3.4 Diseño del sistema neumático

Para el diseño neumático lo que se toma en cuenta es la regulación de presión en los cilindros neumáticos al activarse, para ello se colocan válvulas reguladores de presión (R1-R2), a las entradas de los pistones tanto en el cilindro axial y radial. Con este diseño se simula un eje que está sometido a diferentes fuerzas externas de cualquier magnitud hasta un rango máximo de 300 libras.

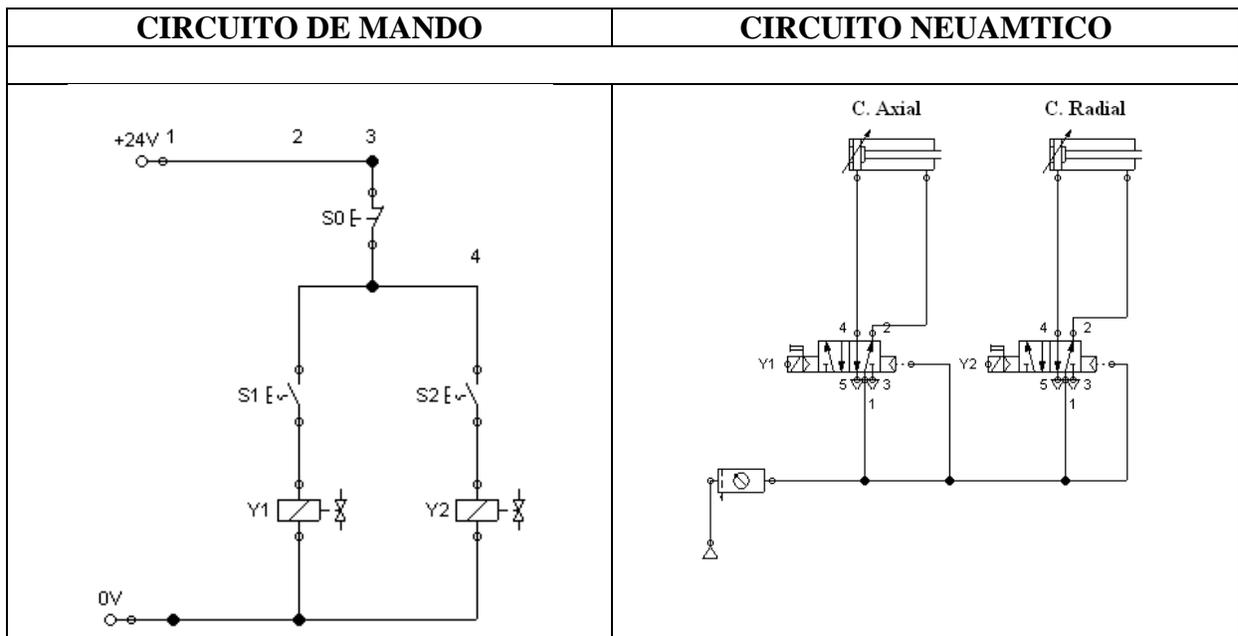


Figura 3. 34. Sistema neumático.

Fuente: Realizado por autores.

### **Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

#### **Funcionamiento:**

Al presionar S1, el solenoide Y1 de la válvula 5/2 se activa dando paso a la presión para el cilindro para carga axial. Para el retorno del cilindro, se pulsa nuevamente S1, con lo cual la válvula 5/2 retorna a su posición inicial mediante el retorno por aire de la válvula.

De igual manera sucede al presionar S2, se activa el solenoide Y2 de la válvula 5/2 y la presión circula a la entrada del cilindro de carga Radial. Para el retorno del cilindro, se pulsa nuevamente S2, con lo cual la válvula 5/2 retorna a su posición inicial mediante el retorno por aire de la válvula. La regulación de presión se da mediante el FLR instalado al inicio del circuito.

# Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

## 3.5 Diseño del sistema Eléctrico

### Circuito de Mando

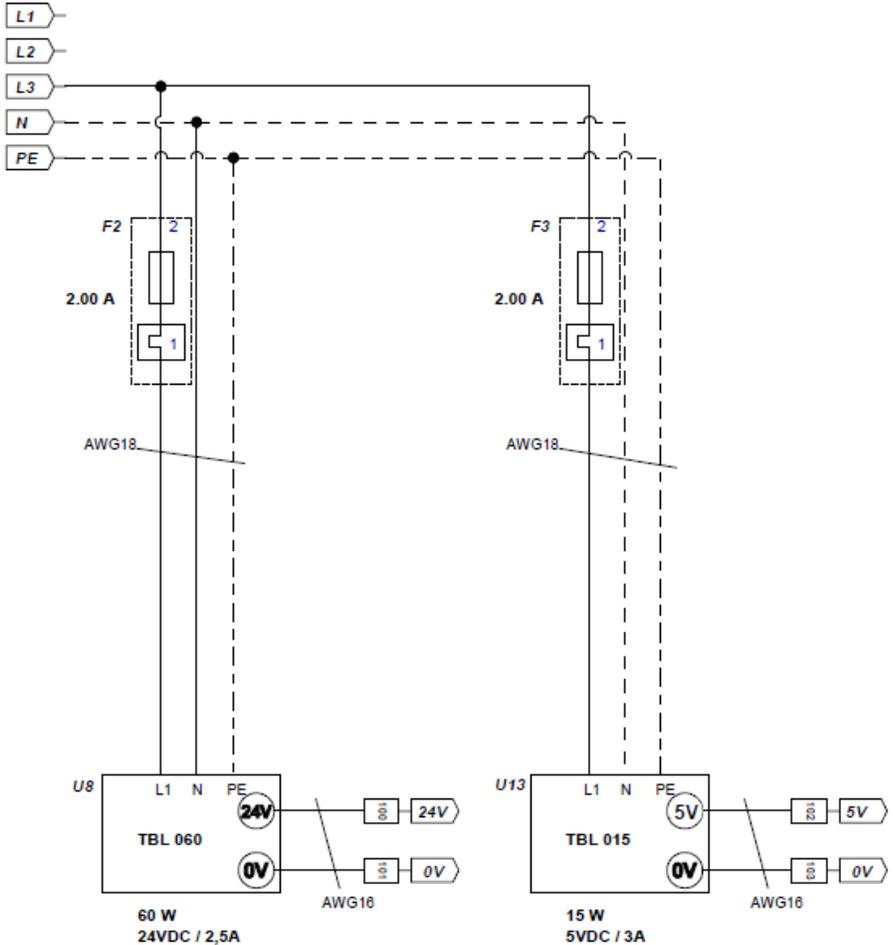


Figura 3. 35. Diseño de Mando.

Fuente: Realizado por autores.

# Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

## Circuito de Fuerza.

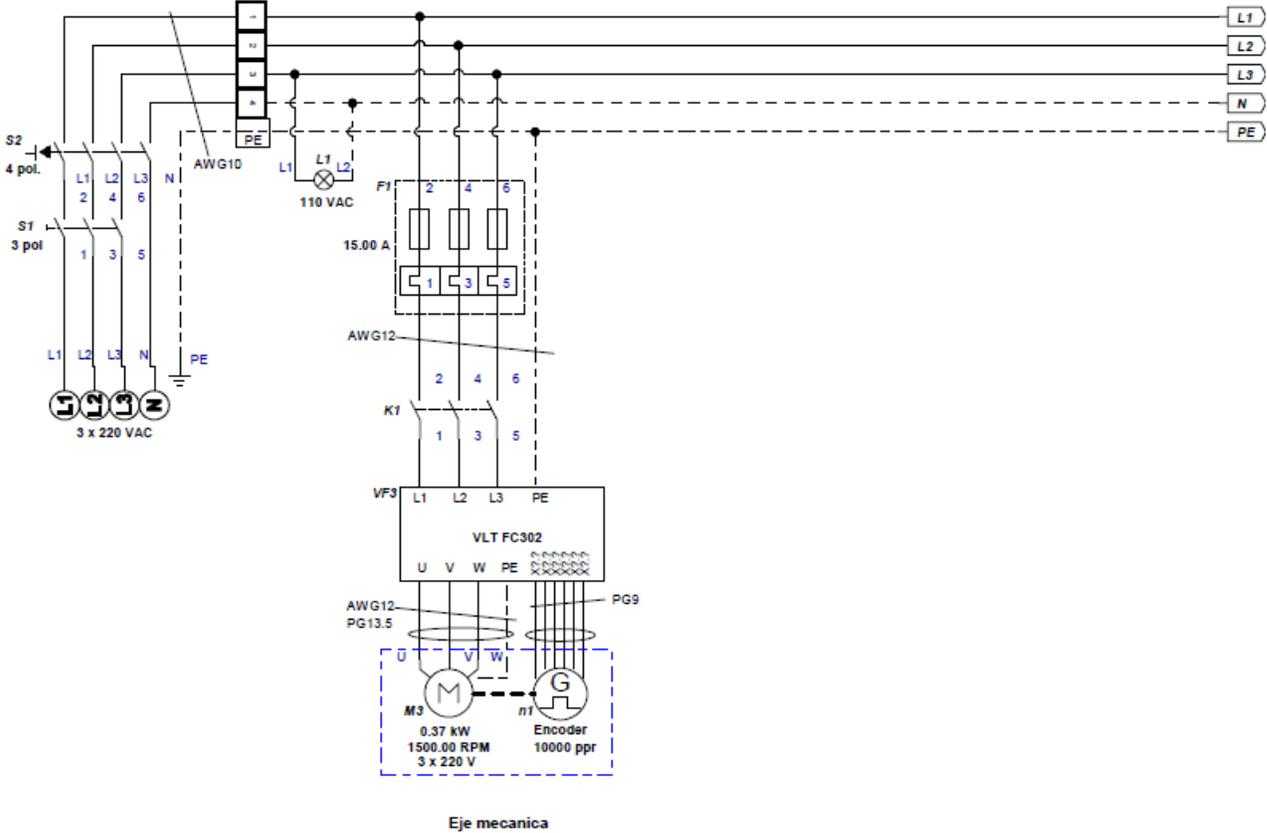


Figura 3. 36. Diseño de Fuerza.

Fuente: Realizado por autores.

### Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.

#### 3.6 Costos

CANT.	DENOMINACIÓN	V. Unitario	V. TOTAL
1	Analizador de vibraciones. Marca: ERBESSD INSTRUMENTS Modelo: DIGIVIVE MX 300	4000	4000
1	ACELERÓMETRO UNIAXIAL Range 10g Marca: ACS Modelo: ASC 3411LN	1100	1100
1	VIBROMETRO Marca: EXTECH Modelo: Heavy Duty Vibration Meter 407860	1320	1320
2	MOTOR AC TRIFASICO Marca recomendada: Siemens,o ABB Ejecución: B3 (montaje horizontal) Protección: IP55 Aislamiento: Clase F (para alimentación con convertidor de frecuencia) Revoluciones: 1800 min-1 (4 polos) Potencia: 0,5 HP; 0,37 kW Torque: 2,4 Nm Alimentación: trifásica 3x220 VAC Kit para montaje de encoder	180	360
2	MOTOR AC TRIFASICO Marca recomendada: Siemens,o ABB Ejecución: B3 (montaje horizontal) Protección: IP55 Aislamiento: Clase F (para alimentación con convertidor de frecuencia) Revoluciones: 1800 min-1 (4 polos) Potencia: 1,5 HP; 0,37 kW Torque: 2,4 Nm Alimentación: trifásica 3x220 VAC Kit para montaje de encoder	180	360
2	ACOPLAMIENTO SIN JUEGO Tipo fuelle de metal Marca recomendada: Jakob	120	240

**Capítulo 3: Diseño y construcción de un Banco Didáctico para la Medición de Vibraciones Mecánicas.**

1	VARIADOR DE FRECUENCIA Marca recomendada: Danfoss, Siemens, ABB, Delta o de calidad superior a las marcas recomendadas Interfase: 1 entrada analógica -10..+10 VDC / 4..20 mA 3..6 entradas digitales 24 VDC programables 1 entrada digital para encoder (realimentación, lazo cerrado) configurable 1 salida analógica 0..20 mA programable (necesariamente para corriente del motor, frecuencia actual, etc.) Potencia: 1 kW Frecuencia de salida: 0..120 Hz Tensión de salida: 0..100 % Alimentación: mono- o trifásica 1x110 VAC o 3x220 VAC @ 60 Hz Certificación: CE, ISO 9001; EN 61000-3-2 Class A Garantía: mín. 1 año	400	400
	Construcción de elementos mecánicos.	2520	2520
	Elementos mecánicos	1397	1397
	Perfiles de aluminio.	1500	1500
1	Mesa metálica.	250	250
<b>VALOR TOTAL</b>			<b>\$ 13447</b>

# **CAPITULO 4**

### 4. Manual de operación del Banco de Vibraciones.

#### 4.1 Introducción.

Este banco está diseñado para realizar el diagnóstico de principales problemas mecánicos, mediante la medición de vibraciones a defectos simulados por el mismo, banco desarrollado de forma universal, es decir que su disponibilidad de funcionamiento varía, desde pruebas individuales hasta pruebas conjuntas, simulando procesos de funcionamiento en distintas líneas de trabajo.

#### 4.2 Características Generales

- Simulación de principales problemas mecánicos de forma específica e individual así como en conjunto, estableciendo áreas de funcionamiento, medición y diagnóstico con mayor nivel de dificultad.
- Para el diagnóstico y medición el banco consta con un analizador de vibraciones que permite realizar diferentes actividades acorde a los defectos simulados por el mismo.
- El banco está diseñado mediante una fusión entre la parte didáctica y la parte industrial, la cual hace que presente mayores características reales dentro de los procesos de funcionamiento tanto industrial como académico.
- La disposición de los elementos en el banco permiten por su diseño exista la oportunidad de montar y acoplar otros tipos de simulación, aparte de las configuraciones planteadas, es decir, que se puede adecuar el banco para otros problemas relacionados con la parte mecánica.

## Capítulo 4: Manual de operación del Banco de Vibraciones.

En general el banco consta de cuatro partes principales que son:

- **Unidad de Mando:** conformada por la parte eléctrica, variadores de velocidad, variadores de corriente para control de carga con sus diferentes accesorios y seguridades, incluyendo el mando neumático para el control de carga puntual.
- **Unidad Motriz:** Comprendida por los motores con características definidas en el ANEXO XXI
- **Unidad de Simulación (elementos de prueba):** donde se encuentran toda la parte de simulación tanto en condiciones normales como en condiciones ajenas a un funcionamiento eficiente.
- **Unidad de Carga:** esta unidad comprende una parte eléctrica en donde se induce corriente al bobinado el cual genera un campo magnético, éste afecta a un disco de cobre que por sus características provoca el frenado generando carga en forma de torque a la salida del banco. Para la parte de carga puntual está establecido su funcionamiento por medio de cilindros neumáticos.

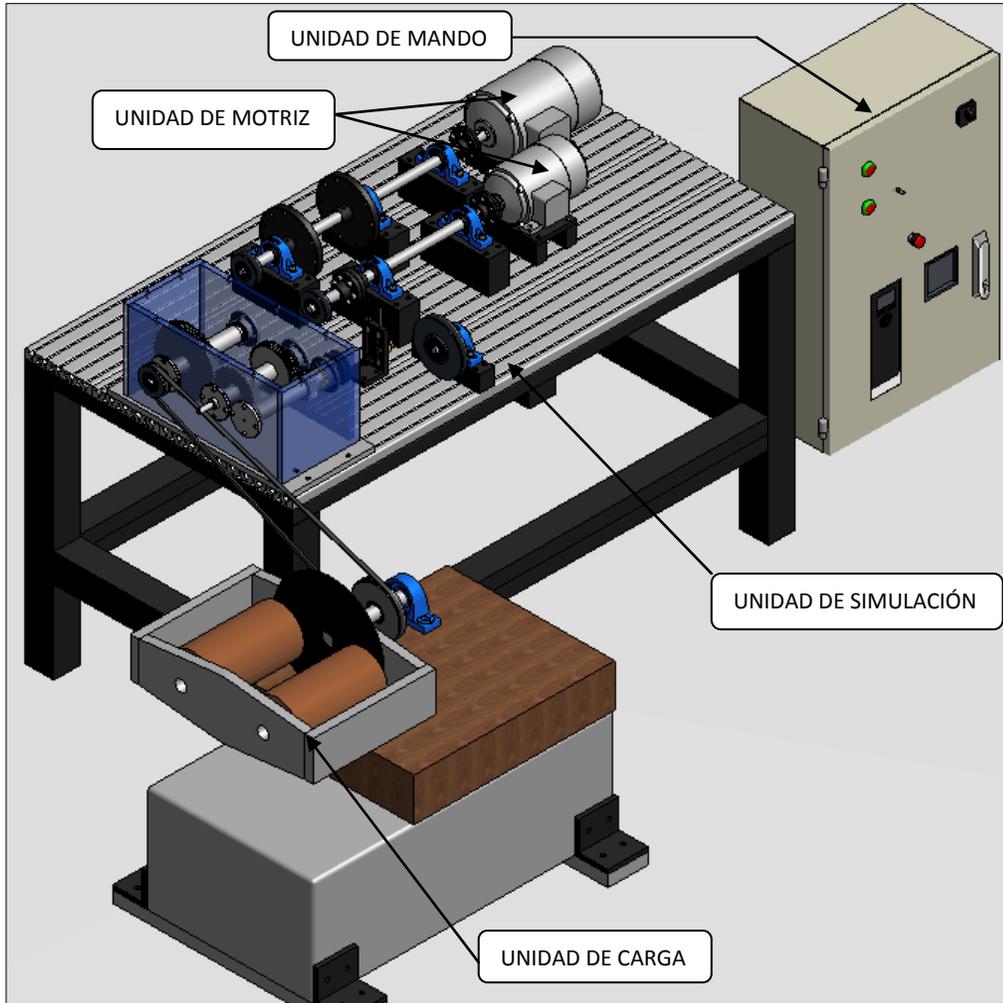


Figura 4. 1. Partes del banco.

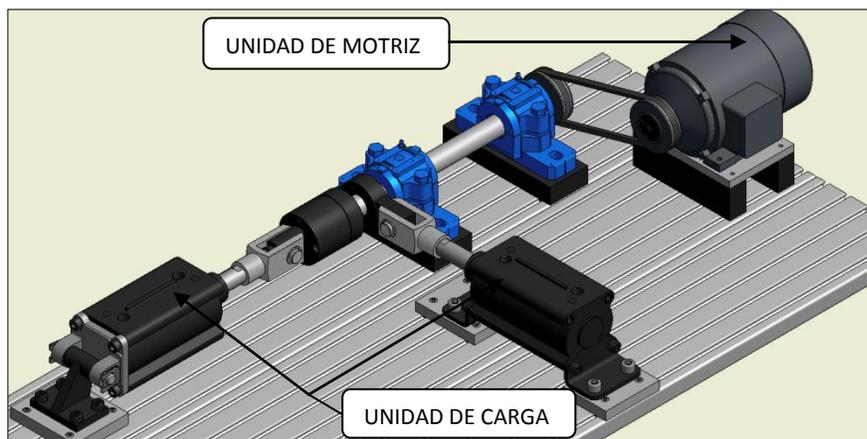


Figura 4. 2. Partes del Banco de fuerza.

Fuente: Realizado por autores

### **4.3 Características Específicas**

La unidad de mando posee:

- Alimentación 3x220VAC.
- Interruptor general de 3 polos a 16A.
- Interruptor diferencial de 4 polos a 16A.
- Indicador una luminaria a 110VAC.
- Protección al Variador Breaker de 3 polos a 16A.
- Contactor de 3 polos a 16A.
- Variador de Frecuencia.
- Fuente de Poder Reglable V imp. de 100-240v/19A /50-60Hz voltaje de salida de 0 a 100V DC/0-15A.
- Analizador de Energía extra para el estado de energía.
- 3 breakers de 1 polo de 2A.
- 1 breaker de 1 polo de 6A.
- Por borneras PE.
- Borneras normales.
- 3 Transformadores de Corriente.
- PC.

La unidad Motriz compuesta por:

- Motor de 1.5 y 2 [Hp].
- Bases para motor de 1.5 y 2 [Hp].

## **Capítulo 4: Manual de operación del Banco de Vibraciones.**

Estas unidades son definidas como fijas en las diferentes pruebas a realizar, pues dentro de una línea principal de funcionamiento es vital un mando a demás de la parte que da vida o movimiento a la maquinaria cualquiera sea esta.

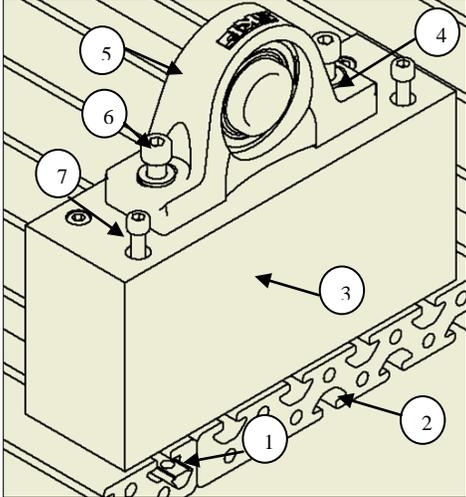
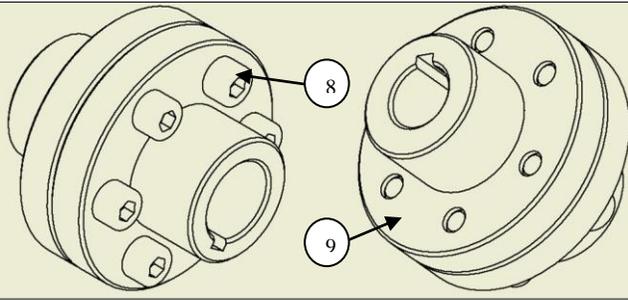
En la unidad de pruebas existen varios elementos que determinan el funcionamiento y que se consideraron como principales para cada una de las pruebas. Usados en las diferentes simulaciones como fijos, estos elementos son:

- Mesa Universal.
- Analizador de Vibraciones MX-3000.
- Acelerómetro Rango de entrada de 0.5Hz a 20KHz.
- Tacómetro Digital.

### **4.4 Montaje del Banco**

Una de las características que posee este proyecto es el aprovechamiento del tiempo, por esta razón se ha seleccionado un tipo de unión no permanente, es decir móvil, donde su determinación es el montaje y desmontaje sin afección a ningún elemento principalmente teniendo por objetivo la fácil manipulación.

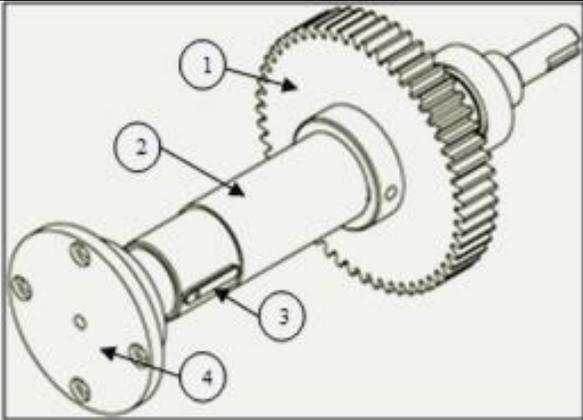
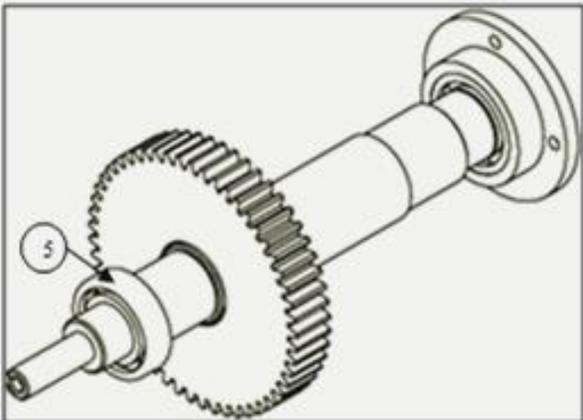
El tipo de unión no permanente seleccionado es mediante unión roscada, su disposición se la puede verificar en la figura (4.3 -4.4).

Tipo de montaje para el banco	Descripción.
<p>Montaje no permanente:</p> <p>El montaje de las bases (3) en el perfil de la mesa (2) se realiza mediante la sujeción por tornillos (7)-tuerca (1), una vez ubicados los elementos mencionados se realiza el ensamble de los apoyos (5) sobre las bases (3) de igual forma por tornillo (6)-arandela (4) y la base usando rosca siega permitiendo su fijación.</p>	 <p><b>Figura 4. 3 Montaje Chumaceras-Bases.</b></p> <p><b>Fuente: Realizado por Autores.</b></p>
<p>Para los acoples (9) el mismo principio de los tornillos (8) con sus respectivas tuercas formando un solo elemento de tracción fijo.</p> <p>Con estas características el banco cumple las especificaciones requeridas y definidas.</p>	 <p><b>Figura 4. 4 Montaje de acoples.</b></p> <p><b>Fuente: Realizado por Autores</b></p>

**Tabla 4. 1 Montaje de banco**

**Fuente: Realizado por autores**

Los ajustes de los diferentes elementos en el banco son de tipo deslizante o móvil, excepto en las tapas del reductor de velocidad como se muestra en la figura (4.5).

Tipo de ajuste utilizado	Descripción
<p>La figura muestra que en el ajuste de los rodamientos (5) pista externa- tapa (4) es fija, excepto este los demás cumplen con un ajuste móvil para poder manejarlos con facilidad, los elementos en los cuales se deslizaran ejes (2), utilizan un tratamiento térmico para evitar deterioro del material.</p>	 <p data-bbox="948 730 1292 760"><b>Figura 4. 5 Ajuste en tapas (Fijo).</b></p> <p data-bbox="964 810 1276 840"><b>Fuente: Realizado por autores</b></p>  <p data-bbox="919 1373 1321 1402"><b>Figura 4. 6 Ajuste de Engranés (Móvil).</b></p> <p data-bbox="964 1453 1276 1482"><b>Fuente: Realizado por autores</b></p>

Para evitar deslizamientos dentro de las pruebas, los elementos que en el funcionamiento deben ser fijos utilizan para esfuerzos por torque la chavetera-chaveta, para evitar deslizamientos de tipo axial se utiliza elementos de fijación desmontable como es el caso de los prisioneros (6).

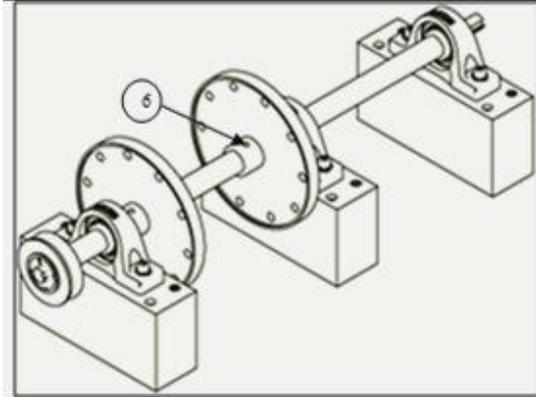


Figura 4. 7 Ajuste en discos de balanceo.

Fuente: Realizado por autores

Tabla 4. 2 Montaje en el banco

Fuente: Realizado por autores

#### 4.5 Problemas en rodamientos

Los elementos utilizados en este proceso se indican en la siguiente tabla.

1. Acople rígido Motor-Eje de Transmisión.
2. Bases para los Apoyos.
3. Chumaceras (apoyos del eje de transmisión rodamientos intercambiables).
4. Eje de Transmisión Cementado.
5. Par de rodamientos rígidos de bolas YAR205 2F.
6. Par de rodamientos rígidos de bolas YAR205 2F daño en pista externa.
7. Par de rodamientos rígidos de bolas YAR205 2F daño en elementos rodantes.
8. Par de rodamientos rígidos de bolas YAR205 2F daño en pista interna.
9. Polea SPA 71X2.
10. Kit de carga (freno electromagnético).

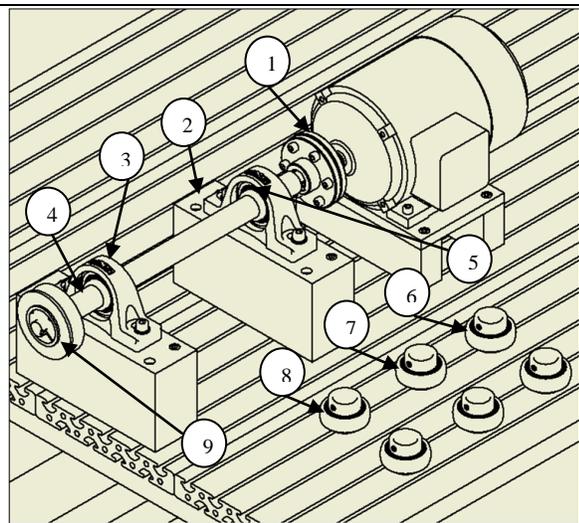
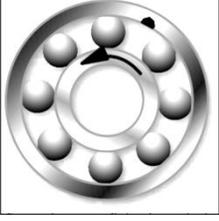
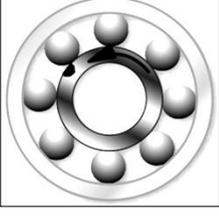
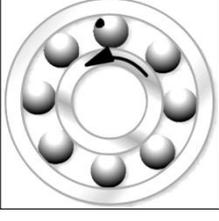


Figura 4. 8 Elementos en simulación en rodamientos.

Fuente: Realizado por autores

## Capítulo 4: Manual de operación del Banco de Vibraciones.

<p>La avería en el primer par de rodamientos es realizada en la pista externa del mismo, provocando defecto superficial para la verificación de resultados mediante la medición de vibraciones.</p>	 <p><b>Figura 4. 9 Falla pista externa.</b></p> <p><b>Fuente: Realizado por autores</b></p>
<p>El segundo par de rodamientos se le realiza avería en la pista interna con el mismo objetivo, con la diferencia de las frecuencias naturales dentro del funcionamiento de desgaste superficial.</p>	 <p><b>Figura 4. 10 Falla pista interna.</b></p> <p><b>Fuente: Realizado por autores</b></p>
<p>Para el tercer y último par de rodamientos se realiza el mismo procedimiento, diferenciando en la toma de datos o medición de vibraciones las características de cada una de las averías con el fin de poder identificar el tipo de daño y el rodamiento defectuoso.</p>	 <p><b>Figura 4. 11 Falla elementos rodantes.</b></p> <p><b>Fuente: Realizado por autores</b></p>

**Tabla 4. 3 Problemas en rodamientos**

**Fuente: Realizado por autores**

El montaje se lo realiza de manera precisa como se puede observar en las figuras (4.8 - 4.12), debe existir una correcta alineación de eje motriz con respecto al de pruebas, de la polea transmisora con la transmitida, tensión de la banda y el ajuste necesario de los diferentes elementos adicionales, de esta manera se asegura un montaje de calidad, una simulación directa y precisa de la práctica.

## Capítulo 4: Manual de operación del Banco de Vibraciones.

Como recomendación es importante que el procedimiento mencionado debe realizarse en cada una de las prácticas.

En la figura 4-12, a la prueba de fallas en rodamientos se adiciona un kit de carga por torque, simulando una situación de trabajo real.

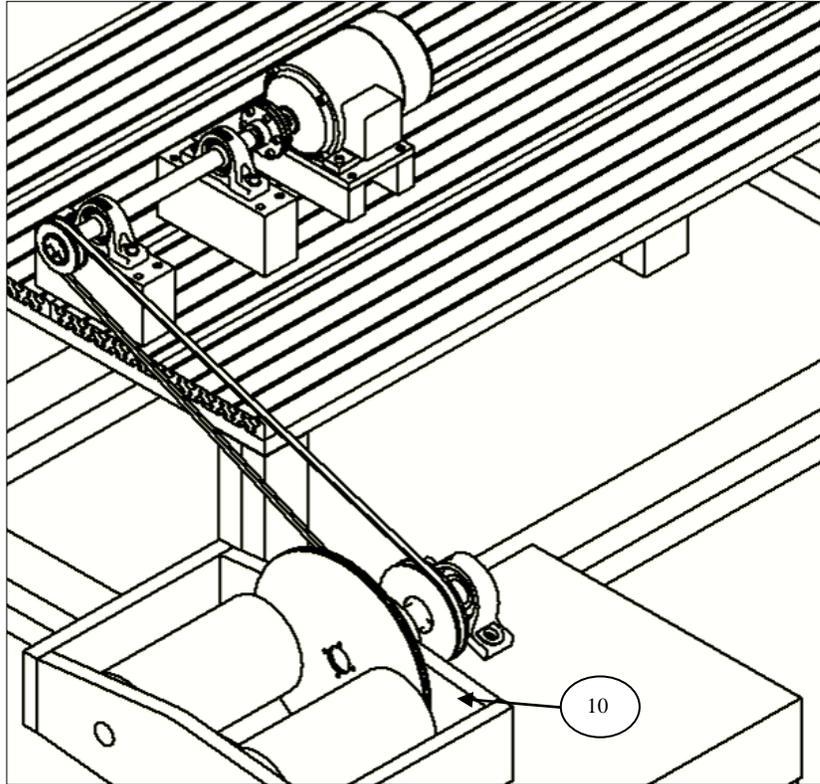
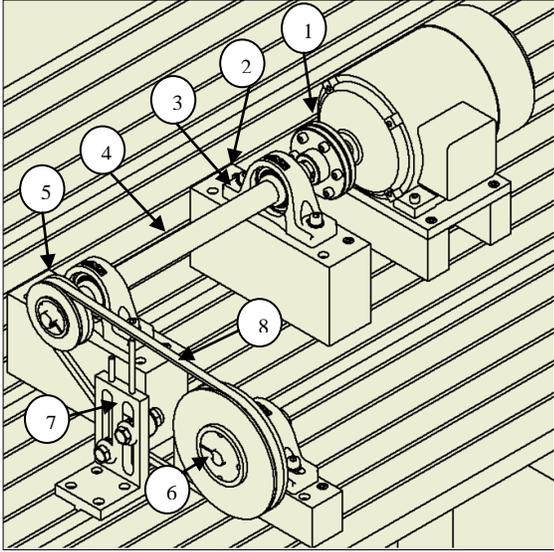
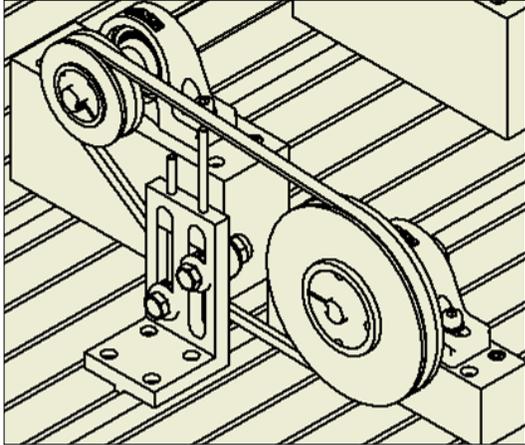


Figura 4. 12 Montaje con freno.

Fuente: Realizado por autores

4.6 Problemas de transmisión elástica

<p>Los elementos utilizados en este proceso son:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Acople rígido Motor-Eje de Transmisión.</li> <li>2. Bases para los Apoyos.</li> <li>3. Chumaceras (apoyos del eje de transmisión).</li> <li>4. Eje de Transmisión.</li> <li>5. Polea SPA 71X2.</li> <li>6. Polea SPA 140X2</li> <li>7. Tensor de Banda.</li> <li>8. Banda de Transmisión Elástica.</li> </ol>	 <p><b>Figura 4. 13. Elementos para transmisión elástica.</b> Fuente: Realizado por autores</p>
<p>De igual forma en este caso el montaje se puede apreciar en las figuras (4.13-4.14) recordando las recomendaciones necesarias. La prueba a considerar es la tensión de la banda elástica de transmisión (8) su regulación mediante un tensor (7), por medio de esta identificar los parámetros principales para la detección de avería o defecto que interrumpa el funcionamiento, concluyendo con su respectiva corrección.</p> <p>Para la diferenciación en el funcionamiento se acopla el kit de carga por tracción.</p>	 <p><b>Figura 4. 14. Montaje transmisión elástica.</b> Fuente: Realizado por autores</p>

**Tabla 4. 4 Problemas de transmisión elástica**  
Fuente: Realizado por autores

#### 4.7 Simulación de Fisura en Ejes

Los elementos utilizados en este proceso son:

1. Acople rígido Motor-Eje de Transmisión.
2. Bases para los Apoyos.
3. Chumaceras (apoyos del eje de transmisión).
4. Eje de Transmisión.
5. Acople para simulación de fisura.
6. Elementos de Apriete (pernos).
7. Eje Secundario para simulación de fisura.
8. Polea SPA 71X2.
9. Banda de Transmisión Elástica.
10. Kit de Carga.

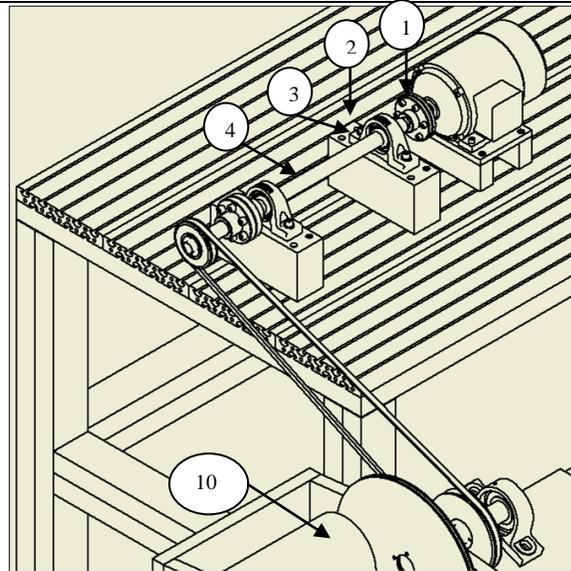


Figura 4. 15 Elementos de fisura en Ejes.

Fuente: Realizado por Autores

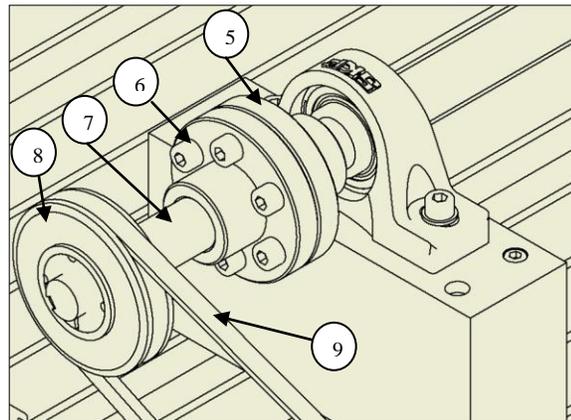


Figura 4. 16 Elementos de Fisura en Ejes.

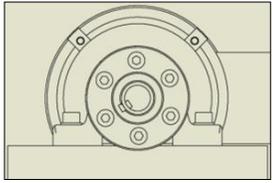
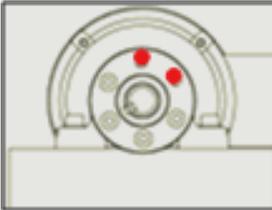
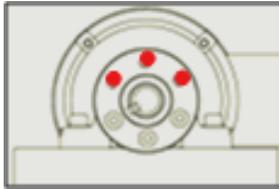
Fuente: Realizado por Autores

Tabla 4. 5 Simulación de fisura en ejes

Fuente: Realizado por autores

## Capítulo 4: Manual de operación del Banco de Vibraciones.

Disposiciones:

VARIACION DE FISURA EN LOS EJES			
<p>Eje con la característica de una transmisión normal de funcionamiento.</p>	 <p><b>Figura 4. 17 Característica Normal.</b></p> <p><b>Fuente: Realizado por Autores</b></p>	<p>Eje con un porcentaje de fisura, simulado por el desmontaje de un elemento de sujeción.</p>	 <p><b>Figura 4. 18 Eje Sin un Elemento.</b></p> <p><b>Fuente: Realizado por Autores</b></p>
<p>De igual forma en este caso se desmontan dos elementos de sujeción y se realiza la simulación.</p>	 <p><b>Figura 4. 19 Eje sin dos elementos.</b></p> <p><b>Fuente: Realizado por Autores</b></p>	<p>Por último se llega al extremo de desmontar 3 elementos de sujeción, permitiendo por el diseño que simule a un eje con el 50% como máximo de fisura.</p>	 <p><b>Figura 4. 20 Eje sin Tres elementos.</b></p> <p><b>Fuente: Realizado por Autores</b></p>
<p>En la simulación para la parte de funcionamiento real se adiciona el kit de carga por tracción y se procede con la prueba.</p>			

**Tabla 4. 6 Variación de fisura en ejes**

**Fuente: Realizado por autores**

4.8 Simulación de desbalance de una masa

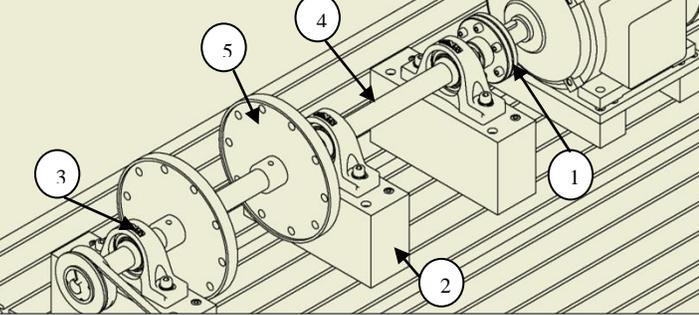
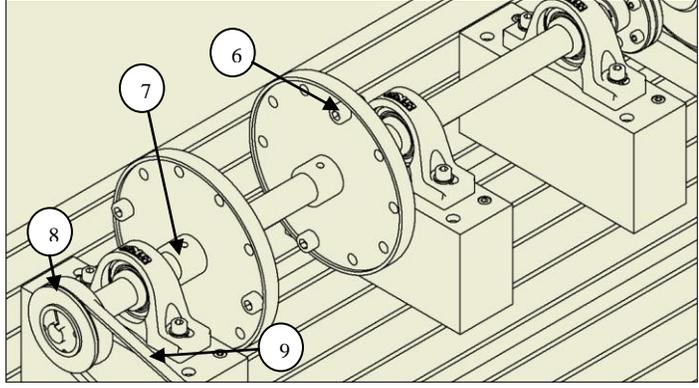
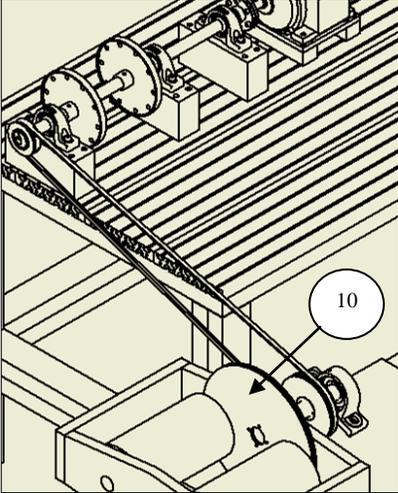
<p>Los elementos utilizados en este proceso son:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Acople rígido Motor-Eje de Transmisión.</li> <li>2. Bases para los Apoyos.</li> <li>3. Chumaceras (apoyos del eje de transmisión).</li> <li>4. Eje de Transmisión.</li> <li>5. Disco de Balanceo.</li> <li>6. Masas Balanceadoras.</li> <li>7. Elementos de Apriete (pernos).</li> <li>8. Polea SPA 71X2.</li> <li>9. Banda de Transmisión Elástica.</li> <li>10. Kit de carga por tracción.</li> </ol>	 <p><b>Figura 4. 21 Elementos para Balanceo</b> Fuente: Realizado por Autores</p>  <p><b>Figura 4. 22 Elementos para Balanceo</b> Fuente: Realizado por Autores</p>
<p>En las figuras (4.22-4.23) se muestra elementos disponibles para provocar problemas de balanceo mecánico, mediante discos (5) con agujeros graduados en los cuales se montaran masas medidas (6) para su fácil identificación al momento de la corrección.</p> <p>Es de importancia que al adicionar carga a la prueba se realiza solamente la detección e identificación de fallos, en la corrección se realiza el procedimiento evitando la carga.</p>	 <p><b>Figura 4. 23 Disposición para la Práctica.</b> Fuente: Realizado por Autores</p>

Tabla 4. 7 Simulación de desbalance de una masa

Fuente: Realizado por autores

4.9 Simulación de desalineación del motor

Los elementos utilizados en este proceso son:

1. Acople rígido Motor-Eje de Transmisión.
2. Bases para los Apoyos.
3. Chumaceras (apoyos del eje de transmisión).
4. Eje de Transmisión.
5. Reloj Comparador.
6. Elementos de Apriete (pernos).
7. Polea SPA 71X2.
8. Banda de Transmisión Elástica.

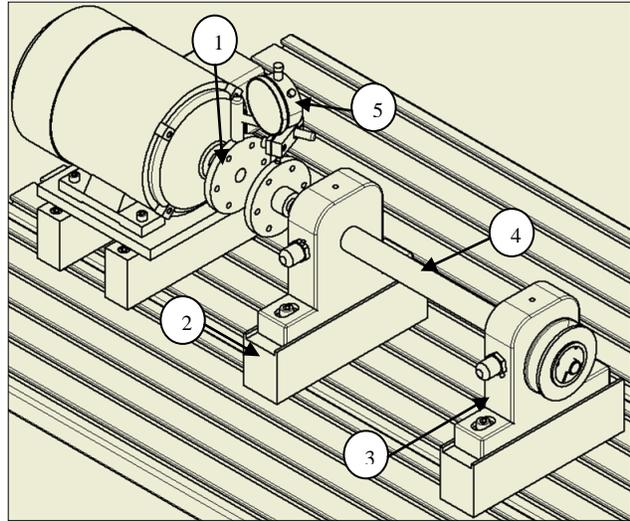


Figura 4. 24 Elementos para la desalineación.

Fuente: Realizado por autores

Esta práctica es la principal para el desarrollo de las demás, puesto que los elementos deben utilizar un mismo eje de rotación, es decir no debe existir desviación en ningún elemento por esta razón en cada una de las prácticas se debe cumplir con una correcta alineación.

Esta práctica está destinada a la identificación de problemas de alineación.

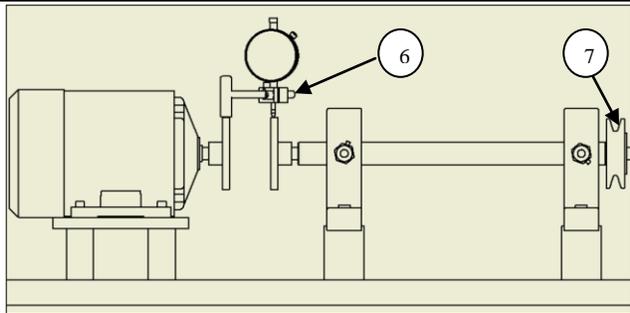


Figura 4. 25 Elementos para la desalineación.

Fuente: Realizado por autores

Tabla 4. 8 Simulación de desalineación

Fuente: Realizado por autores

#### 4.10 Transmisión por medio de engranajes rectos

Los elementos utilizados en este proceso son:

1. Acople rígido Motor-Eje de Transmisión.
2. Juego de Engranajes de diente recto.
3. Tapas (apoyos del eje de transmisión).
4. Eje de Transmisión.
5. Polea SPA 71X2.
6. Polea SPA 140X2
7. Banda de Transmisión Elástica.
8. Kit de carga por medio de torque.

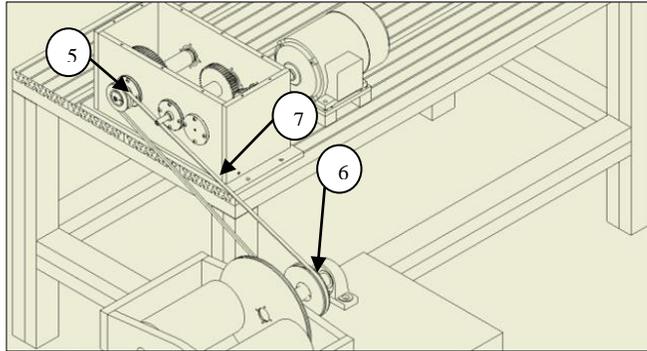


Figura 4. 26 Elementos para la desalineación.

Fuente: Realizado por Autores

El diseño de este kit es de una transmisión de dos etapas de reducción, dos salidas de movimiento tanto para la primera como para la segunda etapa.

El reductor está diseñado de tal forma que se puede realizar el montaje y funcionamiento con ruedas dentadas de diente recto (2) o ruedas dentadas de diente helicoidal.

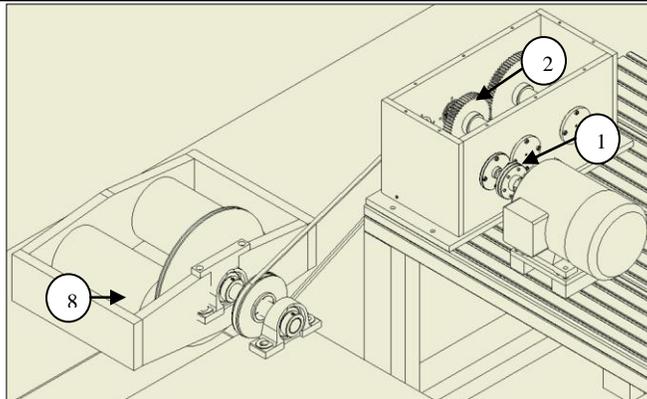


Figura 4. 27 Elementos para la desalineación.

Fuente: Realizado por Autores

Consta también con 2 tapas (3) adicionales para poder simular desalineación dentro del reductor de velocidades.

Los engranes tienen los siguientes daños:

Rotura de diente.

Picadura de diente.

Alargamiento o acortamiento del diente.

Los mismos pueden ser simulados e identificados mediante este kit.

Las pruebas se pueden realizar con y sin lubricación.

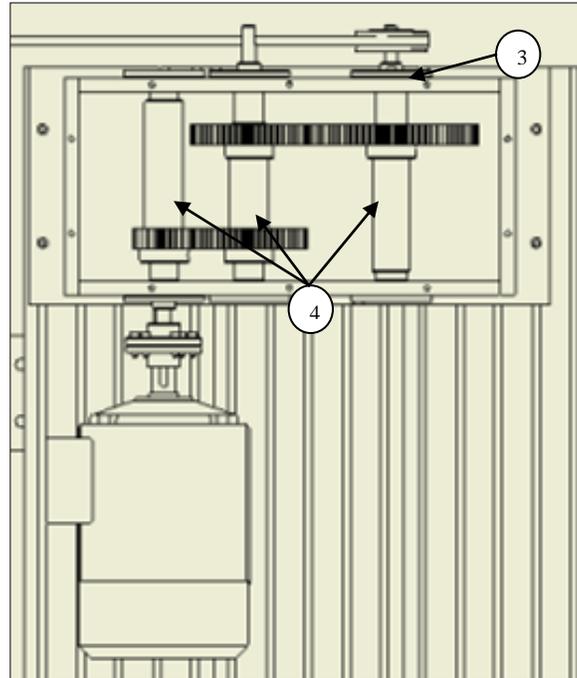


Figura 4. 28 Elementos para la desalineación.

Fuente: Realizado por autores

Tabla 4. 9 Transmisión por medio de engranajes

Fuente: Realizado por autores

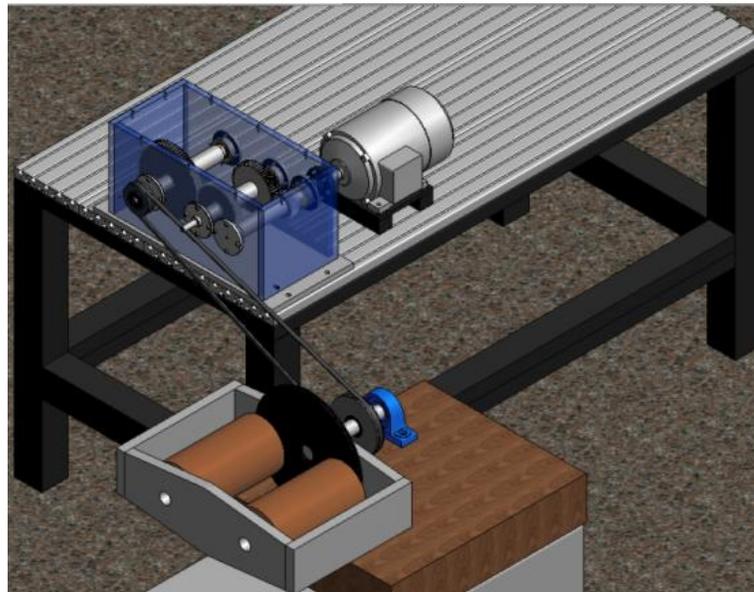


Figura 4. 29 Disposición de elementos para la práctica.

Fuente: Realizado por autores.

4.11 Simulación de Carga Axial/Radial a un eje de transmisión

Los elementos utilizados en este proceso son:

1. Polea SPA 71X2.
2. Banda de Transmisión Elástica
3. Polea SPA 71X2.
4. Bases para los Apoyos.
5. Cajeras (apoyos del eje de transmisión).
6. Eje de Transmisión.
7. Sujeción Radial.
8. Sujeción Axial.
9. Actuador Neumático Axial.
10. Actuador Neumático Radial.
11. Sujeción de Actuadores.

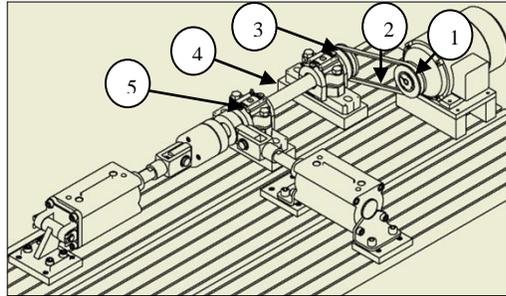


Figura 4. 30 Elementos de la simulación.

Fuente: Realizado por autores

El kit está diseñado para la simulación de cargas puntuales de forma axial y radial, la carga radial tiene la característica de ser transmitida a lo largo de todo el eje.

El objetivo principal de la prueba es la identificación de las diferentes anomalías que sufren los ejes y rodamientos en situaciones reales.

Es importante tener en cuenta que la carga máxima regulada a ser manipulada en la realización de la práctica es de 102[lbf).

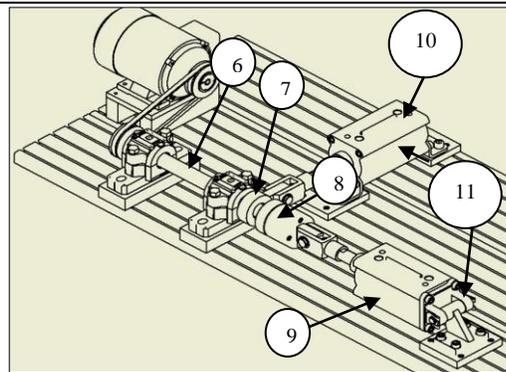


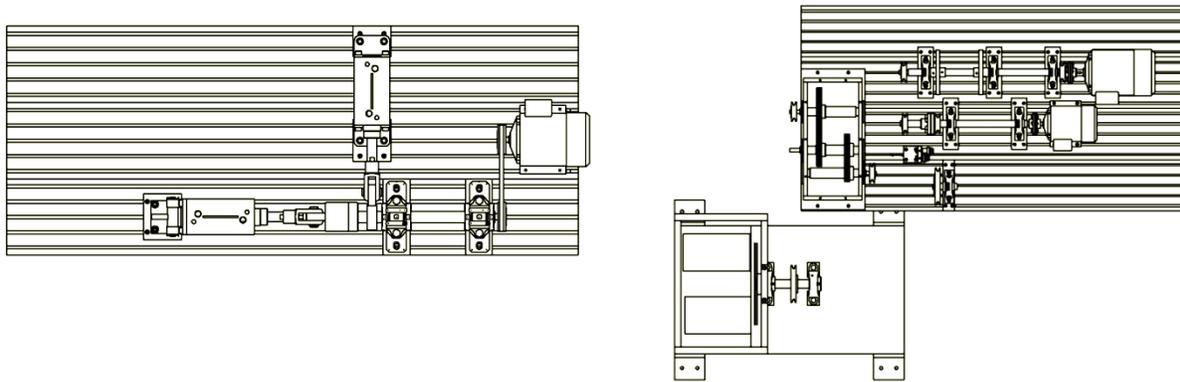
Figura 4. 31. Elementos de la simulación.

Fuente: Realizado por autores

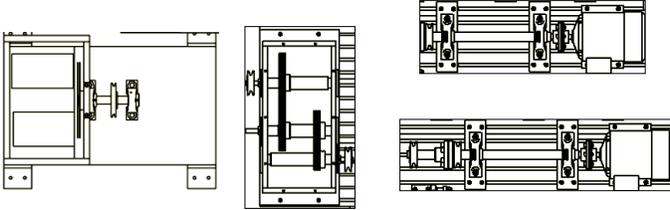
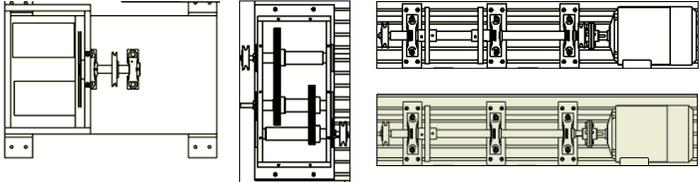
Tabla 4. 10 Carga axial y radial

Fuente: Realizado por autores.

**BANCO DE MEDICION Y DIAGNÓSTICO DE VIBRACIONES.**



**Figura 4. 32 Disposiciones para Simulaciones.**  
Fuente: Realizado por autores

DESCRIPCION	DISPOSICION
<p>A demás de las principales configuraciones que se puede armar en el banco, por sus características presentes en el diseño se puede combinar varios kits formando un sistema de transmisión complejo, en donde el objetivo principal es obtener las diferentes experiencias en este caso como un sistema en conjunto, es decir varios elementos en donde se pueda tomar datos mientras funcionan los demás simulando una línea de funcionamiento.</p> <p>En la figura 4.33 podemos obtener como ejemplo las siguientes configuraciones:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Kit de Problemas en rodamientos + Reductor de Velocidades.</li> <li>• Kit de Fisura de Ejes + Reductor de Velocidades.</li> <li>• Las disposiciones anteriores cada una con el kit de Frenado.</li> </ul>	 <p><b>Figura 4. 33 Disposición para Simulaciones.</b> Fuente: Realizado por autores</p>
<p>En la figura (4.34) podemos obtener otras disposiciones:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Kit de balanceo dinámico + Reductor de velocidades individual.</li> <li>• El kit de Balanceo + kit de frenado.</li> <li>• Kit de balanceo dinámico + Reductor de velocidades.</li> <li>• Kit de balanceo dinámico + Reductor de velocidades + kit de frenado.</li> </ul>	 <p><b>Figura 4. 34 Disposición para simulaciones.</b> Fuente: Realizado por autores</p>

**Tabla 4. 11 Disposición del banco**

Fuente: Realizado por autores

#### 4.12 Plan de Mantenimiento.

##### Parámetros de Consideración para la creación de un Plan de Mantenimiento.

- Inventario de elementos susceptibles de lubricación.
- Productos utilizados/frecuencias/gamas.
- Condiciones ambientales, condiciones de trabajo de los equipos y elementos a lubricar.
- Recursos disponibles: operarios, calificación técnica.
- Puntos identificar como puntos críticos para la lubricación.
- Herramientas y procedimientos para lubricar.
- Estado del almacén.

##### 4.12.1 Desarrollo.

##### Descripción del lugar de desarrollo del plan de lubricación.

**Banco de Vibraciones de la Universidad Politécnica Salesiana.**

*Ubicación:* localizado en la ciudad de Cuenca.

**Laboratorios de Instrumentación de la Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca.**



Figura 4. 35. Localización de Laboratorio.

Fuente: Google Eart.

**4.12.2 Productos utilizados/frecuencias/gamas.**

**Estado Actual:**

Los productos que se usan para la lubricación en la actualidad son principalmente aceites y grasas; los aceites se utilizan para la lubricación de engranajes, ejes de transmisión y elementos de sujeción, uno de los lubricantes más comunes y que es utilizado en este caso es el automotriz SAE40.

El tipo de lubricación a utilizar, son dos tipos:

- Bombeo Apoyos (chumaceras)
- Baño Reductor (engranes)
- Manual Ejes y elementos de sujeción.

La principal es la manual, con aceitero, tanto directamente como es el caso específico de ejes de transmisión o también indirectamente a través de los aceiteros ubicados en diferentes partes de las máquinas del banco

La frecuencia de lubricación está dada de la siguiente manera

- Ejes de Transmisión diaria
- Elementos de sujeción. Mensual
- Mecanismos de transmisión de potencia Mantenimiento Anual.

**Condiciones ambientales**

El ambiente de trabajo es favorable:

- No existe demasiado polvo
- La humedad no es crítica
- La temperatura ambiente está en 20°C aproximadamente
- El banco posee una ubicación de manera que se permite un fácil acceso.

**4.12.3 Procedimiento de Practicas.**

El procedimiento de la realización de las prácticas se puede dividir en las siguientes etapas:

1. Objetivo principal y análisis del tipo de práctica.
2. Planificación del trabajo.
3. Determinación de procesos.
4. Asignación de equipo a intervenir
5. Ajustes.
6. Realización de la práctica.
7. Entrega de resultados.

**4.12.4 Procedimiento de Practicas.**

**Condiciones de trabajo de los equipos y elementos a lubricar.**

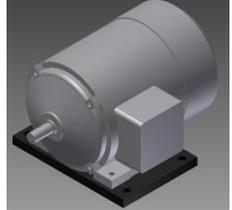
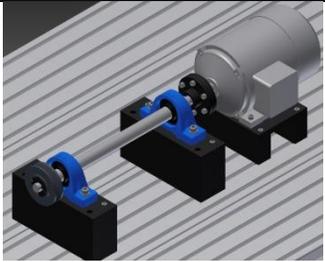
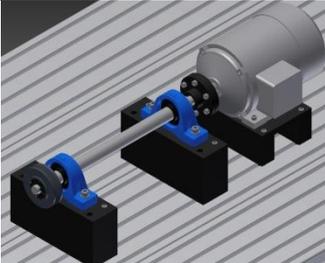
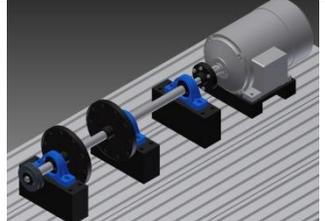
Los equipos están sometidos a cargas variadas según el tipo de trabajo por lo que se tomará como cargas bajas; las temperaturas y velocidades de los elementos también son variadas en este caso la velocidad se especifica según la práctica y si esta requiere velocidad baja, media o alta, para determinar la lubricación óptima sugerida cabe recalcar que todo el equipo es nuevo o recién elaborado.

**Puntos identificar como puntos críticos de planta (en este caso del Banco) para la lubricación.**

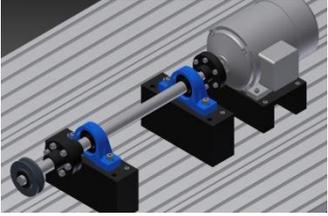
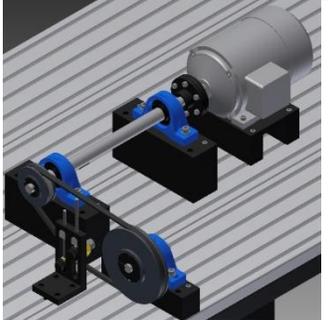
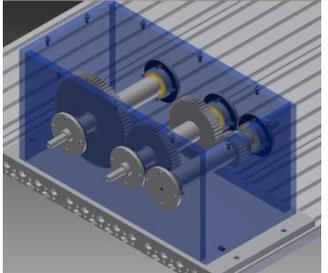
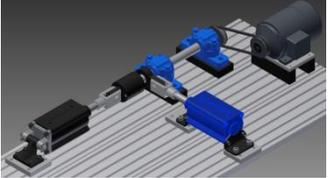
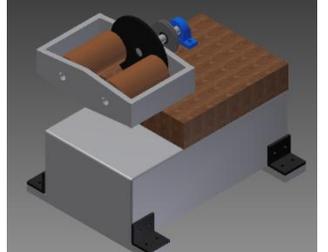
**Inventario de máquinas, equipos, elementos susceptibles de lubricación.**

## Capítulo 4: Manual de operación del Banco de Vibraciones.

### Inventario de elementos mecánicos

CAN	MÁQUINA	MARCA MODEL SERIAL	POT	ALIMENT	FOTO
1	MOTOR	M1 SIEMENS 1LA7 083-4YA60	1,5HP	TRIFÁSICA 220V	 <p style="text-align: center;">Figura 4. 36 Motor 1.5hp</p>
1	MOTOR	M2 SIEMENS 1LA7 090-4YA60	2 HP	TRIFÁSICA 220V	 <p style="text-align: center;">Figura 4. 37 Motor 2 hp</p>
1	KIT DE ALINEACION MANUAL	KAM	2HP	TRIFÁSICA 220V	 <p style="text-align: center;">Figura 4. 38 Kit alineación</p>
1	KIT DE PROBLEMAS EN RODAMIENTOS	KPR	2 KW	TRIFÁSICA 220V	 <p style="text-align: center;">Figura 4. 39 Kit Rodamientos</p>
1	KIT DE BALANCEO DINAMICO	KBD	2 HP	TRIFÁSICA 220V	 <p style="text-align: center;">Figura 4. 40 Kit Balanceo</p>

**Capítulo 4: Manual de operación del Banco de Vibraciones.**

1	KIT DE FISURA EN EJES	KFE	2HP	TRIFÁSICA 220V	 <p>Figura 4. 41 Kit fisura</p>
1	KIT DE TRANSMISION ELASTICA	KTE	2 HP	TRIFÁSICA 220V	 <p>Figura 4. 42 Kit transmisión</p>
1	REDUCTOR DE VELOCIDADES DE DOBLE ETAPA	RVDE	2 HP	TRIFÁSICA 220V	 <p>Figura 4. 43 Kit Reductor</p>
1	KIT DE CARGA PUNTUAL	KCP	2 HP	MONOFÁSICA 110V	 <p>Figura 4. 44 Kit carga</p>
1	KIT DE FRENADO	KFR	2 HP	MONOFÁSICA 110V	 <p>Figura 4. 45 Kit frenado</p>

**Tabla 4. 12 Inventario de elementos mecánicos**

**Fuente: Realizado por autores**

En el siguiente cuadro se da a conocer la pre-codificación que se tenía al principio, para por definir claramente las partes donde se necesita la lubricación y por ende mejorar la vida útil de los activos.

Simbología de Identificación de Estados de los Puntos de Lubricación.			
Según las Cargas		Según las velocidades.	
Carga Alta	↑	Velocidad Alta	○
Carga Media	↔	Velocidad Media	△
Carga Baja	↓	Velocidad Baja	□

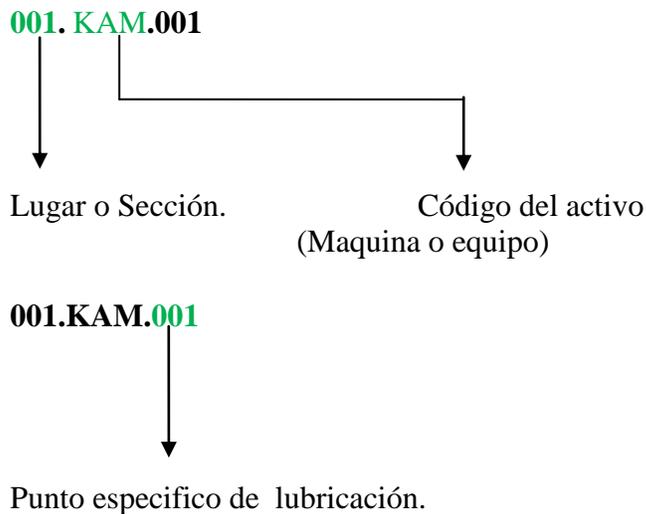
Tabla 4. 13 Simbología.

Fuente: Realizado por autores.

#### 4.12.5 Decodificación Actual.

##### Decodificación de los activos.

En este caso para poder identificar de mejor manera la lubricación dentro de cada activo y por ende de los puntos en donde es necesaria la lubricación para el mantenimiento de la maquinaria o equipo se ha considerado una codificación en donde se identificara las siguientes características:



## Capítulo 4: Manual de operación del Banco de Vibraciones.

### Mantenimiento en rodamientos.

Los rodamientos utilizados en las chumaceras, llevan una grasa de alta calidad y larga duración.

La grasa es en extremo resistente al agua y tiene larga vida incluso bajo cargas elevadas.

Para el caso de lubricación el fabricante (SKF) recomienda hacerlo cada 6 meses, utilizando la grasa LGWA. (Anexo XX).

### Decodificación de tiempos.

Sección.	Código de Activo o KIT	Punto Específico.	Tiempo.	Símbolo.
001	M1	Apoyos (rodamientos).	Semestral.	●
001	M2	Apoyos (rodamientos).	Semestral.	●
001	KAM	Apoyos (rodamientos).	Semestral.	●
		Eje.	Semanal.	●
001	KPR	Rodamientos.	Semestral	●
		Eje.	Semanal.	●
001	KBD	Rodamientos.	Semestral	●
		Eje.	Semanal.	●
001	KFE	Rodamientos.	Semestral	●
		Eje.	Semanal.	●
001	KTE	Rodamientos.	Semestral	●
		Eje.	Semanal.	●
		Tensor.	Semestral	●
001	RVDE	Rodamientos.	Semestral	●
		Ejes.	Semanal	●
		Ruadas Dentadas.	Semestral	●
001	KCP	Rodamientos (cajeras).	Semestral	●
		Eje.	Semanal.	●
		Rodamientos de Carga.	Semestral	●
		Uniones.	Semestral	●
001	KFR	Rodamientos.	Semestral	●
		Eje.	Semanal.	●

**Tabla 4. 14 Decodificación de tiempos**

**Fuente: Realizado autores**

### Decodificación de Operaciones.

También es aplicada una gama de símbolos y de colores para el mantenimiento ya que dentro de estos se encuentra la lubricación, se los presentan en la siguiente figura:

Descripción de Trabajo.	Simbología.
Lubricación.	★
Limpieza.	★
Ajuste.	★
Trabajos críticos.	★

Tabla 4. 15 Decodificación de Operaciones.

Fuente: Realizado por autores.

#### 4.12.6 Selección de Lubricante para el Reductor.

Los parámetros necesarios que se toman en cuenta para la selección del lubricante son:

- **Velocidad:** depende de la velocidad el grado de viscosidad del lubricante donde se especifica que a mayor velocidad-lubricante menos viscoso y a menor velocidad-lubricante mas viscoso.
- **Carga:** de la misma manera el lubricante debe cumplir con ciertos parámetros, en este caso a mayor carga el lubricante debe cumplir con una viscosidad alta y viceversa.

**Temperatura:** en la misma concepción a mayor temperatura-lubricante de alta viscosidad, a menores temperatura-lubricantes con baja viscosidad, teniendo muy en cuenta que este parámetro es el que más afecta a la viscosidad en su variación.

Es decir el lubricante seleccionado debe como prioridad lubricar, refrigerar, proteger y mantener limpia la transmisión, evitando de esta forma en su mayoría a la fricción.



## Capítulo 4: Manual de operación del Banco de Vibraciones.

<p>Como conclusión y selección definitiva del lubricante se realiza una revisión ANEXO XXII de las características principales, en el cual cumple con los requerimientos, a demás se adiciona las recomendaciones del mismo dando como resultado un Aceite Monogrado de alto desempeño SAE 40, en este el fabricante lo define como Mobil Delvac 1340.</p>
--

**Tabla 4. 16. Disposición de elementos.**

**Fuente: Realizado por autores.**

Es importante que la codificación sea clara y concisa, mostrando toda la información necesaria y particular.

En la siguiente tabla se muestra una propuesta para la recolección de datos en cada uno de los activos con las características que definen una lubricación eficiente:

Sección o zona: 01			Laboratorios de Instrumentación.			
ID	Nombre	Capacidad	Lubricante	Frecuencia	Tipo de intervención	Tipo de Trabajo
KAM	BANCO DE VIBRACIONES	2 HP	SAE 40	SEMESTRAL	MANUAL	LUBRICACION.

**Tabla 4. 17 Recopilación de Datos.**

**Fuente: Realizado por autores**

La mayor parte de maquinaria y equipo se lubrican a criterio del operario que realiza esta actividad o por sugerencia del proveedor de dicho producto, sin el desarrollo debido, uso de los lubricantes empleados en las rutas que se crean, sus características técnicas y la frecuencia de aplicación de los mismos.

## Capítulo 4: Manual de operación del Banco de Vibraciones.

Con esta aclaración u observación se justifica el desarrollo de una orden trabajo para la ruta de lubricación utilizada y que se presenta en el siguiente formato:

Orden de Trabajo #		001		Fecha de Inicio:		
Cod. Maq.	KAM			Fecha de Finalización:		
Tp. de Trabajo.	Método	Lubricante	Tiempo	Frecuencia	Nota	Encargado

-----  
Jefe de Mantenimiento

-----  
Aprobado.

Tabla 4. 18 Ruta de trabajo.

Fuente: Realizado por autores.

### 4.13 Planteamiento de Practicas.

## **Conclusiones:**

El banco está habilitado para analizar las principales fallas en sistemas mecánicos: rodamientos, engranajes, balanceo, alineación, transmisión elástica, fisura, rodamientos en condiciones de carga axial y radial.

El banco esta implementado y se encuentra en funcionamiento según los diseños realizados y cumple los requisitos establecidos en el despliegue de las funciones de la calidad.

El costo del banco fue de de 40% con relación al costo de un banco de similares características de una firma extranjera, con la variante que el banco diseñado además de ser didáctico tiene características de campo industrial, lo cual relaciona el estudio con la práctica.

En el análisis de vibraciones mecánicas es importante establecer un protocolo de medición de vibraciones en el plan de mantenimiento planeado. Lo que se determina para la medición se las debe tomar en el Espectro de vibraciones, así se visualiza de una mejor manera las señales que emiten los elementos mecánicos.

En este proyecto la comparación de espectros ha sido el método fundamental para la determinación de los diferentes fallos en elementos en estado óptimo como deficiente.

## **Recomendaciones:**

El banco de vibraciones, permite realizar estudios de las señales mediante la recopilación de datos, para las diferentes materias que contemplen este tema, tales como la materia de Mantenimiento en el caso de Ingeniería Mecánica y Procesamiento de señales en Ingeniería Electrónica.

Una vez que se tenga claro el estudio de vibraciones, se recomienda realizar el diseño y programación de software el cual tenga la facultad de adquirir la señal de vibración y transformar a frecuencias.

## **Bibliografía:**

- [1] PALOMINO Marin Evelio. "*Elementos de Medicion y Analisis de Vibraciones de Maquinas Rotatorias*", 5Ta. Edicion Digital; Editorial Politecnico Jose Antonio Echeverria, Habana - Cuba ,2007. ISBN 959-261-043-6.
- [2] WHITE Glen. "*Introduccion al Analisis de Vibraciones*"; Editorial Azima DLI; Massachusetts -USA, 2010.
- [3] NORTON Robert. "*Diseño de Maquinas*"; 1ra Edicion, Editorial Pearson; Mexico-Mexico; 1999.
- [4] ARRIZAZABALAGA Nicolas Larburu. "*Máquinas Prontuario*"; 3ra Edicion, Editorial Paraninfo, Madrid – España, 1991.
- [5] MOTT Robert. "Diseño de Elementos de Máquinas "; 4ta Edicion, Editorial Pearson, Mexico, 2006.
- [6] GONZALES, GARCÍA, ORTIZ; "*Transmisiones Flexibles*"; Instituto Superior Politécnico; México;
- [7] NTN Catalogo, "*Rodamientos de bolas y Rodillos*"; USA; 2004.
- [8] OPTIBEL. "*Manual tecnico para transmision por correas*"; 2da Edicion; USA; 1994;
- [9] INTERMEC, "*Manual de Transmisión de potencia por Cadena*", 3da Edicion; USA; 2004
- [10] Norma 2041: 1990 ISO, *Vibraciones y choques. Vocabulario*.
- [11] Características de cuerpos en resonancia, [http://www.ecured.cu/index.php/Resonancia\\_mec%C3%A1nica](http://www.ecured.cu/index.php/Resonancia_mec%C3%A1nica)
- [12] características Normas, <http://www.aenor.es/aenor/normas/normas>.
- [13] características transductor, [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)
- [14] Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>, Fecha de consulta 01 diciembre 2011
- [15] Configuración de poleas, Artículo Universidad de Zaragoza; [www.guemisa.com](http://www.guemisa.com), Fecha de consulta 12 marzo 2012
- [16] Manual de cadenas, Instituto Superior Politécnico, [http://materias.fi.uba.ar/6712M/CUJAE\\_CUBA/Cadenas-Clase1.pdf](http://materias.fi.uba.ar/6712M/CUJAE_CUBA/Cadenas-Clase1.pdf), Fecha de consulta 12 abril 2012

[17] Catalogo motor, <http://www.siemens.com/answers/ec/es/index.htm?stc=ecccc020001>, Fecha de consulta 15 mayo 2012.

[18] Catalogo rodamientos, [http://www.mapro.skf.com/products\\_sp/lub\\_lgwa2.htm](http://www.mapro.skf.com/products_sp/lub_lgwa2.htm), Fecha de consulta 20 de mayo 2012.

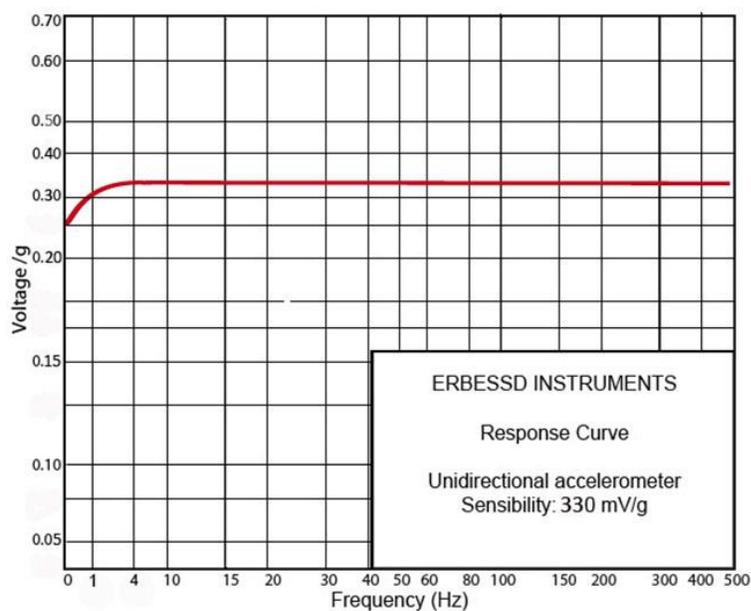
# **ANEXOS**

## ANEXOS CAPITULO 3.

## ANEXO I: Características del acelerómetro.

Acelerómetro unidireccional	
Lectura unidireccional	sí
Rango [Hz]	1 - 5000
Voltaje de operación [V]	3.5 – 7 V
Consumo [mA]	< 20
Caída de voltaje [V]	< 0.2
Protección contra corto circuito	Yes
Protección de inversion de voltaje	Yes
Resistencia a la sobrecarga	15 V -por 1 minuto
Temperatura [°C]	-10 - 50
Temperatura de almacenamiento [°C]	-40 - 85
Grado de protección	IP 67, III
Resistencia al impacto	IEC 60028-27:
Material	Acero inoxidable
Salida	Analógico 330 mV/g
Peso	80g

## CURVA DE RESPUESTA



## ANEXO I: Encuesta.

## UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA

## CARRERA DE INGENIERIA MECANICA

La presente encuesta tiene la finalidad de determinar las características y las prácticas de un **Banco para medición y análisis de vibraciones**, así como establecer las asignaturas en las que se puede ser utilizada como complemento el estudio de las vibraciones:

## 1. De los siguientes problemas que generan vibraciones, cuáles usted a escuchado?

Desbalance	
Desalineación	
Excentricidad	
Holguras	
Daño	por
Rodamiento	

## 2. En que asignatura cree necesaria la utilización del un Banco de Vibraciones Mecánicas (indique con una x).

Mantenimiento	
Elementos de Maquinas I.	
Elementos de Maquinas II.	
Teoría de Mecanismos I.	
Teoría de Mecanismos II.	

OTRAS: \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_

## 3. Indique cuál de las siguientes características generales debe tener el Banco para el estudio de Vibraciones.

Características Generales.

PRUEBAS DIDACTICAS	<input type="checkbox"/>
PRUEBAS INDUSTRIALES	<input type="checkbox"/>
PRUEBAS DIDACTICAS E INDUSTRIALES	<input type="checkbox"/>

**OTRAS:** \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

**4. Priorice en un rango del 1 al 4 las Prácticas que el Banco debería cumplir para el Estudio de Vibraciones Mecánicas, siendo 1 el más importante.**

**PRUEBAS EN BALANCEO**

**PRUEBAS EN ALINEACION**

**PRUEBAS EN EXCENTRICIDAD.**

**PRUEBAS EN RODAMIENTOS Y EJES.**

**OTRAS:** \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

**Comentarios y sugerencias:**

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

## ANEXO II: Modulo Métrico.

**TABLA 11-3**  
Módulos métricos estándar

Módulo métrico (mm)	Equivalente $P_d$ (in <sup>-1</sup> )
0.3	84.67
0.4	63.50
0.5	50.80
0.8	31.75
1	25.40
1.25	20.32
1.5	16.93
2	12.70
3	8.47
4	6.35
5	5.08
6	4.23
8	3.18
10	2.54
12	2.12
16	1.59
20	1.27
25	1.02

**Fuente:** NORTON Robert. "*Diseño de Maquinas*"; 1ra Edición, Editorial Pearson; México-México; 1999, p. 716.

**ANEXO III: Calidad Superficial.**

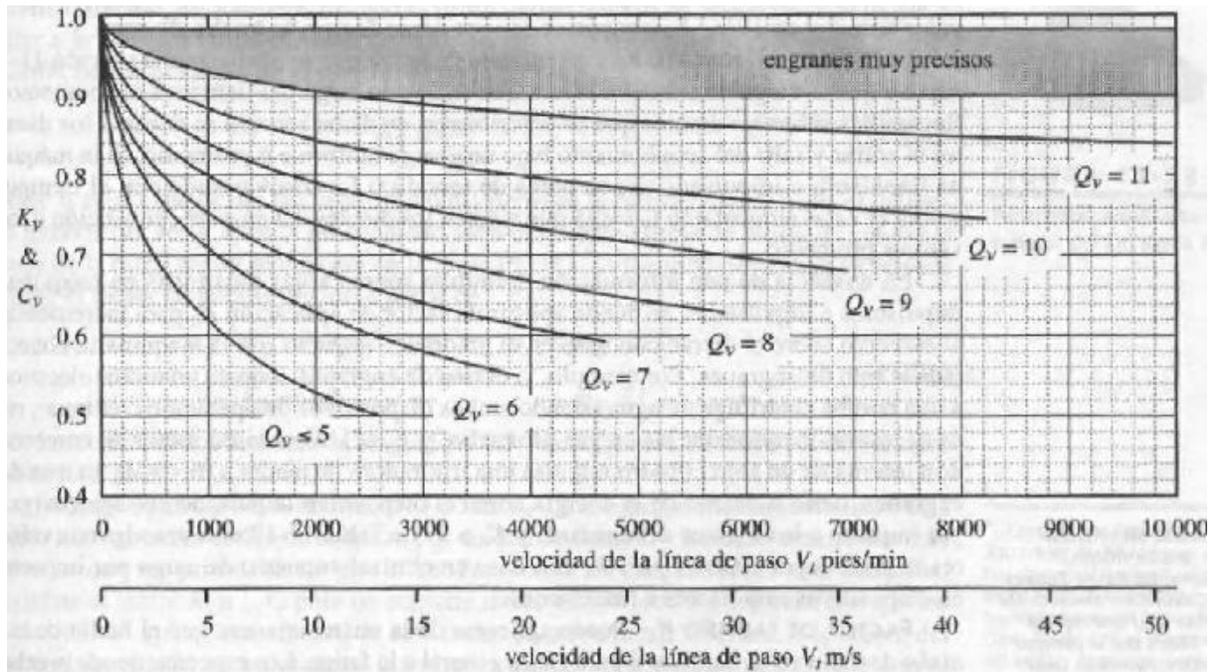


FIGURA 11-22

Factores dinámicos  $K_v$  y  $C_v$  de AGMA.

Fuente: NORTON Robert. "Diseño de Maquinas"; 1ra Edición, Editorial Pearson; Mexico-Mexico; 1999p. 739.

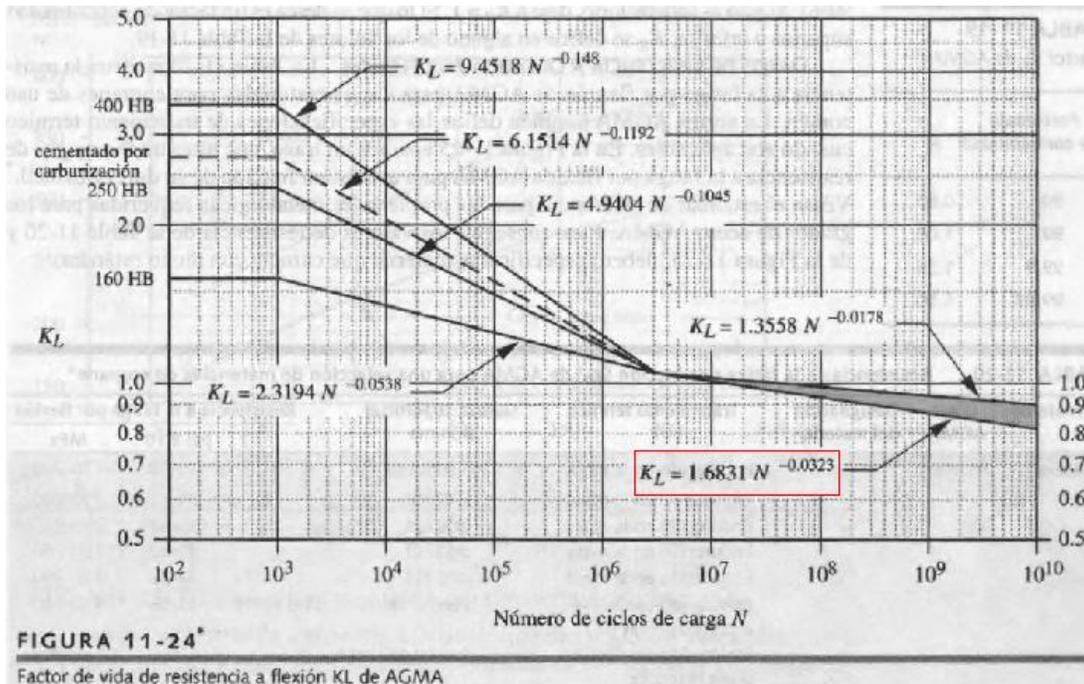
**ANEXO IV: Factor geométrico de resistencia a flexión. (J)**

TABLA 11-8 Factor geométrico J a flexión AGMA para dientes de profundidad total de 20° con carga en las puntas

Dientes en el engrane	Dientes en el piñón																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	U	U											
21	U	U	U	U	U	U	0.24	0.24									
26	U	U	U	U	U	U	0.24	0.25	0.25	0.25							
35	U	U	U	U	U	U	0.24	0.26	0.25	0.26	0.26	0.26					
55	U	U	U	U	U	U	0.24	0.28	0.25	0.28	0.26	0.28	0.28	0.28			
135	U	U	U	U	U	U	0.24	0.29	0.25	0.29	0.26	0.29	0.28	0.29	0.29	0.29	

Fuente: NORTON Robert. "Diseño de Maquinas"; 1ra Edición, Editorial Pearson; Mexico-Mexico; 1999p. 736.

**ANEXO V: Factor de vida.**



Fuente: NORTON Robert. "Diseño de Maquinas"; 1ra Edición, Editorial Pearson; México-México; 1999, p. 751.

**ANEXO VI: Factor de Confiabilidad.**

**TABLA 11-19**  
Factor  $K_R$  de AGMA

Porcentaje de confiabilidad	$K_R$
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

Fuente: NORTON Robert. "Diseño de Maquinas"; 1ra Edición, Editorial Pearson; México-México; 1999, p. 752.

## ANEXO VII: Factor de Seguridad a la fatiga Superficial.

**TABLA 11-21 Resistencias  $S_{fc}'$  a la fatiga superficial AGMA para una selección de materiales de engranes\***

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión	
					psi x 10 <sup>3</sup>	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤ 180 HB	85-95	590-660
			Endurecido en la masa	240 HB	105-115	720-790
			Endurecido en la masa	300 HB	120-135	830-930
			Endurecido en la masa	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecido en la masa	400 HB	155-170	1100-1200
			Endurecido con llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300
			Endurecido con llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300
			Carburizado y cementado	55-64HRC	180-225	1250-1300
			AISI 4140 Nitruizado	84.6 15N	155-180	1100-1250
			AISI 4340 Nitruizado	83.5 15N	150-175	1050-1200
			Nitralloy 135M Nitruizado	90.0 15N	170-195	1170-1350
			Nitralloy N Nitruizado	90.0 15N	195-205	1340-1410
			Cromo al 25% Nitruizado	87.5 15N	155-172	1100-1200
Cromo al 25% Nitruizado	90.0 15N	192-216	1300-1500			
Hierro fundido	20	Clase 20	Como está fundido		50-60	340-410
		Clase 30	Como está fundido	175 HB	65-70	450-520
		Clase 40	Como está fundido	200 HB	75-85	520-590
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	77-92	530-630
		80-55-06	Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630
		100-70-03	Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770
		120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	72	500
		50005		180 HB	78	540
		53007		195 HB	83	570
		80002		240 HB	94	650
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 ksi mínima	30	450
		Al/Br 3 Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	65	450

Fuente: NORTON Robert. "Diseño de Maquinas"; 1ra Edición, Editorial Pearson; México-México; 1999, p. 756.

**ANEXO VIII: Factor de Distribución de Carga.**

**TABLA 11-16**  
Factores de distribución de carga  $K_m$

Ancho de la cara in (mm)		$K_m$
<2 (50)		1.6
6 (150)		1.7
9 (250)		1.8
≥20 (500)		2.0

Fuente: NORTON Robert. "Diseño de Maquinas"; 1ra Edición, Editorial Pearson; Mexico-Mexico; 1999, p. 740.

**ANEXO IX: Factor geométrico de resistencia a flexión. (J)**

**TABLA 12-2** Factor geométrico J a flexión AGMA para  $\phi = 20^\circ$ ,  $\psi = 20^\circ$  dientes de profundidad completa con carga en las puntas

Dientes del engrane	Dientes del piñón																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	0.44	0.44											
21	U	U	U	U	0.45	0.46	0.47	0.47									
26	U	U	U	U	0.45	0.49	0.27	0.22	0.50	0.50							
35	U	U	U	U	0.46	0.51	0.27	0.24	0.51	0.53	0.54	0.54					
55	U	U	U	U	0.47	0.54	0.27	0.26	0.52	0.56	0.55	0.57	0.58	0.58			
135	U	U	U	U	0.48	0.58	0.27	0.28	0.54	0.60	0.57	0.61	0.60	0.62	0.64	0.64	

Fuente: NORTON Robert. "Diseño de Maquinas"; 1ra Edición, Editorial Pearson; Mexico-Mexico; 1999, p. 780.

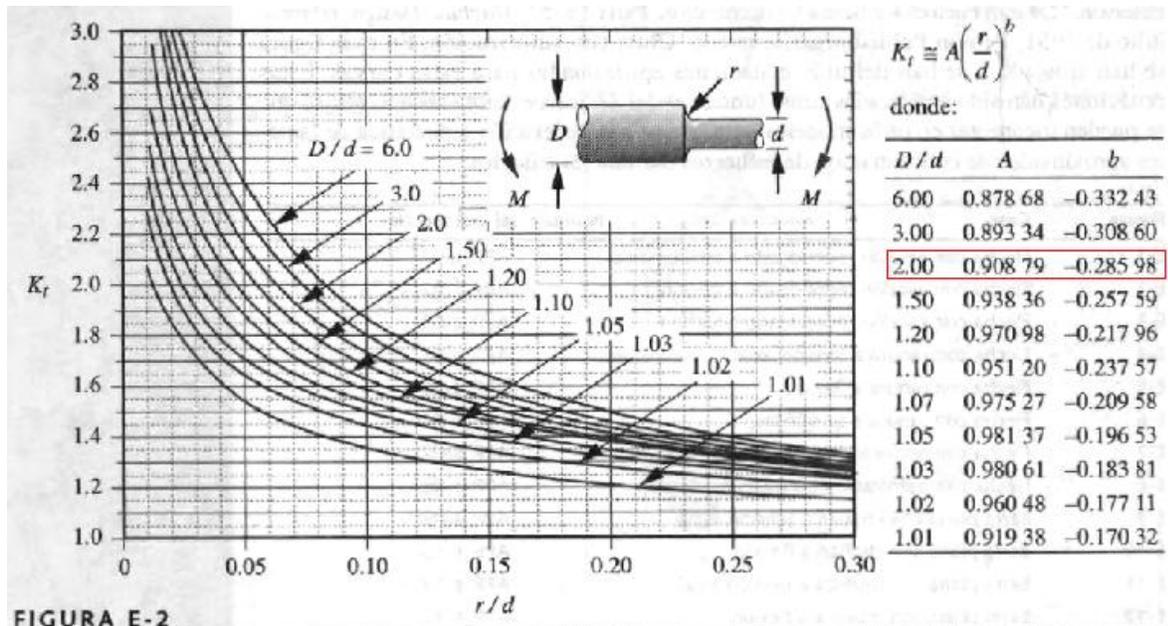
ANEXO X.

**TABLA 6-3 Coeficientes para la ecuación de factor superficial**  
 Fuente: Shigley y Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5a ed., McGraw-Hill, Nueva York, 1989, pág. 283 con permiso

Acabado superficial	MPa		kpsi	
	A	b	A	b
Rectificado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o estirado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Fuente: NORTON Robert. "Diseño de Maquinas"; 1ra Edición, Editorial Pearson; México-México; 1999, p. 378.

ANEXO XI: Factor de concentración de Esfuerzos.



**FIGURA E-2**  
 Factor de concentración de esfuerzos geométrico  $K_t$  para una flecha con un filete de hombro a flexión

Fuente: NORTON Robert. "Diseño de Maquinas"; 1ra Edición, Editorial Pearson; México-México; 1999, p. 1006.

**ANEXO XII: Factor Carga  $C_2$ .**

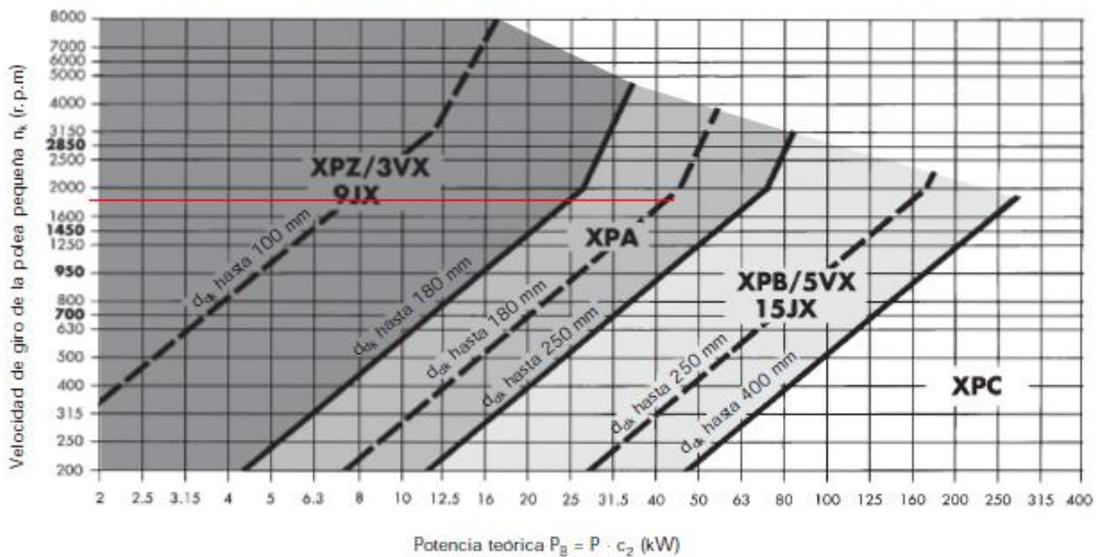
Ejemplo de máquinas accionadas	Ejemplo de máquinas motrices					
	Factor de carga $c_2$ para servicio diario (horas)			Factor de carga $c_2$ para servicio diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16	up to 10	más de 10 hasta 16	a partir de 16
<b>Transmisiones ligeras</b> Bombas centrífugas y compresores, byas transportadoras (cargas ligeras) ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3

Fuente: OPTIBEL. "Manual tecnico para transmision por correas";2da Edicion; USA;1994; p.69

**ANEXO XIII: Selección de Perfil de Correa.**

**Cálculo**  
Recomendaciones para la elección de los perfiles de correas trapeciales y correas múltiples Kraftband

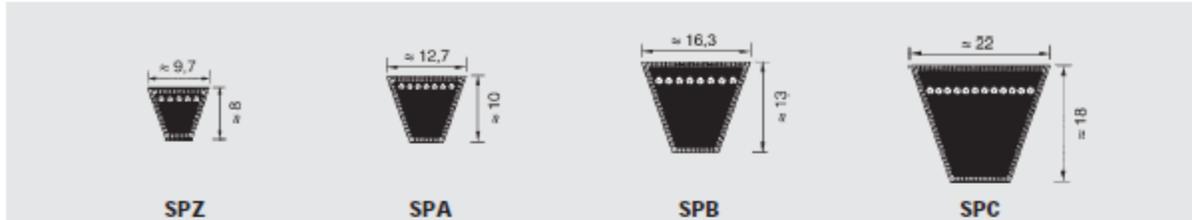
Diagrama 6: Correas trapeciales estrechas Optibelt Super TX M=S



Fuente: OPTIBEL. "Manual tecnico para transmision por correas";2da Edicion; USA;1994; p.75.

ANEXO XIV: Desarrollo de Referencia.

**Programa estándar**  
**optibelt 5K** Correas trapeziales estrechas de alto rendimiento  
 DIN 7753 parte 1 / ISO



Perfil SPZ			Perfil SPA				Perfil SPB	Perfil SPC
Desarrollo de referencia ISO (mm) L <sub>d</sub>			Desarrollo de referencia ISO (mm) L <sub>d</sub>				Desarrollo de referencia ISO (mm) L <sub>d</sub>	Desarrollo de referencia ISO (mm) L <sub>d</sub>
487	1037	1637	732	1382	2120	3350	1250	2000
512	1047	1662	757	1400	2132	3382	1320	2120
562	1060	1687	782	1407	2182	3550	1400	2240
587	1077	1700	800	1432	2207	3750	1500	2360
612	1087	1737	807	1457	2232	4000	1600	2500
630	1112	1762	832	1482	2240	4250	1700	2650
637	1120	1787	850	1500	2282	4500	1800	2800
662	1137	1800	857	1507	2300		1900	3000
670	1162	1812	882	1532	2307		2000	3150
687	1180	1837	900	1557	2332		2120	3350
710	1187	1862	907	1582	2360		2240	3550
722	1202	1887	932	1600	2382		2360	3750
737	1212	1900	950	1607	2432		2500	4000
750	1237	1937	957	1632	2482		2650	4250
762	1250	1987	982	1657	2500		2800	4500
772	1262	2000	1000	1682	2532		3000	4750
787	1287	2037	1007	1700	2582		3150	5000
800	1312	2120	1032	1707	2607		3250	5300
812	1320	2137	1060	1732	2632		3350	5600
825	1337	2187	1082	1757	2650		3550	6000
837	1347	2240	1107	1782	2682		3750	6300
850	1362	2287	1120	1800	2732		4000	6700
862	1387	2360	1132	1807	2782		4250	7100
875	1400	2500	1157	1832	2800		4500	7500
887	1412	2650	1180	1857	2832		4750	8000

Fuente: OPTIBEL. "Manual técnico para transmisión por correas"; 2da Edición; USA; 1994; p.18-19.

**ANEXO XV: Recomendación Mínima de Ajuste.**

Desarrollo de referencia (mm)	Ajuste mínimo x (mm) – para tensado o retensado	Ajuste mínimo y (mm) para montaje			
		SPZ, XPZ	SPA, XPA	SPB, XPB	SPC, XPC
487 ≤ 670	10	10	10	—	—
> 670 ≤ 1 000	15	15	15	—	—
> 1 000 ≤ 1 250	20	15	15	—	—
> 1 250 ≤ 1 800	25	20	20	20	—
> 1 800 ≤ 2 240	25	20	20	20	25
> 2 240 ≤ 3 000	35	20	20	20	30
> 3 000 ≤ 4 000	45	20	20	20	30
> 4 000 ≤ 5 000	55	20	20	25	30
> 5 000 ≤ 6 300	70	25	25	30	35

Fuente: OPTIBEL. "Manual tecnico para transmision por correas";2da Edicion; USA;1994; p.18-19.

**ANEXO XVI: Factor  $C_1$** 

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta =$	$c_1$
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95

Fuente: OPTIBEL. "Manual tecnico para transmision por correas";2da Edicion; USA;1994; p.67.

## ANEXO XVII: Factor de Desarrollo.

**Factor de desarrollo  $c_3$  para correas trapeciales estrechas **optibelt** y correas múltiples Kraftband**

El factor de desarrollo  $c_3$  considera la flexión de la correa basándose en el desarrollo de referencia para el perfil de correa en cuestión.

De ello se deducen las siguientes relaciones:

Desarrollo utilizado de correa > Desarrollo de referencia  $c_3 > 1,0$

Desarrollo utilizado de correa = Desarrollo de referencia  $c_3 = 1,0$

Desarrollo utilizado de correa < Desarrollo de referencia  $c_3 < 1,0$

Tabla 18

Perfil SPZ, XPZ		Perfil SPA, XPA		Perfil SPB, XPB		Perfil SPC, XPC	
Desarrollo de referencia (mm)	$c_3$						
630	0,83	800	0,81	1250	0,83	2000	0,85
670	0,84	850	0,82	1320	0,84	2120	0,86
710	0,85	900	0,83	1400	0,85	2240	0,86
750	0,86	950	0,84	1500	0,86	2360	0,87
800	0,87	1000	0,85	1600	0,87	2500	0,88
850	0,88	1060	0,86	1700	0,88	2650	0,89
900	0,89	1120	0,86	1800	0,89	2800	0,90
950	0,90	1180	0,87	1900	0,90	3000	0,91
1000	0,91	1250	0,88	2000	0,91	3150	0,91
1060	0,92	1320	0,89	2120	0,92	3350	0,92
1120	0,93	1400	0,90	2240	0,93	3550	0,93
1180	0,94	1500	0,91	2360	0,93	3750	0,94
1250	0,95	1600	0,92	2500	0,94	4000	0,95
1320	0,96	1700	0,93	2650	0,95	4250	0,96
1400	0,98	1800	0,94	2800	0,96	4500	0,97
1500	0,99	1900	0,95	3000	0,97	4750	0,98
1600	1,00	2000	0,96	3150	0,98	5000	0,98
1700	1,01	2120	0,97	3350	0,99	5300	0,99
1800	1,02	2240	0,98	3550	1,00	5600	1,00
1900	1,03	2360	0,99	3750	1,01	6000	1,01

Fuente: OPTIBEL. "Manual tecnico para transmision por correas";2da Edicion; USA;1994; p.69.

ANEXO XVIII: Potencia Nominal por Correa.

**Potencias nominales**  
**optibelt SUPER TX M=5 Perfiles XPA**  
 Potencia nominal  $P_N$  (kW) for  $\beta = 180^\circ$  y  $L_d = 2500$  mm

Tabla 37

Polizas	v (m/s)	$n_k$ (min <sup>-1</sup> )	Diámetro de referencia de la poliza pequeña $d_{sk}$ (mm)																Suplemento de potencia (kW) por correa para i		
			71	75	80	90	100	112	118	125	140	160	180	200	224	250	280	hasta 1,01 hasta 1,05	1,06 hasta 1,26	1,27 hasta 1,57 >1,57	
5	700	0,97	1,14	1,35	1,76	2,17	2,66	2,90	3,18	3,78	4,57	5,35	6,13	7,05	8,04	9,17	0,02	0,13	0,19	0,23	
	950	1,25	1,47	1,75	2,29	2,84	3,48	3,81	4,18	4,97	6,02	7,06	8,08	9,29	10,58	12,05	0,03	0,18	0,26	0,31	
	1450	1,75	2,08	2,48	3,29	4,10	5,05	5,52	6,07	7,23	8,76	10,26	11,73	13,45	15,27	17,30	0,04	0,27	0,39	0,48	
	2850	2,88	3,49	4,23	5,71	7,16	8,86	9,70	10,66	12,67	15,23	17,65	19,92	22,43	24,85	27,23	0,08	0,54	0,77	0,94	
	100	0,19	0,21	0,25	0,31	0,38	0,46	0,49	0,54	0,64	0,76	0,89	1,02	1,17	1,33	1,51	0,00	0,02	0,03	0,03	
	200	0,34	0,39	0,46	0,58	0,71	0,86	0,93	1,02	1,20	1,45	1,69	1,93	2,22	2,53	2,89	0,01	0,04	0,05	0,07	
	300	0,48	0,56	0,65	0,83	1,02	1,24	1,35	1,48	1,75	2,11	2,46	2,82	3,24	3,69	4,21	0,01	0,06	0,08	0,10	
	400	0,61	0,71	0,83	1,08	1,32	1,61	1,75	1,92	2,27	2,74	3,21	3,67	4,22	4,82	5,49	0,01	0,08	0,11	0,13	
	500	0,74	0,86	1,01	1,31	1,61	1,96	2,14	2,35	2,78	3,36	3,94	4,51	5,19	5,91	6,75	0,01	0,09	0,13	0,16	
	600	0,86	1,00	1,18	1,54	1,89	2,31	2,52	2,77	3,29	3,97	4,65	5,33	6,13	6,99	7,97	0,02	0,11	0,16	0,20	
	700	0,97	1,14	1,35	1,76	2,17	2,66	2,90	3,18	3,78	4,57	5,35	6,13	7,05	8,04	9,17	0,02	0,13	0,19	0,23	
	800	1,09	1,28	1,51	1,98	2,44	2,99	3,27	3,58	4,26	5,16	6,04	6,92	7,96	9,07	10,34	0,02	0,15	0,22	0,26	
	900	1,20	1,41	1,67	2,19	2,71	3,32	3,63	3,98	4,74	5,74	6,72	7,70	8,85	10,09	11,49	0,03	0,17	0,24	0,30	
	1000	1,30	1,53	1,82	2,40	2,97	3,65	3,98	4,37	5,21	6,30	7,39	8,46	9,73	11,08	12,61	0,03	0,19	0,27	0,33	
	1100	1,41	1,66	1,98	2,60	3,23	3,97	4,33	4,76	5,67	6,86	8,04	9,21	10,58	12,05	13,70	0,03	0,21	0,30	0,36	
	1200	1,51	1,78	2,12	2,80	3,48	4,28	4,68	5,14	6,12	7,42	8,69	9,94	11,42	13,00	14,77	0,04	0,23	0,32	0,40	
1300	1,61	1,90	2,27	3,00	3,73	4,59	5,02	5,52	6,57	7,96	9,32	10,67	12,25	13,92	15,80	0,04	0,25	0,35	0,43		
1400	1,70	2,02	2,41	3,20	3,97	4,90	5,35	5,89	7,01	8,49	9,95	11,38	13,05	14,83	16,81	0,04	0,27	0,38	0,46		
1500	1,80	2,13	2,55	3,39	4,22	5,20	5,69	6,25	7,45	9,02	10,56	12,07	13,84	15,71	17,79	0,04	0,28	0,40	0,49		
1600	1,89	2,25	2,69	3,58	4,46	5,50	6,01	6,61	7,88	9,54	11,16	12,75	14,61	16,56	18,73	0,05	0,30	0,43	0,53		
1700	1,98	2,36	2,83	3,76	4,69	5,79	6,33	6,96	8,30	10,05	11,75	13,42	15,36	17,40	19,64	0,05	0,32	0,46	0,56		
1800	2,07	2,47	2,96	3,95	4,92	6,08	6,65	7,31	8,72	10,55	12,33	14,07	16,09	18,20	20,52	0,05	0,34	0,48	0,59		
1900	2,15	2,57	3,09	4,13	5,15	6,36	6,96	7,66	9,12	11,04	12,90	14,71	16,81	18,98	21,35	0,06	0,36	0,51	0,63		
2000	2,24	2,68	3,22	4,31	5,38	6,64	7,27	8,00	9,53	11,52	13,46	15,33	17,50	19,73	22,16	0,06	0,38	0,54	0,66		
2100	2,32	2,78	3,35	4,48	5,60	6,92	7,57	8,33	9,92	11,99	14,00	15,94	18,17	20,45	22,92	0,06	0,40	0,56	0,69		
2200	2,40	2,88	3,48	4,65	5,82	7,19	7,87	8,66	10,31	12,46	14,53	16,53	18,81	21,15	23,64	0,06	0,42	0,59	0,73		
2300	2,48	2,98	3,60	4,82	6,03	7,46	8,17	8,98	10,69	12,91	15,05	17,10	19,44	21,81	24,32	0,07	0,44	0,62	0,76		
2400	2,56	3,07	3,72	4,99	6,25	7,73	8,46	9,30	11,07	13,36	15,55	17,65	20,04	22,44	24,96	0,07	0,45	0,65	0,79		
2500	2,63	3,17	3,84	5,16	6,46	7,99	8,74	9,61	11,44	13,79	16,04	18,19	20,62	23,04	25,55	0,07	0,47	0,67	0,82		
2600	2,71	3,26	3,95	5,32	6,66	8,24	9,02	9,92	11,80	14,22	16,52	18,71	21,17	23,60	26,09	0,08	0,49	0,70	0,86		
2700	2,78	3,35	4,07	5,48	6,86	8,49	9,29	10,22	12,15	14,63	16,99	19,21	21,69	24,13	26,58	0,08	0,51	0,73	0,89		
2800	2,85	3,44	4,18	5,63	7,06	8,74	9,56	10,51	12,50	15,03	17,43	19,69	22,19	24,62	27,03	0,08	0,53	0,75	0,92		
2900	2,92	3,53	4,29	5,79	7,26	8,98	9,83	10,80	12,83	15,42	17,87	20,15	22,66	25,08	27,42	0,08	0,55	0,78	0,96		
3000	2,98	3,62	4,40	5,94	7,45	9,22	10,09	11,09	13,16	15,81	18,29	20,59	23,11	25,49	27,77	0,09	0,57	0,81	0,99		
3100	3,05	3,70	4,50	6,09	7,64	9,45	10,34	11,36	13,49	16,18	18,69	21,01	23,52	25,87		0,09	0,59	0,83	1,02		
3200	3,11	3,78	4,61	6,23	7,82	9,68	10,59	11,63	13,80	16,53	19,08	21,41	23,91	26,21		0,09	0,61	0,86	1,05		
3300	3,18	3,86	4,71	6,38	8,00	9,91	10,83	11,90	14,11	16,88	19,44	21,78	24,26	26,50		0,10	0,63	0,89	1,09		
3400	3,24	3,94	4,81	6,52	8,18	10,13	11,07	12,16	14,40	17,21	19,80	22,14	24,58	26,75		0,10	0,64	0,91	1,12		
3500	3,30	4,02	4,91	6,65	8,36	10,34	11,31	12,41	14,69	17,53	20,13	22,46	24,87	26,96		0,10	0,66	0,94	1,15		
3600	3,35	4,09	5,00	6,79	8,53	10,55	11,53	12,66	14,97	17,84	20,45	22,77	25,13		0,11	0,68	0,97	1,19			
3700	3,41	4,16	5,09	6,92	8,69	10,75	11,75	12,89	15,24	18,14	20,75	23,05	25,36		0,11	0,70	0,99	1,22			
3800	3,46	4,23	5,18	7,05	8,86	10,95	11,97	13,13	15,50	18,42	21,03	23,31	25,55		0,11	0,72	1,02	1,25			
3900	3,52	4,30	5,27	7,17	9,01	11,15	12,18	13,35	15,75	18,69	21,29	23,54	25,70		0,11	0,74	1,05	1,29			
4000	3,57	4,37	5,36	7,29	9,17	11,33	12,38	13,57	15,99	18,94	21,54	23,74	25,82		0,12	0,76	1,08	1,32			

Fuente: OPTIBEL. "Manual tecnico para transmision por correas"; 2da Edicion; USA; 1994; p.93.

ANEXO XIX: Paso de Cadena.

**CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS No. 35 PASO 3/8"**

No. de dientes piñon conductor	R.P.M DEL PIÑON CONDUCTOR																					
	50	100	300	500	700	900	1200	1500	1800	2100	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000
9	0.08	0.13	0.39	0.62	0.84	1.06	1.37	1.68	1.98	2.27	2.65	2.17	1.73	1.41	1.18	1.01	0.88	0.77	0.68	0.61	0.55	0.50
10	0.09	0.16	0.44	0.70	0.95	1.19	1.54	1.88	2.21	2.54	2.97	2.55	2.02	1.65	1.39	1.18	1.03	0.90	0.80	0.71	0.64	0.58
11	0.10	0.18	0.49	0.77	1.05	1.31	1.70	2.08	2.45	2.82	3.30	2.94	2.33	1.91	1.60	1.37	1.18	1.04	0.92	0.82	0.74	0.67
12	0.11	0.20	0.54	0.85	1.15	1.44	1.87	2.29	2.70	3.10	3.62	3.25	2.66	2.17	1.82	1.56	1.35	1.18	1.05	0.94	0.85	0.77
13	0.12	0.22	0.59	0.93	1.26	1.57	2.04	2.49	2.94	3.38	3.95	3.57	3.00	2.45	2.09	1.79	1.52	1.33	1.18	1.06	0.95	0.87
14	0.13	0.24	0.63	1.01	1.36	1.71	2.21	2.70	3.18	3.66	4.28	4.22	3.55	2.74	2.30	1.96	1.70	1.49	1.32	1.18	1.07	0.97
15	0.14	0.25	0.68	1.08	1.47	1.84	2.38	2.91	3.43	3.94	4.61	4.68	3.71	2.94	2.55	2.17	1.88	1.65	1.47	1.31	1.18	1.07
16	0.15	0.27	0.73	1.16	1.57	1.97	2.55	3.12	3.68	4.22	4.94	5.15	4.09	3.35	2.81	2.40	2.08	1.82	1.62	1.45	1.30	1.18
17	0.16	0.29	0.78	1.24	1.68	2.10	2.73	3.33	3.93	4.51	5.28	5.64	4.48	3.67	3.07	2.62	2.27	2.00	1.77	1.58	1.43	1.30
18	0.17	0.31	0.83	1.32	1.78	2.24	2.90	3.54	4.18	4.80	5.61	6.15	4.88	3.99	3.35	2.86	2.48	2.17	1.93	1.73	1.56	1.41
19	0.18	0.33	0.88	1.40	1.89	2.37	3.07	3.76	4.43	5.09	5.95	6.67	5.29	4.35	3.63	3.10	2.69	2.36	2.09	1.87	1.69	1.52
20	0.19	0.35	0.93	1.48	2.00	2.51	3.25	3.97	4.68	5.38	6.29	7.20	5.72	4.68	3.92	3.35	2.90	2.55	2.26	2.02	1.82	1.65
21	0.20	0.37	0.98	1.56	2.11	2.64	3.42	4.19	4.93	5.67	6.63	7.75	6.15	5.03	4.22	3.60	3.12	2.74	2.43	2.17	1.96	1.78
22	0.21	0.38	1.03	1.64	2.22	2.78	3.60	4.40	5.19	5.96	6.97	8.21	6.59	5.40	4.52	3.86	3.35	2.94	2.61	2.33	2.10	1.91
23	0.22	0.40	1.08	1.72	2.33	2.92	3.78	4.62	5.44	6.25	7.31	8.62	7.05	5.77	4.83	4.13	3.58	3.14	2.75	2.49	2.25	2.04
24	0.23	0.42	1.14	1.80	2.44	3.05	3.84	4.84	5.70	6.55	7.66	9.02	7.51	6.15	5.15	4.40	3.81	3.35	2.97	2.66	2.40	2.17
25	0.24	0.44	1.19	1.88	2.55	3.19	4.13	5.25	6.15	6.94	8.00	9.43	7.99	6.54	5.48	4.68	4.05	3.56	3.16	2.82	2.55	2.31

Tabla 3. 1. Tabla de selección de cadena, en función de dientes de piñon, y rpm de motor, paso 3/8.

Fuente: Manual de Transmisión de potencia de INTERMEC,

[http://www.intermec.com.co/web\\_intermec/index.php?option=com\\_content&task=view&id=20&Itemid=32#rodillos](http://www.intermec.com.co/web_intermec/index.php?option=com_content&task=view&id=20&Itemid=32#rodillos).

CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS No. 41 PASO 1/2"

No. de dientes piñón conductor	R.P.M DEL PIÑON CONDUCTOR PASO DE 1/2 ANGOSTA Y LIVIANA																					
	10	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2400	2700	3000	3500	4000	5000
9	0.02	0.05	0.10	0.19	0.36	0.51	0.66	0.81	1.10	1.38	1.52	1.27	1.01	0.82	0.69	0.55	0.45	0.38	0.32	0.25	0.21	0.15
10	0.03	0.06	0.11	0.21	0.40	0.57	0.74	0.91	1.23	1.54	1.70	1.49	1.18	0.96	0.81	0.64	0.53	0.44	0.38	0.30	0.24	0.17
11	0.03	0.07	0.13	0.24	0.44	0.64	0.82	1.01	1.37	1.71	1.88	1.71	1.36	1.11	0.93	0.74	0.61	0.51	0.43	0.34	0.28	0.20
12	0.03	0.07	0.14	0.26	0.49	0.70	0.91	1.11	1.50	1.88	2.07	1.95	1.55	1.27	1.06	0.84	0.69	0.58	0.49	0.39	0.32	0.23
13	0.04	0.08	0.15	0.28	0.53	0.76	0.99	1.21	1.63	2.05	2.25	2.20	1.75	1.43	1.20	0.95	0.78	0.65	0.56	0.44	0.36	0.26
14	0.04	0.09	0.16	0.31	0.57	0.83	1.07	1.31	1.77	2.22	2.44	2.46	1.95	1.60	1.34	1.06	0.87	0.73	0.62	0.49	0.40	0.29
15	0.04	0.09	0.18	0.33	0.62	0.89	1.15	1.41	1.91	2.39	2.63	2.73	2.17	1.77	1.49	1.18	0.96	0.81	0.69	0.55	0.45	0.32
16	0.04	0.10	0.19	0.36	0.66	0.95	1.24	1.51	2.05	2.57	2.82	3.01	2.39	1.95	1.64	1.30	1.06	0.89	0.76	0.60	0.49	0.35
17	0.05	0.11	0.20	0.38	0.71	1.02	1.32	1.61	2.18	2.74	3.01	3.29	2.61	2.14	1.79	1.42	1.16	0.98	0.83	0.66	0.54	0.39
18	0.05	0.12	0.22	0.40	0.75	1.08	1.40	1.72	2.32	2.91	3.20	3.59	2.85	2.33	1.95	1.55	1.27	1.06	0.91	0.72	0.59	0.42
19	0.05	0.12	0.23	0.43	0.80	1.15	1.49	1.82	2.46	3.09	3.40	3.89	3.09	2.53	2.12	1.68	1.38	1.15	0.98	0.78	0.64	0.46
20	0.06	0.13	0.24	0.45	0.84	1.21	1.57	1.92	2.60	3.26	3.59	4.20	3.33	2.73	2.29	1.81	1.49	1.24	1.06	0.84	0.69	0.49
21	0.06	0.14	0.26	0.48	0.89	1.28	1.66	2.03	2.74	3.44	3.78	4.46	3.59	2.94	2.46	1.95	1.60	1.34	1.14	0.91	0.74	0.53
22	0.06	0.14	0.27	0.50	0.93	1.35	1.74	2.13	2.89	3.62	3.98	4.69	3.85	3.15	2.64	2.09	1.71	1.44	1.23	0.97	0.80	0.57
23	0.06	0.15	0.28	0.53	0.98	1.41	1.83	2.24	3.03	3.80	4.17	4.92	4.11	3.37	2.82	2.24	1.83	1.54	1.31	1.04	0.85	0.61
24	0.07	0.16	0.29	0.55	1.03	1.48	1.92	2.34	3.17	3.97	4.37	5.15	4.38	3.59	3.01	2.39	1.95	1.64	1.40	1.11	0.91	0.65
25	0.07	0.17	0.31	0.57	1.07	1.55	2.00	2.45	3.31	4.15	4.57	5.38	4.66	3.81	3.20	2.54	2.08	1.74	1.49	1.18	0.96	0.69

Tabla 3. 2. Tabla de selección de cadena, en función de dientes de piñón, y rpm de motor, paso 1/2 .

Fuente: Manual de Transmisión de potencia de INTERMEC,  
[http://www.intermec.com.co/web\\_intermec/index.php?option=com\\_content&task=view&id=20&Itemid=32#rodillos](http://www.intermec.com.co/web_intermec/index.php?option=com_content&task=view&id=20&Itemid=32#rodillos).

## ANEXO XX : Especificaciones de grasa para chumaceras.

Condiciones de funcionamiento del rodamiento	
Temperatura	Media a alta
Velocidad	Baja a media
Carga	Alta
Eje vertical	o
Rotación aro exterior	o
Movimientos oscilantes	o
Altas Vibraciones	o
Carga de choque o arranques frecuentes	+
Bajo ruido	-
Baja fricción	o
Resistencia a la corrosión	+
+ = Recomendado      o = Adecuado      - = No adecuado	

## Datos técnicos

Referencia	LGWA 2/(tamaño envase)	
Código DIN 51825	KP2N-30	
Clase de consistencia NLGI	2	
Tipo de jabón	complejo de litio	
Color	ámbar	
Tipo de aceite base	mineral	
Rango de temperaturas de funcionamiento	-30 a +140 °C (-20 a +285 °F)	
Punto de goteo DIN ISO 2176	>250 °C (>480 °F)	
Viscosidad del aceite base		
40 °C, mm <sup>2</sup> /s	185	
100 °C, mm <sup>2</sup> /s	15	
Penetración DIN ISO 2137		
60 golpes, 10 <sup>-1</sup> mm	265-295	
100 000 golpes, 10 <sup>-1</sup> mm	+50 máx. (325 máx.)	
Estabilidad mecánica		
Estabilidad a la rodadura, 50 h a 80 °C, 10 <sup>-1</sup> mm	+50 cambio máx.	
Prueba V2F	'M'	
Protección contra la corrosión		
Emcor: - norma ISO 11007	0-0	
- lavado con agua destilada	0-0*	
Resistencia al agua	DIN 51 807/1, 3 h a 90 °C	1 máx.
Separación del aceite	DIN 51 817, 7 días a 40 °C, estática, %	1-5
Capacidad de lubricación	R2F, prueba de funcionamiento B a 120 °C	aprobado a 100 °C (210 °F)
Corrosión del cobre	DIN 51 811, 110 °C	2 máx.
Rendimiento EP	Marca de desgaste DIN 51350/5, 1 400 N, mm	1,6 máx.
	Prueba 4 bolas, carga de soldadura DIN 51350/4	2 600 min.
Tamaño de envases disponibles		3tubo de 35, 200 g cartucho de 420 ml 1, 5, 50, 180 kg SKF SYSTEM 24 (LAGD/LAGE)

Fuente: [http://www.mapro.skf.com/products\\_sp/lub\\_lgwa2.htm](http://www.mapro.skf.com/products_sp/lub_lgwa2.htm).

## ANEXO XXI: Motores

## Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz

Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In		Eficiencia $\eta$ %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m <sup>2</sup>	Peso kg
			HP	kW		220V A	440V A								
25000001108	1LA7 070-4YC60	71M	0,4	0,30	1,05	1,60	0,80	66	0,77	1640	1,74	1,8	2,8	0,0006	4,7
25000001109	1LA7 070-4YA60	71M	0,5	0,37	1,15	1,90	0,95	66	0,81	1590	2,24	1,3	2,7	0,0006	5,5
25000001110	1LA7 071-4YA60	71M	0,6	0,45	1,05	2,20	1,10	69	0,76	1680	2,54	1,8	3,4	0,0008	6
25000001111	1LA7 073-4YA60	71M	0,75	0,56	1,15	2,90	1,45	65	0,79	1650	3,24	1,9	3,7	0,0008	6
25000001113	1LA7 080-4YA60	80M	1	0,75	1,15	3,50	1,75	69,2	0,87	1660	4,29	1,9	3,7	0,0015	8,1
25000001114	1LA7 081-4YA60	80M	1,2	0,90	1,05	4,00	2,00	70	0,85	1675	5,10	2,2	3,7	0,0018	9,3
25000001115	1LA7 083-4YA60	80M	1,5	1,12	1,15	5,00	2,50	72	0,89	1650	6,48	1,8	3	0,0018	9,3
25000001117	1LA7 090-4YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,00	3,50	77	0,80	1700	8,38	2,2	4,4	0,0028	12,1
25000001118	1LA7 094-4YA60	90S/L	2,4	1,79	1,05	7,40	3,70	77	0,86	1690	10,12	2	4,5	0,0035	14,9
25000001119	1LA7 096-4YA60	90S/L	3	2,24	1,15	9,60	4,80	79	0,83	1708	12,51	1,8	3,6	0,0035	14,9
25000001120	1LA7 111-4YA60	112M	4	2,98	1,15	13,00	6,50	76,3	0,79	1750	16,28	2,2	5,6	0,0048	27,1
25000001121	1LA7 112-4YA60	112M	5	3,73	1,15	15,80	7,90	80,5	0,78	1740	20,47	2,3	6,5	0,0058	28,7
25000001122	1LA7 113-4YA60	112M	6,6	4,92	1,05	19,60	9,80	78	0,83	1740	27,02	2	6	0,011	31
25000001123	1LA7 114-4YA60	112M	7,5	5,60	1,15	23,20	11,60	80	0,79	1740	30,71	2,2	5,6	0,011	32,7
25000001124	1LA7 131-4YA70	132S/M	10	7,46	1,15	28,80	14,40	81	0,84	1750	40,71	2,3	6	0,018	46,5
25000001125	1LA7 133-4YA70	132S/M	12	8,95	1,05	34	17,00	81,2	0,83	1750	48,85	2,5	6,6	0,024	49
25000001126	1LA7 134-4YA70	132S/M	15	11,19	1,15	43	21,50	82,5	0,84	1750	61,06	1,8	5	0,024	62
25000001127	1LA5 164-4YB70	160 M/L	20	14,92	1,15	53	26,50	85	0,85	1760	80,95	1,8	6,3	0,04	77,5
25000001128	1LA5 167-4YC70	160 M/L	25	18,65	1,15	64	32,00	89	0,87	1755	101,48	1,8	5,4	0,052	85,5
25000001129	1LA4 183-4YA80	180M	30	22,38	1,05	78	39,00	90,7	0,83	1755	121,77	2	4,9	0,13	170
25000001130	1LA4 186-4YA80	180L	36	26,86	1,05	93	46,50	91,3	0,83	1760	145,71	2,8	6,8	0,15	190
25000001131	1LA4 187-4YA80	180L	40	29,84	1,05	104	52,00	91,3	0,83	1750	162,83	2	5,6	0,15	190
25000001132	1LA4 207-4YC80	200L	50	37,30	1,15	126	63,00	91,3	0,84	1760	202,38	2,7	6,8	0,24	250
25000001133	1LA6 220-4YA80	225S	60	44,76	1,15	148	74,00	96,2	0,86	1765	242,17	2,7	6,6	0,44	314
25000001134	1LA6 224-4YC80	225M	75	55,95	1,15	188	94,00	92,7	0,86	1780	300,16	2	5,1	0,52	321
26697 <sup>1)</sup>	1LG4 253-4AA60	250M	100	75,00	1,00		120,00	93,3	0,85	1780	355	2,5	6,3	0,69	390
26698 <sup>1)</sup>	1LG4 280-4AA60	280S	125	93,00	1,00		145,00	94,2	0,85	1785	482	2,5	7,4	1,29	520
26699 <sup>1)</sup>	1LG4 283-4AA60	280M	150	111,90	1,00		177,50	94,6	0,86	1785	579	2,5	7,4	1,47	565
26700 <sup>1)2)</sup>	1LG4 310-4AA60	315S	200	150	1,00		240,00	94,5	0,84	1783	707	2,6	6,5	2	700
26701 <sup>1)3)</sup>	1LG4 313-4AA60	315M	225	168	1,00		265,20	94,8	0,85	1783	848	2,8	6,9	2,46	775
26702 <sup>1)3)</sup>	1LG4 316-4AA90-Z	315L	275	205	1,10		323,10	95,4	0,86	1783	1.028	2,8	6,9	3,01	955
26703 <sup>1)3)</sup>	1LG4 317-4AA90-Z	315L	350	261	1,10		409,50	95,7	0,88	1785	1.285	2,8	7	3,91	1050

1) Para tensión de servicio a 220V, favor consultar.

2) Motores de fabricación bajo pedido.

3) Consultar tiempo de entrega.

Fuente: <http://www.siemens.com/answers/ec/es/index.htm?stc=ecccc020001>

## ANEXO XXII: Características del Aceite SAE 40.

## Propiedades y Beneficios

Los beneficios de los Mobil Delvac 1300 incluyen:

Propiedades	Ventajas y beneficios potenciales
Excelente protección contra el espesamiento del aceite, depósitos a altas temperaturas, formación de lodos, degradación del aceite y corrosión	Vida más larga del motor Menos desgaste Excelente protección contra el agarrado de los segmentos
Mayor reserva TBN	Control a largo plazo del desgaste y los depósitos Control de la formación de ácidos cuando se usan combustibles de alto contenido en azufre

## Aplicaciones

- Equipos con motores diesel de aspiración natural y turbo-cargados
- Camiones de carga ligera y carga pesada
- Maquinaria de industria: construcción, minería, extracción y agricultura

## Especificaciones y Aprobaciones

Recomendados para usar en las aplicaciones que requieren:	Mobil Delvac 1330	Mobil Delvac 1340	Mobil Delvac 1350
API CF/SF	X	X	X
Daimler Chrysler MB 227.0	X	X	
Allison C-4	X		

## Otras especificaciones

Nombre de producto Especificación	Mobil Delvac 1330	Mobil Delvac 1340	Mobil Delvac 1350
10 TBN mínimo	X	X	X

## Características típicas

Mobil Delvac	1330	1340	1350
Grado SAE	30	40	50
Viscosidad, ASTM D 445			
cSt @ 40°C	106	146	231
cSt @ 100°C	11.8	14.6	19.9
Índice de viscosidad, ASTM D 2270	99	99	99
Cenizas sulfatadas, % peso, ASTM D 874	1.1	1.1	1.1
TBN, mg KOH/g, ASTM D 2896	10.1	10.1	10.1
Punto de congelación, °C, ASTM D 97	-21	-21	-18
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	256	254	260
Densidad @ 15°C kg/l, ASTM D 4052	0.893	0.897	0.902

## Seguridad e Higiene

Basado en información disponible, no es de esperar que este producto cause efectos adversos en la salud mientras se utilice en las aplicaciones a las que está destinado y se sigan las recomendaciones de la Ficha de Datos de Seguridad (FDS). Las Fichas de Datos de Seguridad están disponibles a través del Centro de Atención al Cliente. Este producto no debe utilizarse para otros propósitos distintos a los recomendados. Al deshacerse del producto usado, tenga cuidado para así proteger el medio ambiente.

Fuente: [www.trucksrvs.com/Delvac\\_1330\\_1340\\_1350.pdf](http://www.trucksrvs.com/Delvac_1330_1340_1350.pdf).

## **Conclusiones:**

El banco está habilitado para analizar las principales fallas en sistemas mecánicos: rodamientos, engranajes, balanceo, alineación, transmisión elástica, fisura, rodamientos en condiciones de carga axial y radial.

El banco esta implementado y se encuentra en funcionamiento según los diseños realizados y cumple los requisitos establecidos en el despliegue de las funciones de la calidad.

El costo del banco fue de de 40% con relación al costo de un banco de similares características de una firma extranjera, con la variante que el banco diseñado además de ser didáctico tiene características de campo industrial, lo cual relaciona el estudio con la práctica.

En el análisis de vibraciones mecánicas es importante establecer un protocolo de medición de vibraciones en el plan de mantenimiento planeado. Lo que se determina para la medición se las debe tomar en el Espectro de vibraciones, así se visualiza de una mejor manera las señales que emiten los elementos mecánicos.

En este proyecto la comparación de espectros ha sido el método fundamental para la determinación de los diferentes fallos en elementos en estado óptimo como deficiente.

## **Recomendaciones:**

El banco de vibraciones, permite realizar estudios de las señales mediante la recopilación de datos, para las diferentes materias que contemplen este tema, tales como la materia de Mantenimiento en el caso de Ingeniería Mecánica y Procesamiento de señales en Ingeniería Electrónica.

Una vez que se tenga claro el estudio de vibraciones, se recomienda realizar el diseño y programación de software el cual tenga la facultad de adquirir la señal de vibración y transformar a frecuencias.

## **Bibliografía:**

- [1] PALOMINO Marin Evelio. "*Elementos de Medicion y Analisis de Vibraciones de Maquinas Rotatorias*", 5Ta. Edicion Digital; Editorial Politecnico Jose Antonio Echeverria, Habana - Cuba, 2007. ISBN 959-261-043-6.
- [2] WHITE Glen. "*Introduccion al Analisis de Vibraciones*"; Editorial Azima DLI; Massachusetts -USA, 2010.
- [3] NORTON Robert. "*Diseño de Maquinas*"; 1ra Edicion, Editorial Pearson; Mexico-Mexico; 1999.
- [4] ARRIZAZABALAGA Nicolas Larburu. "*Máquinas Prontuario*"; 3ra Edicion, Editorial Paraninfo, Madrid – España, 1991.
- [5] MOTT Robert. "*Diseño de Elementos de Máquinas*"; 4ta Edicion, Editorial Pearson, Mexico, 2006.
- [6] GONZALES, GARCÍA, ORTIZ; "*Transmisiones Flexibles*"; Instituto Superior Politécnico; México;
- [7] NTN Catalogo, "*Rodamientos de bolas y Rodillos*"; USA; 2004.
- [8] OPTIBEL. "*Manual tecnico para transmision por correas*"; 2da Edicion; USA; 1994;
- [9] INTERMEC, "*Manual de Transmisión de potencia por Cadena*", 3da Edicion; USA; 2004
- [10] Norma 2041: 1990 ISO, *Vibraciones y choques. Vocabulario*.
- [11] Características de cuerpos en resonancia, [http://www.ecured.cu/index.php/Resonancia\\_mec%C3%A1nica](http://www.ecured.cu/index.php/Resonancia_mec%C3%A1nica)
- [12] características Normas, <http://www.aenor.es/aenor/normas/normas>.
- [13] características transductor, [www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf](http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf)
- [14] Tutorial de vibraciones para Mantenimiento mecánico, <http://www.a-maq.com/tutoriales/Tutorial%20Vibraciones%20para%20Mantenimiento%20Mecanico%20A-MAQ%202005.pdf>, Fecha de consulta 01 diciembre 2011
- [15] Configuración de poleas, Artículo Universidad de Zaragoza; [www.guemisa.com](http://www.guemisa.com), Fecha de consulta 12 marzo 2012
- [16] Manual de cadenas, Instituto Superior Politécnico, [http://materias.fi.uba.ar/6712M/CUJAE\\_CUBA/Cadenas-Clase1.pdf](http://materias.fi.uba.ar/6712M/CUJAE_CUBA/Cadenas-Clase1.pdf), Fecha de consulta 12 abril 2012

[17] Catalogo motor, <http://www.siemens.com/answers/ec/es/index.htm?stc=ecccc020001>, Fecha de consulta 15 mayo 2012.

[18] Catalogo rodamientos, [http://www.mapro.skf.com/products\\_sp/lub\\_lgwa2.htm](http://www.mapro.skf.com/products_sp/lub_lgwa2.htm), Fecha de consulta 20 de mayo 2012.