

**UNIVERSIDAD NACIONAL SAN AGUSTÍN DE AREQUIPA**

**FACULTAD DE INGENIERIA DE PRODUCCIÓN Y SERVICIOS**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECÁNICA**



**TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL TITULADO  
“IMPLEMENTACIÓN DE METODOLOGÍA PARA EL DIAGNÓSTICO DE  
FALLAS MEDIANTE EL ANÁLISIS VIBRACIONAL EN MOTORES  
ELÉCTRICOS EN LA EMPRESA A.E.I. SRL.”**

**PRESENTADO POR EL BACHILLER:**

SERRUTO CONTRERAS

NICOLAS GUILLERMO

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE**

**INGENIERO MECÁNICO**

*AREQUIPA – PERU*

**2020**

## DEDICATORIA

*A mi madre, por traerme al mundo, brindarme todo su cariño, y hacer todo lo posible para darme la oportunidad de cumplir con todas mis metas a nivel personal y profesional.*

*A mi Esposa Kelly y a mis hijos Fabian y Gabriela, por la confianza, paciencia y perseverancia en motivarme para lograr la meta de obtener mi título de Ingeniero Mecánico.*

## RESUMEN

El presente informe de experiencia profesional, esta enfocado en la implementación de la técnica de Analisis vibracional para el diagnostico de fallas en motores eléctricos, con el objetivo de garantizar la calidad de los servicios de reparación y mantenimiento de motores eléctricos realizados en los Talleres de ACTIVIDADES ELECTROMECHANICAS INDUSTRIALES – Sucursal Arequipa. Lo que permitirá optimizar el desempeño y posicionamiento de la Empresa.

El desarrollo del presente informe de experiencia profesional, se ha constituido en seis capítulos desarrollados de la siguiente manera:

**Capítulo I,** Se describen los aspectos generales y el campo de actividad de las empresas en las cuales he tenido la oportunidad de desarrollar mi experiencia profesional, en lo referente a la reparación y mantenimiento de motores eléctricos.

**Capítulo II,** Describimos toda la base teórica necesaria para el desarrollo del presente informe de experiencia profesional.

**Capítulo III,** Se describen los tipos de vibración (naturales, forzadas) que se pueden presentar en motores eléctricos asíncronos cuando entran en operación, así como también el origen de los mismos (desbalance, desalineamiento, solturas, etc.)

**Capítulo IV,** Se describe la metodología para el análisis de los espectros de vibración en motores eléctricos

**Capítulo V,** Desarrollo del procedimiento para el diagnostico del estado de operación de un motor eléctrico, mediante el método de análisis vibracional y aplicación en un motor eléctrico de media tensión de 800 HP

**Capítulo VI,** conclusiones y recomendaciones finales.

**Palabras Clave:** Espectro de frecuencia, motor eléctrico, severidad de la vibración, fallas en rodamientos, fallas en motores eléctricos.

## ABSTRACT

The present report of professional experience, is focused on the implementation of the vibrational analysis technique for the diagnosis of faults in electric motors, with the aim of guaranteeing the quality of the repair and maintenance services of electric motors carried out in the workshops ACTIVIDADES ELECTROMECHANICAS INDUSTRIALES - Arequipa Branch. This will allow optimizing the performance and positioning of the Company.

The development of this professional experience report has been divided into six chapters developed as follows:

**Chapter I**, It describes the general aspects and the field of activity of the companies in which I have had the opportunity to develop my professional experience, in relation to the repair and maintenance of electric motors.

**Chapter II**, describes the entire theoretical basis necessary for the development of this professional experience report.

**Chapter III**, describes the types of vibration (natural, forced) that can occur in asynchronous electric motors when they come into operation, as well as their origin (unbalance, misalignment, looseness, etc.)

**Chapter IV**, The methodology for the analysis of the vibration spectra in electric motors is described.

**Chapter V**, Development of the procedure for the diagnosis of the state of operation of an electric motor, by means of the vibrational analysis method and application in an 800 HP medium voltage electric motor.

**Chapter VI**, conclusions and final recommendations.

**Key Words:** Frequency Spectrum, Electric Motor, Vibration severity, bearing failures, failures in electric motors.

## INDICE

<b>1</b>	<b>ANTECEDENTES GENERALES.....</b>	<b>13</b>
1.1	DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA EMPRESA INCA TOPS S.A.....	13
1.1.1	PROCESO PRODUCTIVO.....	13
1.2	DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA EMPRESA AEI S.R.L.....	16
1.2.1	PROCESO PRODUCTIVO.....	16
<b>2</b>	<b>MARCO TEORICO .....</b>	<b>18</b>
2.1	MANTENIMIENTO PREDICTIVO.....	18
2.1.1	INTRODUCCION .....	18
2.1.2	IMPLEMENTACION DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO.....	20
2.1.3	TIPOS DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO .....	22
2.2	VIBRACION.....	25
2.2.1	CONCEPTO.....	25
2.2.2	VIBRACION SIMPLE .....	26
2.2.3	VIBRACION COMPUESTA .....	32
2.2.4	OTROS TIPOS DE VIBRACION .....	32
2.3	MONITOREO DE LA CONDICION BASADO EN VIBRACIONES.....	35
2.3.1	INTRODUCCION .....	35
2.3.2	PARAMETROS Y UNIDADES DE VIBRACION PARA DESCRIBIR MOVIMIENTO.....	35
2.3.3	ESPECTRO DE VIBRACION.....	40
2.3.4	RESONANCIA.....	46
2.3.5	ANALIZADOR DE VIBRACIONES.....	49
2.3.6	TRANSDUCTORES.....	54
2.3.7	EVALUACION DE LA MEDICION DE VIBRACIONES.....	61
2.4	MOTORES ELECTRICOS.....	70
2.4.1	INTRODUCCION.....	70
2.4.2	TIPOS DE MOTORES ELECTRICOS .....	70
2.4.3	MOTOR ASINCRONO DE INDUCCION .....	71
2.5	RODAMIENTOS .....	82
2.5.1	CARACTERISTICAS DE LOS RODAMIENTOS .....	84
2.5.2	CLASIFICACION DE LOS RODAMIENTOS .....	84
2.5.3	SELECCIÓN DEL ARREGLO DE RODAMIENTOS .....	88
2.5.4	AJUSTE DE LOS RODAMIENTOS .....	90
2.5.5	NOMENCLATURA DE LOS RODAMIENTOS.....	93
2.5.6	LUBRICACION DE RODAMIENTOS.....	95
2.6	DESBALANCE.....	102
2.6.1	CAUSAS DE DESBALANCE.....	102

2.6.2	TIPOS DE DESBALANCE.....	103
2.6.3	BALANCEO DE ROTORES RIGIDOS.....	105
2.6.4	TECNICAS DE BALANCEO DE ROTORES.....	107
<b>3</b>	<b>TIPOS DE VIBRACIONES EN MOTORES ELECTRICOS .....</b>	<b>114</b>
3.1	VIBRACION PRODUCIDA POR DESBALANCES. ....	115
3.1.1	CAUSAS DE DESBALANCE EN MOTORES ELECTRICOS.....	116
3.1.2	TIPOS VIBRACION POR DESBALANCE EN MOTORES ELECTRICOS. ....	116
3.2	VIBRACION DEBIDO A FALTA DE ALINEAMIENTO. ....	121
3.2.1	TIPOS DE VIBRACION POR FALTA DE ALINEAMIENTO .....	122
3.3	VIBRACION DEBIDO A EXCENTRICIDAD.....	124
3.3.1	TIPOS VIBRACION POR EXCENTRICIDAD.....	125
3.4	VIBRACION POR SOLTURA MECANICA.....	126
3.4.1	TIPOS DE SOLTURA MECANICA .....	127
3.5	VIBRACION POR EJE FLEXIONADO .....	128
3.6	VIBRACION DEBIDO A RODAMIENTOS DEFECTUOSOS.....	129
3.6.1	TIPOS DE DEFECTOS EN RODAMIENTOS.....	129
3.6.2	COMPONENTES Y FRECUENCIAS DE FALLO. ....	130
3.6.3	ETAPAS DEL DETERIORO DE LOS RODAMIENTOS.....	133
3.7	VIBRACION POR FALLAS ELECTROMAGNETICAS.....	134
3.7.1	TIPOS DE VIBRACION POR FALLAS ELECTROMAGNETICAS A MOTORES ELECTRICOS. ....	135
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA DE ANALISIS VIBRACIONAL EN MOTORES ELECTRICOS.....</b>	<b>140</b>
4.1	ACCIONES PRELIMINARES.....	141
4.1.1	ESTABLECER GRADO DE SEVERIDAD DE LA VIBRACION .....	141
4.1.2	SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA MEDICION DE VIBRACIONES.....	142
4.1.3	SELECCIÓN DE PERSONAL.....	144
4.2	RECOPIACION DE INFORMACION. ....	144
4.2.1	IDENTIFICACION DE LOS COMPONENTES DEL MOTOR QUE PODRIAN CAUSAR VIBRACIONES ..	144
4.2.2	INFORMACION HISTORICA DEL MOTOR ELECTRICO. ....	145
4.2.3	IDENTIFICACION DE LA VELOCIDAD DE GIRO DEL MOTOR ELECTRICO. ....	145
4.2.4	SELECCION DE LOS TIPOS DE MEDICIÓN DE LOS ESPECTROS. ....	145
4.3	ADQUISICION DE DATOS.....	146
4.4	IDENTIFICACION DE ESPECTROS DE VIBRACION.....	147
4.4.1	ESPECTRO DE VIBRACION DE FALLA POR DESBALANCE. ....	148
4.4.2	ESPECTRO DE VIBRACION POR FALTA DE ALINEAMIENTO. ....	150
4.4.3	ESPECTRO DE VIBRACION POR EXCENTRICIDAD DEL ROTOR. ....	153
4.4.4	ESPECTRO DE VIBRACION POR SOLTURA MECANICA.....	153
4.4.5	ESPECTRO DE VIBRACION POR EJE DOBLADO. ....	155

4.4.6	ESPECTRO DE VIBRACION POR RODAMIENTOS DEFECTUOSOS.....	156
4.4.7	ESPECTRO DE VIBRACION POR FALLAS ELECTROMAGNETICAS .....	163
4.5	ANALISIS Y DIAGNOSTICO DE FALLAS.....	168
4.5.1	ANALISIS DE ESPECTROS DE FRECUENCIA. ....	168
4.5.2	TABLA DE DIAGNOSTICO DE FALLA POR ANALISIS VIBRACIONAL PARA MOTORES ELECTRICOS.....	169
<b>5</b>	<b>DESARROLLO DE PROCEDIMIENTOS Y FORMATOS PARA EL DIAGNOSTICO DE UN MOTOR ELECTRICO POR ANALISIS VIBRACIONAL. ....</b>	<b>170</b>
5.1	PROCEDIMIENTO PARA MEDICION DE VIBRACIONES Y EVALUACION DE LA CONDICION DE UN MOTOR ELECTRICO .....	170
5.1.1	OBJETIVO.....	170
5.1.2	ALCANCE.....	170
5.1.3	DEFINICIONES Y ABREVIATURAS.....	170
5.1.4	RESPONSABILIDADES.....	171
5.1.5	REQUERIMIENTO .....	172
5.1.6	DESCRIPCION DEL PROCEDIMIENTO .....	173
5.1.7	RESTRICCIONES.....	174
5.1.8	DOCUMENTOS DE REFERENCIA .....	174
5.2	ANALISIS VIBRACIONAL DE MOTORES ELECTRICOS. ....	175
5.2.1	ANALISIS VIBRACIONAL EN UN MOTOR ELECTRICO DE 800 HP SERIE 59100172.....	175
<b>6</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>186</b>
6.1	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	186
6.2	RECOMENDACIONES.....	187

## INDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1 - Masa suspendida de un muelle .....</b>	<b>26</b>
<b>Figura 2 - Movimiento armonico simple.....</b>	<b>27</b>
<b>Figura 3 - Desfase entre desplazamiento, velocidad y aceleración .....</b>	<b>28</b>
<b>Figura 4 - Medidas de la amplitud en una onda.....</b>	<b>30</b>
<b>Figura 5 - Desfase entre dos señales sinusoidales .....</b>	<b>31</b>
<b>Figura 6 - Suma de vibraciones simples en el dominio del tiempo .....</b>	<b>32</b>
<b>Figura 7 - Vibración Aleatoria.....</b>	<b>33</b>
<b>Figura 8 - Golpeteos intermitentes.....</b>	<b>34</b>
<b>Figura 9 - Modulación de amplitud .....</b>	<b>34</b>
<b>Figura 10 - Magnitud de interés en función de la frecuencia.....</b>	<b>37</b>
<b>Figura 11 - Comportamiento espectral en cada magnitud de vibración .....</b>	<b>38</b>
<b>Figura 12 - Deterioro de un rodamiento en desplazamiento y aceleración .....</b>	<b>39</b>
<b>Figura 13 - Ejemplo de sistema mecánico.....</b>	<b>40</b>
<b>Figura 14 - Espectro de vibración del sistema mecánico ejemplo.....</b>	<b>41</b>
<b>Figura 15 - Combinación de fuentes de vibración.....</b>	<b>42</b>
<b>Figura 16 - Fuerza x movilidad.....</b>	<b>43</b>
<b>Figura 17 - Separación de componentes de Frecuencia .....</b>	<b>44</b>
<b>Figura 18 - Procesado FFT de una onda vibratoria .....</b>	<b>45</b>
<b>Figura 19 – Espectro de frecuencia.....</b>	<b>46</b>
<b>Figura 20 - Diagrama de espectros en cascada.....</b>	<b>49</b>
<b>Figura 21 - Vibrometro de valor global.....</b>	<b>50</b>
<b>Figura 22 - Analizador de Frecuencia de dos canales .....</b>	<b>52</b>
<b>Figura 23 - Sistema de Monitorización continua (Vibrometro VM600).....</b>	<b>53</b>
<b>Figura 24 - Instalación de un transductor de proximidad en un cojinete .....</b>	<b>55</b>
<b>Figura 25 - Esquema de funcionamiento de un transductor de proximidad.....</b>	<b>56</b>



<b>Figura 26 - Componentes de un transductor de velocidad .....</b>	<b>58</b>
<b>Figura 27 - Componentes de un transductor piezoeléctrico .....</b>	<b>60</b>
<b>Figura 28 - Técnicas de Fijación del sensor a la máquina.....</b>	<b>61</b>
<b>Figura 29 - Gráfico de tendencia general .....</b>	<b>70</b>
<b>Figura 30 - Partes de un motor eléctrico .....</b>	<b>73</b>
<b>Figura 31 - Comprobación del campo magnético giratorio .....</b>	<b>74</b>
<b>Figura 32 - Esquema de conexiones para el cambio de giro en motores trifásicos .....</b>	<b>75</b>
<b>Figura 33 – Distribución de temperaturas en el estator del motor .....</b>	<b>77</b>
<b>Figura 34 - Partes de un rodamiento .....</b>	<b>83</b>
<b>Figura 35 - Rodamientos rígidos de bolas.....</b>	<b>85</b>
<b>Figura 36 - Rodamiento de contacto angular .....</b>	<b>86</b>
<b>Figura 37 - Rodamiento de rodillos cilindricos .....</b>	<b>87</b>
<b>Figura 38 - Desbalance estatico .....</b>	<b>103</b>
<b>Figura 39 - Desbalance de par de fuerzas .....</b>	<b>104</b>
<b>Figura 40 - Desbalance cuasi-estatico .....</b>	<b>104</b>
<b>Figura 41 – Desbalance dinámico .....</b>	<b>105</b>
<b>Figura 42 - Balanceo en el plano donde se encuentra el centro de masa .....</b>	<b>106</b>
<b>Figura 43 – Balanceo en dos planos para Desbalance par .....</b>	<b>107</b>
<b>Figura 44 - Balanceo en dos planos por desbalance dinámico .....</b>	<b>107</b>
<b>Figura 45 - Principio del balanceo estático .....</b>	<b>109</b>
<b>Figura 46 - Desbalance en un plano .....</b>	<b>117</b>
<b>Figura 47 - Requerimientos para el proceso de balanceo de rotor .....</b>	<b>118</b>
<b>Figura 48 - Desbalance en dos planos .....</b>	<b>120</b>
<b>Figura 49 - Desbalance par .....</b>	<b>120</b>
<b>Figura 50 - Desalineación Paralela .....</b>	<b>122</b>
<b>Figura 51 - Desalineación angular .....</b>	<b>123</b>

<b>Figura 52 - Desalineamiento en rodamientos .....</b>	<b>124</b>
<b>Figura 53 - Excentricidad en motores eléctricos .....</b>	<b>125</b>
<b>Figura 54 - Excentricidad estática .....</b>	<b>125</b>
<b>Figura 55 – Excentricidad dinamica .....</b>	<b>126</b>
<b>Figura 56 - Soltura estructural .....</b>	<b>128</b>
<b>Figura 57 – Eje deflectado.....</b>	<b>129</b>
<b>Figura 58 - Etapas del deterioro de un rodamiento .....</b>	<b>134</b>
<b>Figura 59 – Campo magnético alrededor de una barra rota .....</b>	<b>136</b>
<b>Figura 60 - Barras rotas en la proximidad del anillo .....</b>	<b>137</b>
<b>Figura 61 – vibración por excentricidad del estator por pata coja.....</b>	<b>138</b>
<b>Figura 62 – Espectro de vibración por desbalance estático .....</b>	<b>149</b>
<b>Figura 63 – Espectro de vibración por desalineamiento paralelo.....</b>	<b>151</b>
<b>Figura 64 – Desalineamiento en rodamientos.....</b>	<b>152</b>
<b>Figura 65 – Espectro de soltura de elementos rotativos.....</b>	<b>154</b>
<b>Figura 66 – Espectro de vibración por soltura en elementos estructurales.....</b>	<b>155</b>
<b>Figura 67 - Espectro de vibración por eje doblado .....</b>	<b>156</b>
<b>Figura 68 – Proceso de formación de la envolvente .....</b>	<b>158</b>
<b>Figura 69 – Espectro de vibración de defecto en la pista interna de rodamiento .....</b>	<b>161</b>
<b>Figura 70 – Espectro de vibración por defecto en la pista externa del rodamiento .....</b>	<b>161</b>
<b>Figura 71 - Espectro de vibración por defectos en bolas o rodillos de rodamiento.....</b>	<b>162</b>
<b>Figura 72 – Espectro de vibración por fallos en la jaula de soporte del rodamiento .....</b>	<b>162</b>
<b>Figura 73 – Espectro de vibración por rotor excentrico .....</b>	<b>164</b>
<b>Figura 74 – Espectro de vibración por barras rotas en el rotor .....</b>	<b>165</b>
<b>Figura 75 – Espectro de vibración por problemas de fase (conector suelto).....</b>	<b>166</b>
<b>Figura 76 – Espectro de vibración por excentricidad del estator .....</b>	<b>167</b>
<b>Figura 77 – Espectro de vibración por corto circuito en el estator.....</b>	<b>167</b>

<b>Figura 78 – Espectro de frecuencia de velocidad en P1 – Dirección horizontal.....</b>	<b>178</b>
<b>Figura 79 – Espectro de frecuencia de velocidad en P1 – Dirección vertical .....</b>	<b>178</b>
<b>Figura 80 – Espectro de frecuencia de velocidad P1 – Dirección axial.....</b>	<b>179</b>
<b>Figura 81 – Espectro de frecuencia de aceleración en P1 – Dirección horizontal.....</b>	<b>179</b>
<b>Figura 82 – Espectro de frecuencia de aceleración en P1 – Dirección vertical .....</b>	<b>180</b>
<b>Figura 83 – Espectro de envolvente de aceleración en P1 – Dirección Horizontal.....</b>	<b>180</b>
<b>Figura 84 – Espectro de envolvente de aceleración en P1 – Dirección vertical.....</b>	<b>181</b>
<b>Figura 85 – Espectro de frecuencia de velocidad en P2 – Dirección horizontal.....</b>	<b>181</b>
<b>Figura 86 – Espectro de frecuencia de velocidad en P2 – Dirección vertical .....</b>	<b>182</b>
<b>Figura 87 – Espectro de frecuencia de velocidad en P2 – Dirección axial.....</b>	<b>182</b>
<b>Figura 90 – Espectro de frecuencia de aceleración en P2 – Dirección horizontal.....</b>	<b>183</b>
<b>Figura 91 – Espectro de frecuencia de aceleración en P2 – Dirección vertical .....</b>	<b>183</b>
<b>Figura 90 – Espectro de frecuencia de aceleración en P2 – Dirección horizontal.....</b>	<b>184</b>
<b>Figura 91 – Espectro de frecuencia de aceleración en P2 – Dirección vertical .....</b>	<b>184</b>

## INDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1 - Tipos de transductores.....</b>	<b>55</b>
<b>Tabla 2 - Límite frecuencial según la forma de fijación.....</b>	<b>60</b>
<b>Tabla 3 – Límites de zonas típicos según la norma ISO 10816-1.....</b>	<b>66</b>
<b>Tabla 4 - Severidad de la vibración norma ISO10816-3 .....</b>	<b>69</b>
<b>Tabla 5 - Temperatura en función de la clase de aislamiento (Fuente WEG).....</b>	<b>81</b>
<b>Tabla 6 - Angulo de contacto y su simbología .....</b>	<b>86</b>
<b>Tabla 7 - Comparación de rodamientos de bolas y rodamientos de rodillos.....</b>	<b>87</b>
<b>Tabla 8 - Arreglo de rodamientos en ejes horizontales – Lado fijo y Lado flotante .....</b>	<b>89</b>
<b>Tabla 9 - Arreglo de rodamientos en ejes verticales.....</b>	<b>89</b>
<b>Tabla 10 - Tipos de ajuste ( SKF – Tabla de ajustes y tolerancias) .....</b>	<b>91</b>
<b>Tabla 11 - Ajuste recomendado en rodamientos de motores eléctricos (Fuente NTN) ...</b>	<b>91</b>
<b>Tabla 12 - Sistema de designación básica de rodamientos (Fuente SKF).....</b>	<b>94</b>
<b>Tabla 13 - Designación de rodamientos, nomenclatura AFBMA (Fuente SKF) .....</b>	<b>95</b>
<b>Tabla 14 - Comparación de las características de lubricación por grasa y por aceite ....</b>	<b>96</b>
<b>Tabla 15 - Variedades de grasas y sus características.....</b>	<b>97</b>
<b>Tabla 16 - Consistencia de las grasas .....</b>	<b>99</b>
<b>Tabla 17 - Estandares de selección de aceites lubricantes.....</b>	<b>100</b>
<b>Tabla 18 - Factor K para determinar cantidad de aceite de lubricación .....</b>	<b>101</b>
<b>Tabla 19 – Guía para determinar la cantidad de aceite para lubricación.....</b>	<b>101</b>
<b>Tabla 20 - Criterios de selección para balanceo en uno o dos planos .....</b>	<b>110</b>
<b>Tabla 21 - Grado de calidad de balanceo ISO 1940 .....</b>	<b>119</b>
<b>Tabla 22 – Límites de zonas típicos según la norma ISO 10816-1 .....</b>	<b>142</b>
<b>Tabla 23 – Severidad de la envolvente de aceleración (SKF).....</b>	<b>159</b>
<b>Tabla 24 – Tabla de diagnostico de fallas en motores eléctricos.....</b>	<b>169</b>

## INTRODUCCIÓN

El mantenimiento dentro de la industria, ha sufrido una evolución importante, direccionada en gran medida por el desarrollo de nuevas tecnologías de equipos de control y medición ligadas al mantenimiento y en especial al análisis de vibraciones como técnica de Mantenimiento Predictivo

Todos los motores eléctricos vibran al entrar en operación, debido al movimiento rotacional de su eje, estas vibraciones, deben de estar dentro de un campo de tolerancia aceptable, sin embargo, debido al desgaste y deterioro de los componentes en el tiempo, la magnitud de la vibración se incrementa, con lo cual, los componentes deben de ser reemplazados antes de que el deterioro sea crítico y comprometa total o parcialmente la producción.

Las vibraciones que se generan, pueden revelarnos, mediante el análisis de los espectros de frecuencia, las frecuencias de falla características en los motores eléctricos, así como también, las causas que originan estas vibraciones.

# CAPITULO I

## 1 ANTECEDENTES GENERALES

### 1.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA EMPRESA INCA TOPS S.A.

Inca Tops S.A. es una empresa textil, perteneciente al Grupo Inca. Que produce y comercializa Tops, hilados de alpaca y mezclas con alpaca; así como también hilados de algodón y mezclas; los cuales se han venido exportando a Europa, Asia, Medio Oriente y Norteamérica

Cuenta con una variedad amplia de maquinaria textil diferentes mecanismos, y sistemas eléctricos, neumáticos e hidráulicos, necesarios para poder desarrollar sus diferentes procesos.

#### 1.1.1 PROCESO PRODUCTIVO.

La planta de Inca Tops S.A. recibe fibras textiles de animales (lana de oveja y/o pelo de alpaca), en fardos ya escogidos y las somete a los siguientes procesos:

##### 1.1.1.1 PROCESO DE LAVADO

El proceso de lavado consta de 3 partes: Apertura, Lavado y Secado, los cuales se detallan a continuación.

###### 1.1.1.1.1 APERTURA

Tiene como función principal abrir los mechones de fibras dejándolas listas para que sean lavadas, al momento de la apertura de las fibras, también se consigue liberar parcialmente partículas de tierra y residuos vegetales, que facilitarían su lavado posterior.

###### 1.1.1.1.2 LAVADO

El lavado se realiza por medio de un proceso químico llamado emulsión, es decir es una saponificación de la grasa el cual se realiza en unas tinajas de lavado.

La función principal es la de extraer en forma controlada el contenido de grasa que tiene el material, y a la vez eliminar parcialmente el contenido de tierra y residuos vegetales a través del paso del material en soluciones acuosas a temperaturas determinadas y en contacto con diversos elementos químicos (Detergente, Carbonato de Sodio).

#### **1.1.1.1.3 SECADO**

La función principal de la etapa de secado, reducir la humedad de 40% a un 9 o 11%, a través de vapor de agua saturado.

#### **1.1.1.2 PROCESO DE CARDADO**

Es el conjunto de transformaciones del material que ingresa en floca lavada y encimada, hasta lograr una mecha.

Es decir, un cumulo de fibras desordenadas que, al pasar por las diversas partes de la carda, se abren primero, en forma lenta y progresiva hasta lograr su separación al estado de fibra única, para luego paralelizarse formando una continuidad llamada velo de carda (Web), y posteriormente convertirse en una cinta o mecha de longitud y peso definido (que se deposita en tachos).

En consecuencia, en esta parte del proceso es muy importante las regulaciones que efectúen para evitar el maltrato de la fibra.

#### **1.1.1.3 PROCESO DE PEINADO**

La función principal de esta parte del proceso es efectuar la limpieza total de la fibra, individualizándola y paralelizándola lo más posible, alineándolas en relación al eje de la cinta a obtener. Eliminando fibras cortas que no serían utilizadas para el proceso de hilatura (sub producto llamado noils o blouse) así mismo la eliminación de impurezas en la cinta (neps, pajas y vegetales).

#### **1.1.1.4 PROCESO DE HILATURA**

Cuya función principal es procesar los tops provenientes del proceso de peinado, hasta obtener el hilado en untítulo y torsión definidos. Efectuando para ello 4 operaciones básicas:

#### **1.1.1.4.1 PREPARACION**

Proceso en el cual las fibras textiles pasan a través de unas máquinas con la finalidad de mejorar la regularidad de las mechas de salida, adelgazando la mecha a través del estiraje de las fibras largas y, dándole consistencia (resistencia) aplicando una pequeña torsión. La mecha pasará a convertirse en mechilla

#### **1.1.1.4.2 HILATURA**

Se adelgaza la mechilla de a través de una diferencia de velocidades entre un sistema de rodillos de entrada (alimentándolos), y unos rodillos de producción (rodillos de salida). Aplicandodiferentes rangos de velocidad de estiraje para determinados rangos de Nm. Y torsión (número de vueltas en un metro. El hilado producido se deposita en enrollándose en canillas.

#### **1.1.1.4.3 VAPORIZADO**

Es la operación que consiste en la fijación del hilado para evitar su encarrujamiento, esto se logra colocando el hilado en unas cámaras de vacío, aplicando vapor de agua por un tiempo aproximado de 25 minutos.

#### **1.1.1.4.4 ENCONADO**

El proceso de enconado, consiste en trasladar el hilado de las canillas vaporizadas a conos de aproximadamente 1 Kilogramo de peso, realizando a su vez un control delacalidad a través de un sistema electrónico de purgado que elimina imperfecciones del hilado.



## 1.2 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA EMPRESA AEI S.R.L

**AEI SRL - Actividades Electromecánicas Industriales SRL.**, Es una empresa de servicios, que brinda Asistencia Técnica Integral en el Mantenimiento, Reparación Electromecánica de Motores y Generadores Eléctricos, Transformadores de Distribución, Potencia y Medición, Subestaciones de Distribución, Tableros de Control. Así como también asesoría técnica en el campo eléctrico en general en Plantas Industriales, logrando establecer una presencia importante y reconocida en el mercado de las reparaciones en los diferentes sectores productivos (Minero, Textil, Manufacturero, Cementero, Petróleo, pesquero, etc.).

Los talleres ubicados en Lima (principal) y Arequipa (Sucursal), cuentan con personal altamente calificado y una adecuada infraestructura para ofrecer el mejor servicio.

Actualmente es representante internacional de asistencia técnica de las siguientes firmas.

**SIEMENS (Alemania)**, Taller autorizado para realizar servicios de evaluación, reparación y mantenimiento de motores y generadores de baja y media tensión.

**TOSHIBA**, Taller autorizado para realizar servicios de evaluación, reparación y mantenimiento de motores y generadores de baja y media tensión.

**WEG MOTORES (Brasil)**, Asistencia autorizada para motores y generadores de baja y media tensión.

**SKF DEL PERÚ**, taller certificado para reparación de motores eléctricos.

**TECO WESTINGHOUSE**, Taller autorizado para realizar servicios de reparación y mantenimiento de motores eléctricos

### 1.2.1 PROCESO PRODUCTIVO

El proceso productivo de la empresa, está dividido en 3 áreas de servicio:

#### 1.2.1.1 TRANSFORMADORES

Asistencia técnica en mantenimiento y reparación de transformadores de distribución, de medición, rectificadores, de control, de regulación y autotransformadores.

### **1.2.1.2 SERVICIOS EXTERNOS**

Evaluación de las condiciones de funcionamiento de los motores (nivel de tensión, grado de desbalance, determinación de torque y velocidad), montaje y desmontaje de motores, con alineamiento laser.

### **1.2.1.3 MOTORES ELECTRICOS**

Asistencia técnica en la reparación y mantenimiento de motores de corriente continua, de velocidad variable, corriente alterna de baja y media tensión, con rotor bobinado, motores de bomba sumergibles, etc.

## CAPITULO II

### 2 MARCO TEORICO

#### 2.1 MANTENIMIENTO PREDICTIVO

##### 2.1.1 INTRODUCCION

*El Mantenimiento*<sup>1</sup>, dentro de la industria, ha sufrido una evolución importante empujada en gran medida por el desarrollo tecnológico de los equipos de control y medida. En esta parte del capítulo, se resume la evolución histórica del mantenimiento y se realiza a continuación una presentación del mantenimiento predictivo, estableciendo unos criterios básicos para su implementación.

##### 2.1.1.1 EVOLUCION HISTORICA DEL MANTENIMIENTO

En un principio el mantenimiento quedaba relegado a intervenciones como consecuencia de las averías, con los consiguientes costos de reparación (mano de obra, piezas de repuestos, etc.) así como los costos derivados de las paradas de producción, esta etapa, se conoce como *Mantenimiento Correctivo*.

Las necesidades de reducción de los costos derivados de las bajas disponibilidades de las máquinas y de las consiguientes paradas de producción, llevaron a los técnicos de mantenimiento a programar revisiones periódicas con el objeto de mantener las máquinas en el mejor estado posible y reducir así su probabilidad de fallo. Esta técnica conocida como *Mantenimiento Preventivo*, presenta un grado de incertidumbre asociado al costo adicional que genera, considerando que, no está determinado, hasta que punto los periodos establecidos para las intervenciones de mantenimiento, están sobredimensionados, puesto que, se podrían reducir los periodos de intervención sin consecuencias nefastas para las máquinas. Abarantado de esta manera el costo de mantenimiento.

Como consecuencia de la incertidumbre que presenta el mantenimiento preventivo y con el apoyo del desarrollo tecnológico, se desarrolló un nuevo concepto de

---

<sup>1</sup> Power MI – Manual análisis de vibraciones

mantenimiento basado en la condición o el estado de la máquina. Este tipo de intervención, se conoce como *Mantenimiento Predictivo*, y viene a suponer toda una revolución, dada su filosofía de anticipación a la avería por medio del conocimiento de, como se comporta la máquina y como debería de hacerlo, conociendo de este modo, previamente que elemento puede fallar y cuando. Este hecho permite decidir en que momento de la producción, se puede programar una intervención sin afectar el proceso productivo, con las consiguientes optimizaciones en costos de producción, mano de obra y repuestos. Se evitan de este modo grandes y costosas averías agilizando de este modo las intervenciones.

Como complemento al mantenimiento predictivo, se ha desarrollado el *Mantenimiento Proactivo*. Este concepto, engloba todos los tipos de mantenimiento detallados anteriormente, elevándolos a otra dimensión; el Análisis de Causa Raíz. El mantenimiento Predictivo, puede determinar si algún componente de la máquina puede fallar, pero no estudia la causa raíz del fallo. El mantenimiento predictivo, no responde a la causa por la cual un rodamiento falla repetidamente, aunque si nos indique cuando puede fallar. Para cubrir esta incertidumbre, el mantenimiento proactivo ó también conocido como *Mantenimiento Centrado en Confiabilidad* analiza la causa raíz de la repetibilidad de la avería, resolviendo aspectos técnicos de las mismas. “Es posible que aquel rodamiento cuya vida útil de trabajo es excesivamente corta, este insuficientemente dimensionado o simplemente que no sea el tipo de rodamiento adecuado para la aplicación que se le esta dando”.

#### **2.1.1.2 VENTAJAS DEL MANTENIMIENTO PREDICTIVO**

Las actuaciones de mantenimiento predictivo, pasan por unos inconvenientes iniciales de elevados costos de inversión en tecnología y formación, con una rentabilidad de la misma a mediano y largo plazo. Pero las ventajas son evidentes:

- Se tiene el conocimiento del estado de la máquina en todo momento
- Se puede identificar y eliminar la gran mayoría de las averías.
- Únicamente se paraliza o se interviene en la máquina, cuando realmente es necesario.

- Se conoce el daño de los componentes desde una fase inicial del deterioro, permitiendo programar su sustitución en el momento mas conveniente.
- Al intervenir en la máquina se conoce el problema, acortando el tiempo de la reparación.
- Se pueden identificar fallos ocultos, así como, la causa raíz de fallos crónicos.
- Se reduce el número de piezas de recambio en el almacén (reducción de stock de repuestos), adquiriéndose la pieza de recambio cuando se detecta el problema en una fase inicial.

## **2.1.2 IMPLEMENTACION DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO**

En el Mantenimiento Predictivo o por condición, se evalúa el estado de los componentes mecánicos o eléctricos mediante técnicas de seguimiento y análisis, permitiéndonos programar las operaciones de mantenimiento “solamente cuando son necesarias”.

Consiste esencialmente en el estudio de ciertas variables o parámetros relacionados con el estado de la condición del equipo que mantenemos, como por ejemplo la vibración, la temperatura, aceites, aislamientos, etc. El estudio de estos parámetros nos suministra información del estado de sus componentes y, algo también muy importante, del modo en que está funcionando dicho equipo, permitiéndonos no solo detectar problemas de componentes sino también de diseño y de instalación.

La base del mantenimiento predictivo, radica en la monitorización de los equipos, ya que debemos evaluar los parámetros antes comentados con la instalación en funcionamiento normal. No es, por tanto, necesario hacer una parada para poder evaluar la condición de los mismos, conocemos el estado de nuestras máquinas mientras están trabajando.

### **2.1.2.1 ESTRATEGIA DE IMPLANTACION DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO**

Para lograr una implantación exitosa de un sistema de mantenimiento predictivo es necesario seguir una estrategia. El fracaso lo tendremos asegurado si pretendemos hacer una implantación del mismo en todos nuestros equipos y más aún cuando se quiere implantar varias tecnologías simultáneamente.

Si además no se cuenta con un sistema de gestión de información adecuado que permita tratar los datos correctamente, solo se conseguirá desperdiciar una importante inversión económica y lo que es peor se perderán los beneficios de una buena implantación con una alta rentabilidad económica. Además se perderá la confianza en una de las tecnologías que hoy en día resulta de uso habitual.

Para la implantación de un sistema de mantenimiento predictivo exitoso, tendremos en consideración los siguientes pasos:

- En primer lugar, es necesario hacer una selección de los equipos que se van a monitorear y, que vendrán condicionados por una serie de factores entre los que se encuentran la criticidad o importancia del equipo, la accesibilidad del mismo y la información técnica que se pueda disponer de él.
- Nos centraremos en un pequeño número de ellos, analizando que técnica de mantenimiento predictivo, es factible de aplicar en un primer momento.
- Se realizará un programa piloto con un pequeño grupo seleccionado, localizando defectos, analizando las causas y retroalimentando el sistema.
- La aplicación de un software de soporte, pueden reducir en gran medida el tiempo y el esfuerzo asociados a la creación de informes, proporcionando la información instantáneamente, priorizada y resumida.
- La integración de todo el conjunto de datos disponibles de mantenimiento predictivo en una única base de datos mejora en gran medida las capacidades de diagnóstico.
- Una vez se haya obtenido una valoración positiva de la experiencia piloto, se pasará a realizar una extensión de la aplicación a un mayor número de equipos y así sucesivamente hasta conseguir una implantación total con la integración de distintas tecnologías y una gestión adecuada de los datos obtenidos.
- Si el proceso se realiza de forma progresiva y sin prisas, los resultados económicos no tardarán en ser evidentes y en muchas ocasiones sorprendentes.

### 2.1.3 TIPOS DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Son muchas y muy variadas las tecnologías que se pueden aplicar en el campo del mantenimiento predictivo, los parámetros a controlar y las técnicas empleadas para el seguimiento y evaluación del estado de maquinaria y equipos por mantenimiento predictivo, es muy amplio, debido a su enorme extensión en la industria.

A continuación, describiremos las técnicas de mantenimiento predictivo mas utilizadas.

#### 2.1.3.1 ANALISIS DE VIBRACIONES

La vibración, es uno de los indicativos mas claros del estado de la máquina. Bajos niveles de vibración indican que el equipo se encuentra en buen estado y, cuando estos niveles se elevan, esta claro que algo, comienza a ir mal.

El *análisis vibracional espectral*<sup>2</sup> es la herramienta principal del mantenimiento predictivo.

Esta herramienta, se basa en que las máquinas tienen un nivel normal de vibración, como resultado de estar dentro de las tolerancias de las especificaciones de fabricación, montaje y operación de los equipos.

Si algún parámetro, esta fuera de la especificación, entonces es una falla que causara el incremento del nivel vibracional, esta falla puede estar identificada por su comportamiento dinamico (amplitud, frecuencia y angulo de fase), por ejemplo, un engranaje de dientes rectos excéntrico, produce vibraciones de las siguientes características; alta vibración en el sentido radial en la línea que une los centros de los engranajes, a las siguientes frecuencias:

- velocidad de giro del engranaje excéntrico (1x RPM)
- Número de dientes x RPM del engranaje excéntrico.

Los impactos mecánicos repetitivos, generan picos de energía que excitan las frecuencias naturales de los elementos que son golpeados, los impactos son a baja

---

<sup>2</sup> Ciro Martinez – Análisis vibracional en equipos rotativos – ASME Internacional

frecuencia y las frecuencias naturales son por lo general a muy alta frecuencia y se producen con la fricción entre dos superficies.

El mantenimiento predictivo de una máquina, depende de los niveles máximos tolerables de vibración espectral o de señales de muy alta frecuencia, establecidos sobre la base de los estándares internacionales de máquinas similares ó que son calculados en forma estadística en base a los valores históricos tomados en dicha planta, un grafico de tendencia del nivel de vibración en valor global o bien, es una excelente herramienta para la supervisión de equipos.

Es importante la definición de los niveles de alerta y de alarma en los equipos a intervenir con esta tecnología para optimizar el análisis.

### **2.1.3.2 ANALISIS DE ACEITE<sup>3</sup>**

El análisis de aceite en instalaciones industriales, tiene dos objetivos claros: conocer el estado del aceite y conocer el estado de la máquina.

El estado de la máquina se determina estableciendo el grado de contaminación del aceite debido a la presencia de partículas de desgaste o sustancias ajenas a este, mediante la aplicación de técnicas de ferrografía y análisis de contenido de partículas, que nos aportan valiosa información con respecto a los componentes de las máquinas que se bañan con el aceite lubricante.

El estado del aceite se determina comprobando la degradación que ha sufrido, es decir, la pérdida de la capacidad de lubricar, rigidez dieléctrica, etc. causada por una variación de sus propiedades físicas y químicas, sobre todo, la de sus aditivos.

La contaminación del aceite se puede determinar cuantificando en una muestra, el contenido de partículas metálicas, agua, materias carbonosas y partículas insolubles.

La degradación se puede evaluar midiendo la viscosidad, la acidez y la rigidez dieléctrica.

---

<sup>3</sup> Power MI – Manual análisis de vibraciones



### **2.1.3.3 TERMOGRAFIA**

La termografía infrarroja, se podría definir brevemente como una técnica que permite, a través de la radiación infrarroja, la medida superficial de su temperatura. Consiste en obtener una imagen a partir de radiación infrarroja invisible al ojo humano, emitida por objetos, dependiendo de su temperatura superficial.

Para este tipo de análisis se utiliza una cámara termográfica, que produce una imagen con colores que refleja la distribución de temperaturas.

En general, un fallo electromecánico, antes de producirse, se manifiesta generando e intercambiando calor. Este calor se traduce habitualmente en una elevación de temperatura que puede ser súbita, sin embargo, por lo general y dependiendo del objeto, la temperatura comienza a manifestar, pequeñas variaciones.

La inspección termografica en sistemas eléctricos, tiene como objetivo detectar componentes defectuosos basándose en la elevación de la temperatura como consecuencia de un aumento anormal de su resistencia óhmica. Entre las causas que originan estos defectos, pueden mencionarse: Conexiones con apriete insuficiente, conexiones afectadas por corrosión, suciedad en conexiones o en contactos, degradación de los materiales aislantes.

#### **2.1.3.3.1 VENTAJAS DE LA TERMOGRAFIA**

La principal ventaja de la termografía, es que es una técnica de medición sin contacto, por lo que no afecta en modo alguno al funcionamiento de los activos inspeccionados. Esta cualidad, la hace especialmente interesante en el control y mantenimiento de elementos bajo tensión. Adicionalmente, son de considerar las siguientes ventajas:

- Se tiene un registro de la distribución de temperaturas.
- Permite analizar grandes áreas en tiempos reducidos.
- Se constituye como un sistema portátil y autónomo.
- Tiene un amplio grado de sensibilidad, lo que permite, tomar medidas a distancia.

- Permite identificar de forma rápida y segura los puntos calientes asociados a fallas tales como; cortocircuitos, conectores defectuosos.
- Perdidas de calor o frio por defecto del aislamiento térmico o refractario, etc.

#### **2.1.3.4 MONITOREO DE CORRIENTES EN MOTORES ELECTRICOS**

La mayoría de fabricantes de colectores FFT (Transformada Rápida de Fourier), suministran los equipos, con un software experto para el diagnostico de fallas por corrientes en motores de inducción, la corriente de las fases, es medida por un transformador de corriente, en el circuito secundario o en las fases principales, la medida de la corriente es transformada, utilizando la transformada rápida de Fourier, con el fin de detectar los distintos tipos de fallas en función del estudio del espectro de frecuencia de la señal mostrada. El software experto analiza el espectro de la corriente y emite un diagnostico.

Las fallas en los motores eléctricos que podrían ser definidas con este método, son barras rotas del rotor, excentricidad estatica y dinámica, fallas electromecánicas tales como defectos en la fabricación y de la fundición.

## **2.2 VIBRACION.**

### **2.2.1 CONCEPTO**

En términos simples, una vibración es un movimiento ondulatorio de pequeña amplitud. Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasman cada una de sus características. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra información relativa a cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina, se compone de la suma de las vibraciones de cada uno de sus componentes.

Las vibraciones<sup>4</sup> que ocurren en la maquinaria rotatoria y en las estructuras circundantes, son el resultado de defectos mecánicos de la maquinaria o de causas

---

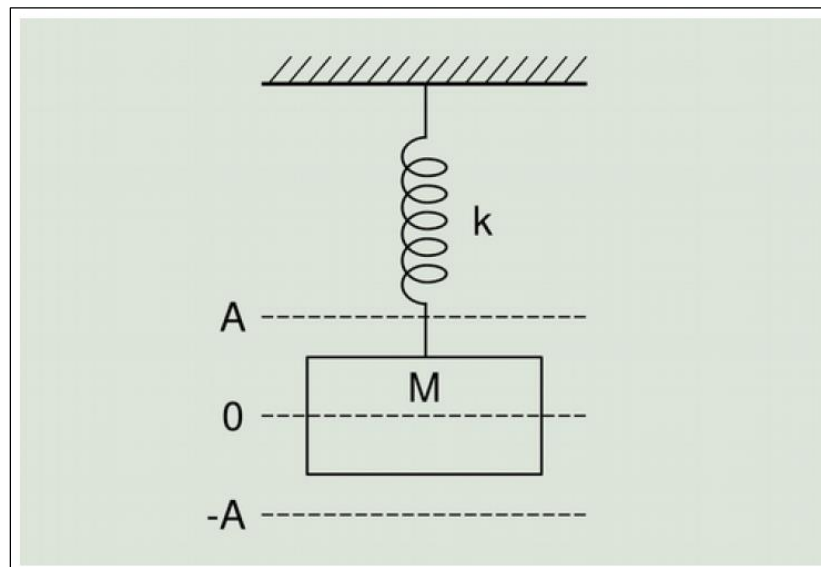
<sup>4</sup> D.L. Bernhard – Manual de mantenimiento industrial

inherentes a la forma en la que dicha maquinaria opera, pero también pueden proceder estas vibraciones de una fuente exterior.

### 2.2.2 VIBRACION SIMPLE

La base principal de las vibraciones en el dominio del tiempo son las ondas sinusoidales. Estas son las más simples y son la representación de las oscilaciones puras.

Una oscilación pura, puede representarse físicamente con el siguiente experimento: consideremos una masa suspendida por un muelle, como en la **Figura 1**, si esta masa es soltada desde una distancia  $A$ , en condiciones ideales, se efectuará un *Movimiento Armonico Simple* que tendrá una amplitud  $A$ .



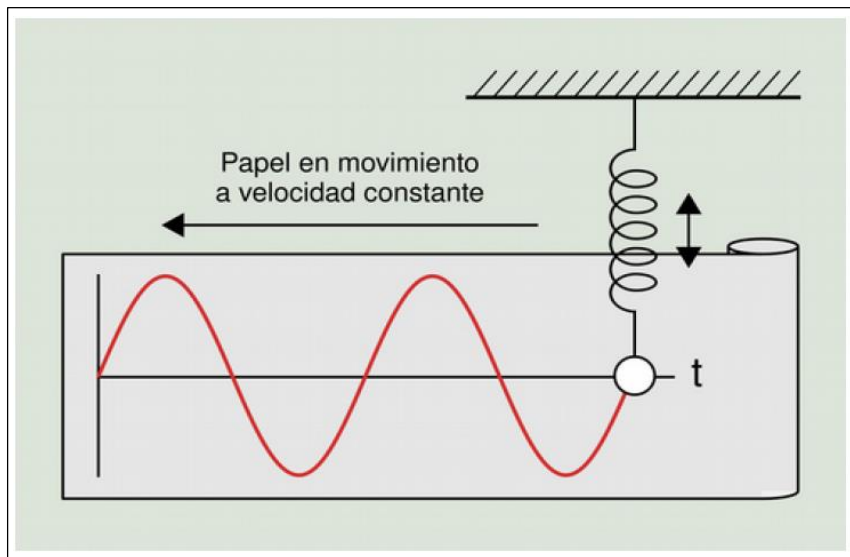
*Figura 1 - Masa suspendida de un muelle*

Ahora, si a la masa vibrante le añadimos un lápiz, y una hoja de papel en su parte posterior, de manera que pueda marcar su posición si desplazamos el papel con velocidad constante hacia el lado izquierdo se dibujará una onda como la representada en la **Figura 2**.

Si no hubiera fricción<sup>5</sup> en el sistema, la oscilación continuaría en la misma proporción y en la misma *Amplitud*, para siempre.

---

<sup>5</sup> Glen White – Introducción al análisis de las vibraciones



**Figura 2 - Movimiento armónico simple**

Este movimiento armónico sencillo idealizado, casi nunca se encuentra en sistemas mecánicos reales. Cualquier sistema real tiene fricción y eso hace que la amplitud de la vibración disminuya gradualmente ya que la energía se convierte en calor.

### 2.2.2.1 ECUACIONES DE MOVIMIENTO

Si se anota la posición o el desplazamiento de un objeto que está sometido a un movimiento armónico simple, contra el tiempo en una gráfica, como se muestra en la **Figura 2**, la curva resultante será una onda seno o senoidal la cual se describe en la siguiente ecuación:

$$d = D \operatorname{sen}(\omega t)$$

Donde:

$d$  = Desplazamiento instantáneo.

$D$  = Desplazamiento máximo o pico.

$\omega$  = *Velocidad angular*

$t$  = Tiempo

Esta es la misma curva que la de una función senoidal trigonométrica, y se puede considerar como la más sencilla y básica de todas las formas repetitivas de onda. La

función senoidal matemática, se deriva de las longitudes relativas de los lados de un triángulo rectangular y la onda senoidal es una anotación del valor de la función senoidal contra el ángulo. En el caso de la vibración, la onda senoidal se anota como una función de tiempo, pero a veces, se considera que un ciclo de la onda es igual a  $360^\circ$  grados de ángulo.

La velocidad del movimiento que describimos, es igual a la proporción del cambio del desplazamiento, o en otras palabras a que tan rápido se cambia su posición, la razón de cambio de una cantidad respecto a otra se describe con la siguiente derivada:

$$v = \frac{dd}{dt} = \omega D \cos(\omega t)$$

Donde  $v$  = velocidad instantánea.

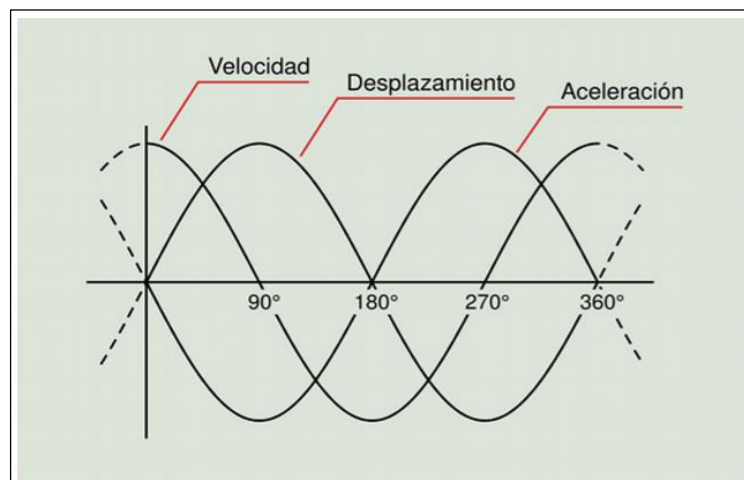
Aquí se puede apreciar que la forma de la función de velocidad también es senoidal, pero ya que esta descrita por el coseno, esta desplazada a  $90^\circ$ .

La aceleración del movimiento esta definida como la proporción de cambio de velocidad, o que tan rápido la velocidad esta cambiando en cualquier momento

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2d}{dt^2} = -\omega^2 D \sin(\omega t)$$

Donde  $a$  = aceleración instantánea.

Se puede notar que la función de aceleración, fue desplazada por  $90^\circ$  adicionales como lo indica el signo negativo. En la **Figura 3**, podemos observar gráficamente el desfase.



**Figura 3 - Desfase entre desplazamiento, velocidad y aceleración**

Si analizamos estas ecuaciones, podemos decir que,

- La velocidad es proporcional al desplazamiento por la frecuencia.
- La aceleración es proporcional al cuadrado de la frecuencia por el desplazamiento
- Con un gran desplazamiento y a una alta frecuencia, resultan velocidades muy altas y se requieren niveles de aceleración extremadamente altos. En la practica, las altas frecuencias no se pueden asociar con altos niveles de desplazamiento.

Ejemplo:

Supongamos que un objeto vibrando está sometido a un desplazamiento de 2,5 mm a 100 Hz.

La velocidad es igual a desplazamiento por frecuencia =  $2,5 \times 100 = 250\text{mm/s}$ .

La aceleración es igual al desplazamiento por el cuadrado de la frecuencia,  $a = 2,5 \times (100)^2 = 25000 \text{ mm} / \text{s}^2$

Un G de aceleración, es igual a  $9.8 \text{ m/s}$ , en consecuencia, la aceleración será: 2,55G

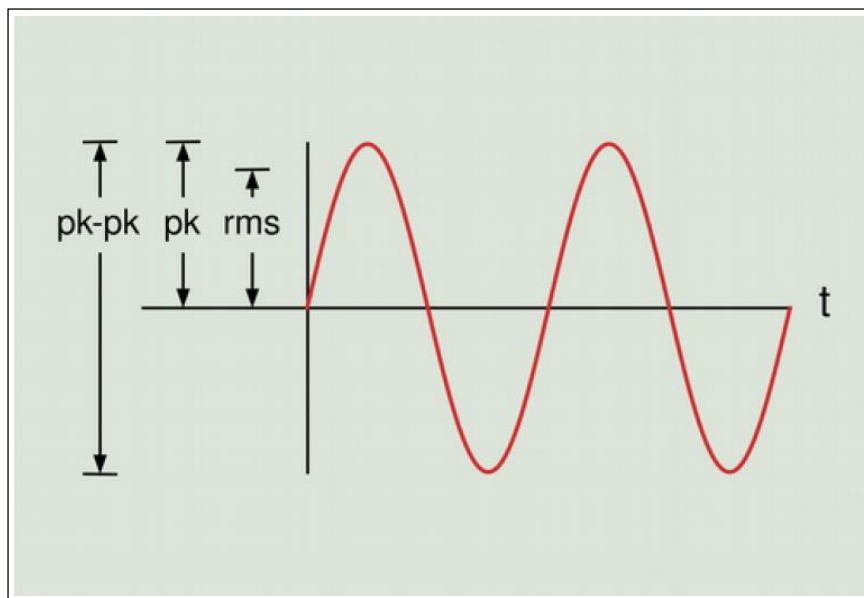
Si se eleva el valor de la frecuencia a 1000 Hz, el valor de la aceleración será de 255G, con lo cual podemos ver que, en la practica, las altas frecuencias no se pueden asociar con altos niveles de desplazamiento.

## 2.2.2.1 PARAMETROS DE VIBRACION

### 2.2.2.1.1 AMPLITUD

La amplitud, desde el punto de vista de las vibraciones es cuanto movimiento puede tener una masa desde una posición neutral. Es la indicación de la vibración, y la indicativa de la severidad de la misma.

Existen diversas formas de medir la amplitud de una onda como se puede ver en la **Figura 4.**



**Figura 4 - Medidas de la amplitud en una onda**

Las definiciones siguientes son de aplicación a la medición de la *amplitud* de las vibraciones mecánicas:

*Amplitud Pico*<sup>6</sup> (pk), es la distancia máxima de la onda desde el punto cero o desde el punto de equilibrio.

*Amplitud Pico a Pico* (pk – pk), es la distancia de una cresta negativa hasta una cresta positiva. En el caso de una onda senoidal el valor pico a pico es exactamente dos veces el valor pico, ya que la forma de la onda es simétrica. Pero eso no es necesariamente el caso con todas las formas de ondas de vibración.

*Amplitud de Raíz media cuadrática* (RMS). Es la raíz cuadrada del promedio de los cuadrados de los valores de onda. En el caso de una onda sinusoidal el valor de RMS, es 0.707 del valor pico, pero esto es solo válido en el caso de una onda sinusoidal. El valor de RMS, se utiliza para medir la energía de la forma de la onda.

### 2.2.2.1.2 FRECUENCIA

El tiempo que tarda la masa en ir y volver al punto A, es siempre constante. Este tiempo recibe el nombre de periodo de oscilación (medido generalmente en segundos

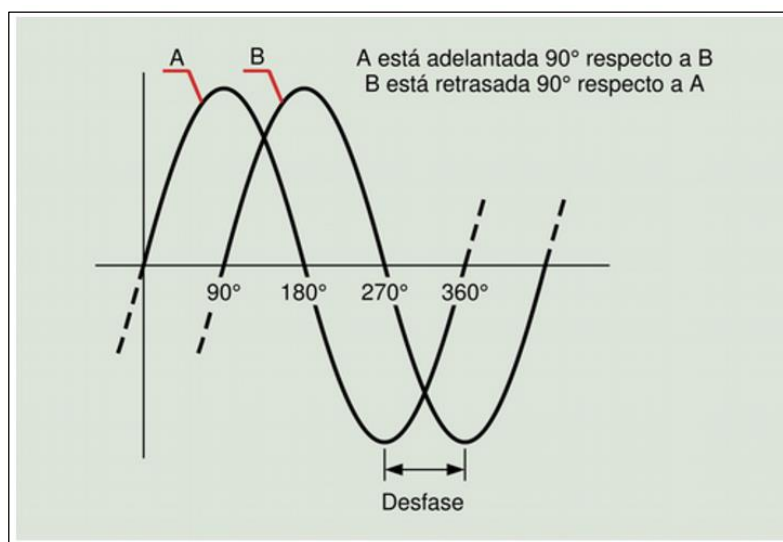
<sup>6</sup> Glen White – Introducción al análisis de las vibraciones

o milisegundos) y significa que el resorte, completo un ciclo de ida y vuelta, o de un cruce de nivel cero hasta el siguiente cruce de nivel cero en la misma dirección.

El recíproco del periodo, es la frecuencia (es decir  $F = 1/P$ ), que se define como el número de ciclos que ocurren en un segundo y, cuya unidad de medida es el Hertz (Hz) o CPM (ciclos por minuto).

### 2.2.2.1.3 FASE

Es una medida de la diferencia de tiempo entre dos ondas sinusoidales. Aunque la fase es una diferencia de tiempo, siempre se mide en términos de ángulo en grados o radianes. Eso es una normalización del tiempo que toma como referencia un ciclo completo de la onda sin considerar su verdadero periodo de tiempo. La diferencia en fase entre dos formas de la onda sin considerar su verdadero periodo de tiempo se llama desfase o desplazamiento de fase. Un desplazamiento de fase de 360 grados es un retraso de ciclo o un periodo completo de la onda, lo que realmente no es ningún desplazamiento. Un desplazamiento de 90 grados es un desplazamiento de  $\frac{1}{4}$  del periodo de una onda, etc. El desplazamiento de fase puede ser considerado positivo o negativo; eso quiere decir que, una forma de onda puede estar retrasada respecto a otra ó puede estar adelantada respecto a otra. Esos fenómenos se llaman retraso de fase y avance de fase respectivamente. En el ejemplo de la **Figura 5**, la curva A, se encuentra desplazada 90 grados con respecto a la curva B. Eso es un retraso de tiempo de  $\frac{1}{4}$  del periodo de onda. También se podría decir que la curva A tiene un avance de 90 grados.



*Figura 5 - Desfase entre dos señales sinusoidales*

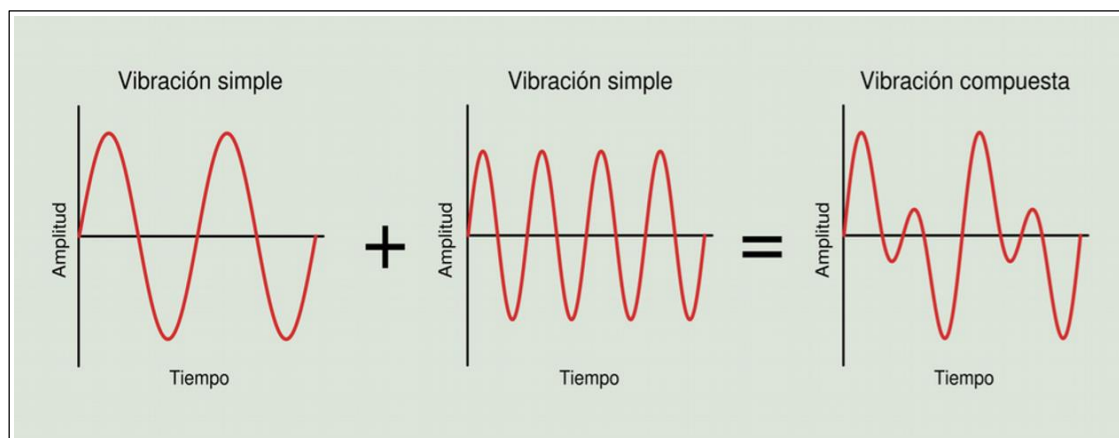


### 2.2.3 VIBRACION COMPUESTA

Una vibración compuesta<sup>7</sup> es la suma de vibraciones simples. La vibración de una máquina es una vibración compuesta de una serie de vibraciones simples asociadas a sus componentes internos en movimiento. Teniendo en cuenta esto, se deduce que, en general la forma de onda de vibración de una máquina no es una señal sinusoidal, sino que puede llegar a ser muy compleja.

Como se puede ver en la **Figura 6**, dos señales de vibración de diferente frecuencia se suman formando una vibración compuesta. Incluso en casos tan sencillos como este, no resulta fácil obtener las frecuencias y amplitudes de los dos componentes a partir de la forma de onda resultante. La gran mayoría de las señales de vibración son mucho más complejas que esta y pueden llegar a ser extremadamente difíciles de interpretar.

La situación normal en maquinaria rotativa, es que no resulte nada fácil obtener información referente al funcionamiento interno de la máquina a través de la forma de onda, aunque en ciertos casos, el análisis de la forma de onda puede resultar de mucha utilidad, tal y como se describirá más adelante.



*Figura 6 - Suma de vibraciones simples en el dominio del tiempo*

### 2.2.4 OTROS TIPOS DE VIBRACION

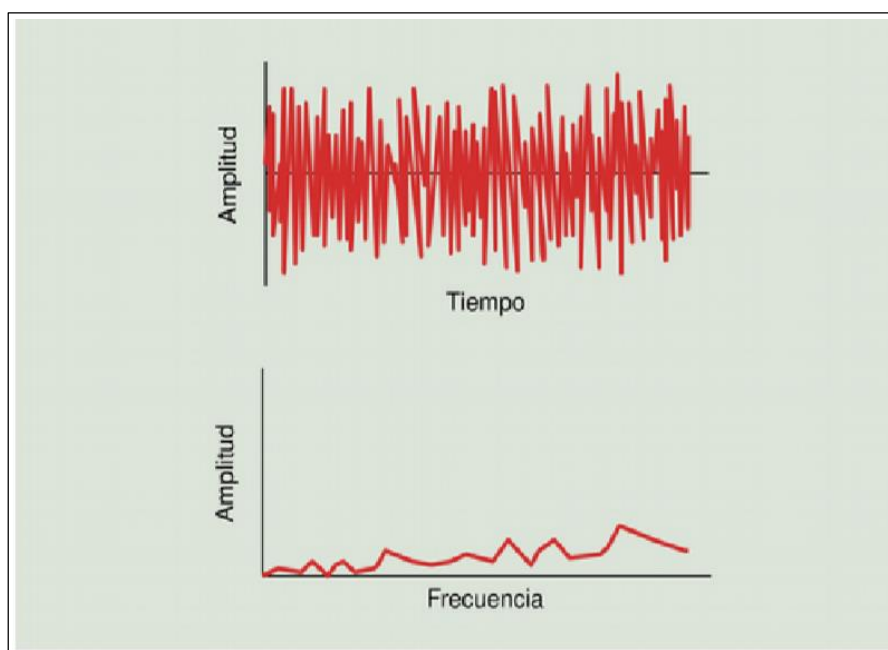
Además de las vibraciones simples, también existen otros tipos de vibración como son; la vibración aleatoria, los golpeteos intermitentes y la modulación.

---

<sup>7</sup> Power MI – Manual análisis de vibraciones

### 2.2.4.1 VIBRACION ALEATORIA

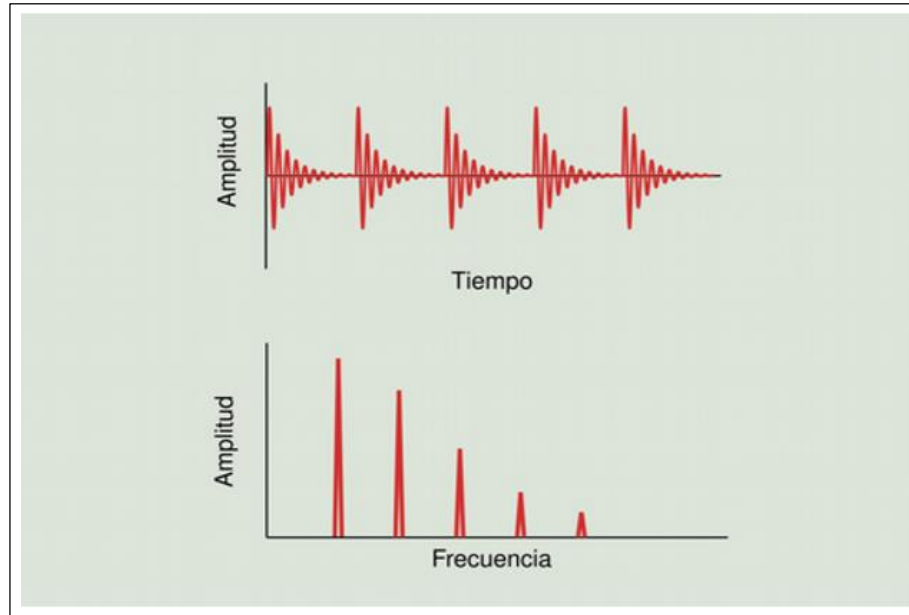
La vibración aleatoria, no cumple con patrones concretos que se repiten constantemente o es prácticamente imposible detectar donde comienza un ciclo y donde termina. Estas vibraciones, están asociadas generalmente a turbulencia en sopladores y bombas, a problemas de lubricación y contacto metal-metal en elementos rodantes o cavitación en bombas (ver **Figura 7**), Este tipo de patrones es mejor interpretarlos en el espectro de frecuencia y no en la onda de tiempo.



*Figura 7 - Vibración Aleatoria*

### 2.2.4.2 VIBRACION CAUSADA POR GOLPETEOS INTERMITENTES

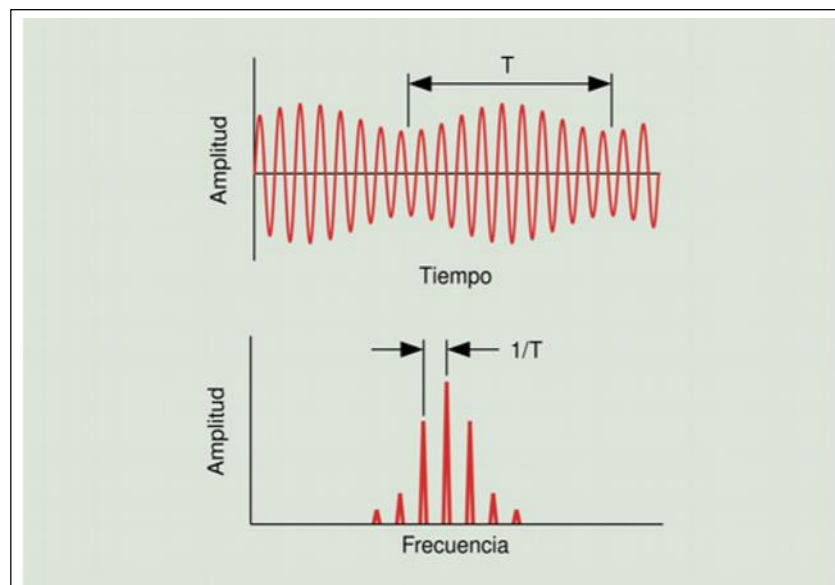
Los golpeteos intermitentes, están asociados a golpes continuos que crean una señal repetitiva. Estos se encuentran mas comúnmente en engranajes, rodamientos, en el paso de las aspas de un impulsor o ventilador, etc. Este tipo de señales tiende a morir debido a la amortiguación del medio. En la **Figura 8**, se muestra claramente este fenómeno.



*Figura 8 - Golpeteos intermitentes*

### 2.2.4.3 MODULACION DE LA AMPLITUD (AM)

Es la variación en la amplitud de una señal, debido a la influencia de otra señal, generalmente, de frecuencia mas baja. La frecuencia que se esta modulando, se denomina frecuencia portadora. En el espectro mostrado en la **Figura 9**, la componente mas importante es la portadora y, las otras componentes que parecen armónicos, se llaman bandas laterales. Dichas bandas laterales se ubican simétricamente a cada lado de la portadora, y su distancia es igual a la frecuencia moduladora.



*Figura 9 - Modulación de amplitud*

## **2.3 MONITOREO DE LA CONDICION BASADO EN VIBRACIONES**

### **2.3.1 INTRODUCCION**

La Vibración de la maquinaria es el movimiento de vaivén de los componentes mecánicos de una máquina a medida que reaccionan a las fuerzas internas o externas. Las fuerzas internas son las producidas dentro de la máquina, tales como el balanceo o desalineación. Las fuerzas externas provienen de la maquinaria que la rodea a través del suelo, la tubería o incluso el aire.

Para el monitoreo de la condición basado en vibraciones, debemos considerar lo siguiente:

- Una estructura vibrará sólo si una fuerza es aplicada.
- Una vez que se quita la fuerza, la vibración se disipará por la fricción llegando a cero en la posición neutral.
- La amplitud de la vibración, o magnitud, es proporcional a la cantidad de fuerza aplicada - a más fuerza, mayor vibración.
- Ninguna máquina puede ser representada con precisión mediante un simple sistema de masa resorte. Una máquina se compone en realidad de millones de sistemas de masa-resorte, cada uno en interacción con el otro. Sin embargo, el principio básico de un sistema masa-resorte todavía se aplica.

### **2.3.2 PARAMETROS Y UNIDADES DE VIBRACION PARA DESCRIBIR MOVIMIENTO.**

Hay 3 formas de describir el movimiento;

- Desplazamiento.
- Velocidad
- Aceleración

### 2.3.2.1 DESPLAZAMIENTO

Es el cambio en la distancia o la posición de un objeto con respecto a un punto de referencia (en este caso, la posición neutra de la masa). La magnitud del desplazamiento se conoce como su *Amplitud*. Cuanto mayor sea la amplitud de las señales de vibración, mas grave será la vibración. La amplitud puede ser medida en mm (La unidad de longitud), aunque en la practica las vibraciones de maquinaria son mas habitualmente expresadas en unidades de micrómetros -  $\mu\text{m}$  (1 micra =1/1000 mm) o en milésimas.

### 2.3.2.2 VELOCIDAD

Es la tasa de variación del desplazamiento. La velocidad es un excelente indicador de problemas de vibración en cuanto a maquinaria de velocidad media (por ejemplo, el desbalanceo, desalineación, soltura mecánica, y las frecuencias de fallas en problemas avanzados de rodamientos). Es expresada en unidades de velocidad, tal como mm/seg o pulgadas/seg.

Cuando el desplazamiento alcanza su valor máximo, la velocidad vale cero, porque esa es la posición en la que la dirección del movimiento se invierte. Cuando el desplazamiento vale cero (en el punto de equilibrio), la velocidad estará en su valor máximo. Esto quiere decir que la fase de la onda de la velocidad se encontrara desplazada hacia la izquierda en 90 grados, comparada con la forma de la onda de desplazamiento. En otras palabras, la velocidad esta adelantada en 90 grados con respecto al desplazamiento.

### 2.3.2.3 ACELERACION<sup>8</sup>

Es la tasa de variación de la velocidad. La aceleración es una herramienta valiosa en el análisis de la maquinaria rotativa y es especialmente util en la detección temprana y avanzada de rodamientos desgastados y problemas en cajas reductoras o multiplicadoras de gran velocidad. La aceleración es generalmente citada en unidades “g”, donde 1g es la aceleración de un objeto que cae libremente bajo la gravedad de la

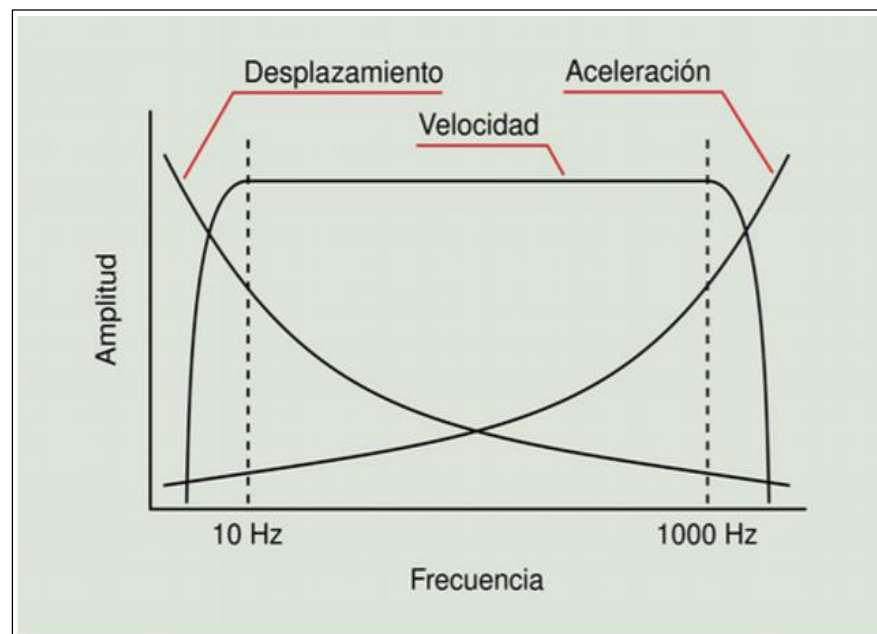
---

<sup>8</sup> SKF – ISO 18436 – Análisis de vibraciones categoría 1

tierra y  $1g = 9.81 \text{ m/seg}^2$  ( $\text{m/seg}^2$ , es la unidad estándar internacional para la aceleración, pero  $g$  es una unidad común para expresar la aceleración de la vibración).

Cuando la velocidad<sup>9</sup> alcanza su valor máximo, la aceleración vale cero ya que la velocidad no cambia en ese instante. Cuando la velocidad vale cero, la aceleración esta en su valor máximo en ese momento dado que es cuando mas rápido cambia la velocidad. La curva sinusoidal de la aceleración en función del tiempo se puede ver de esta manera como desplazada en fase hacia la izquierda respecto a la curva de velocidad y por eso la aceleración tiene un avance de 90 grados respecto a la velocidad y 180 grados respecto al desplazamiento.

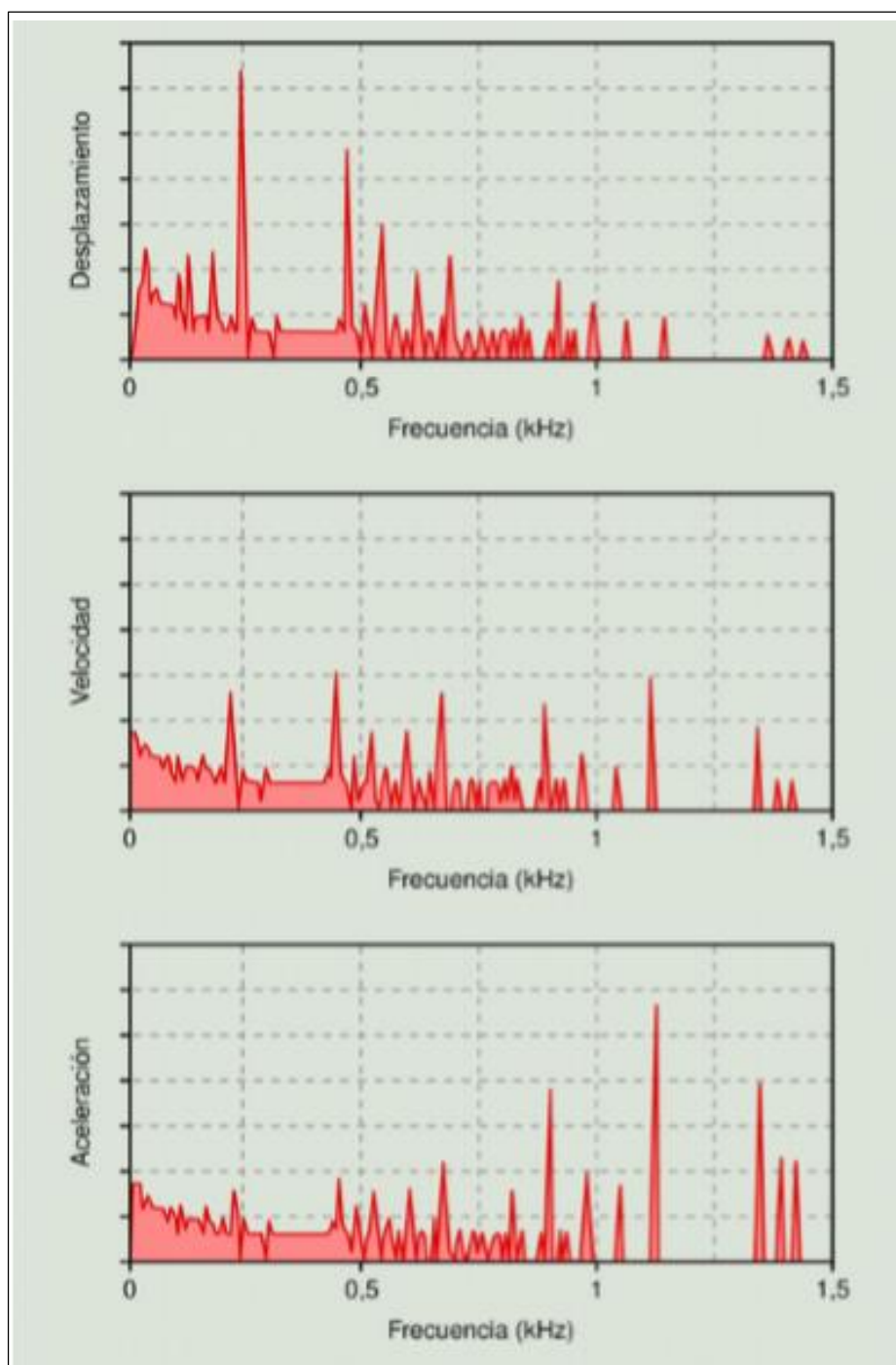
Las unidades de amplitud de vibración, empleadas para expresar cada medida, tienen gran influencia en la claridad con la cual se manifiestan los fenómenos vibratorios. Así, según se puede ver en la **figura 10**, el desplazamiento muestra sus mayores amplitudes en bajas frecuencias (típicamente por debajo de 10 Hz), la velocidad lo hace en un rango intermedio de frecuencias (entre 10 y 1000 Hz) y la aceleración se manifiesta mejor a altas frecuencias (por encima de los 1000 Hz).



**Figura 10 - Magnitud de interés en función de la frecuencia**

<sup>9</sup> Power MI – Manual análisis de Vibraciones

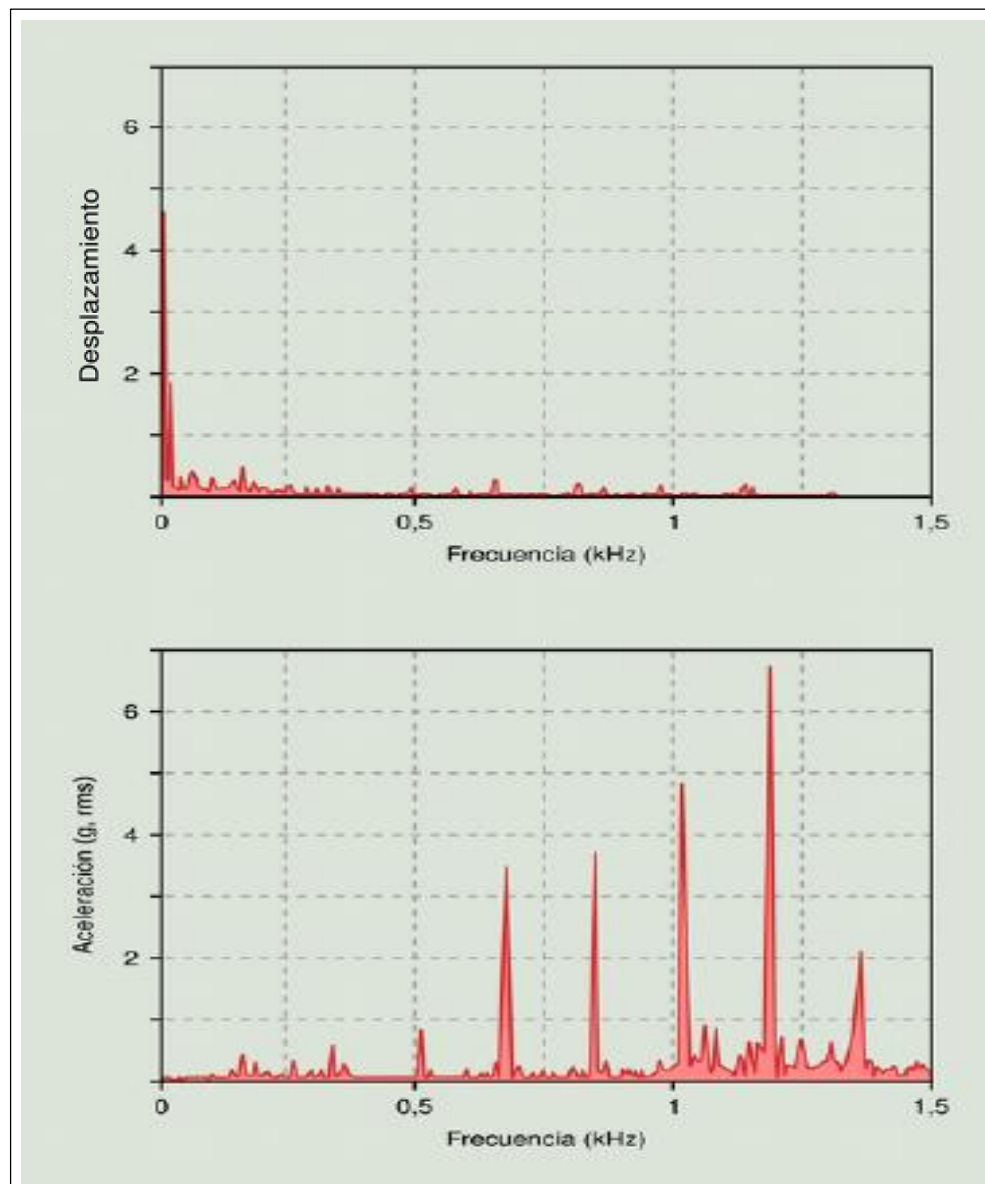
En la **Figura 11**, Se presenta un grafico con un ejemplo del comportamiento de las distintas unidades de *amplitud* en todo el rango de frecuencias. Los tres espectros proporcionan la misma información, pero su énfasis a cambiado. La curva de desplazamiento es mas difícil de leer en las frecuencias más altas. La curva de velocidad es la más uniforme en todo el rango de frecuencias.



*Figura 11 - Comportamiento espectral en cada magnitud de vibración*

Este es el comportamiento típico para la mayoría de las máquinas rotativas, pero, sin embargo, en algunos casos las curvas de desplazamiento y aceleración, serán las más uniformes. Es una buena idea seleccionar las unidades de tal manera que se obtenga la curva más plana. Eso proporciona la mayor cantidad de información visual al observador. El parámetro de vibración que se utiliza más comúnmente en trabajos de diagnóstico de maquinaria, es la *velocidad*.

A continuación, en la **Figura 12**, se ilustra lo indicado con un caso práctico, en donde se muestra un mismo espectro en unidades de desplazamiento y aceleración. Ambas gráficas corresponden al deterioro de un rodamiento. Podemos observar que, en el espectro en desplazamiento, no se observa el problema, mientras que en el espectro en aceleración se observa claramente la falla.



**Figura 12 - Deterioro de un rodamiento en desplazamiento y aceleración**



### 2.3.3 ESPECTRO DE VIBRACION.

Cuando se mide la vibración de una maquina<sup>10</sup>, se genera una información muy valiosa que es necesario analizar. El éxito de dicho análisis depende de la correcta interpretación que se les da a los espectros capturados con respecto a las condiciones de operación en que se encuentra la maquina.

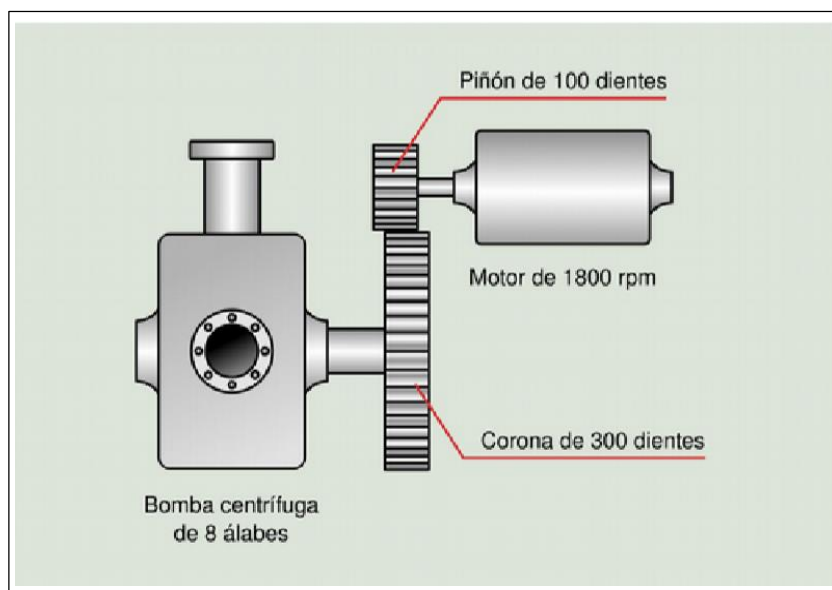
Consideremos a modo de ejemplo el sistema de la **Figura 13**. A partir de los datos disponibles podemos calcular las principales frecuencias de interés:

$$\text{Frecuencia de motor} = 1800 \text{ rpm} = 30 \text{ Hz.}$$

$$\text{Frecuencia de bomba} = 100 \text{ dientes} / 300 \text{ dientes} \times 1800 \text{ rpm} = 600 \text{ rpm} = 10 \text{ Hz.}$$

$$\begin{aligned} \text{Frecuencia de engranaje} &= 100 \text{ dientes} \times 1800 \text{ rpm} = 300 \text{ dientes} \times 600 \text{ rpm} = \\ &1\ 800\ 000 \text{ rpm} = 3000 \text{ Hz.} \end{aligned}$$

$$\text{Frecuencia de paso de alabe} = 8 \text{ álabes} \times 600 \text{ rpm} = 4800 \text{ rpm} = 80 \text{ Hz.}$$

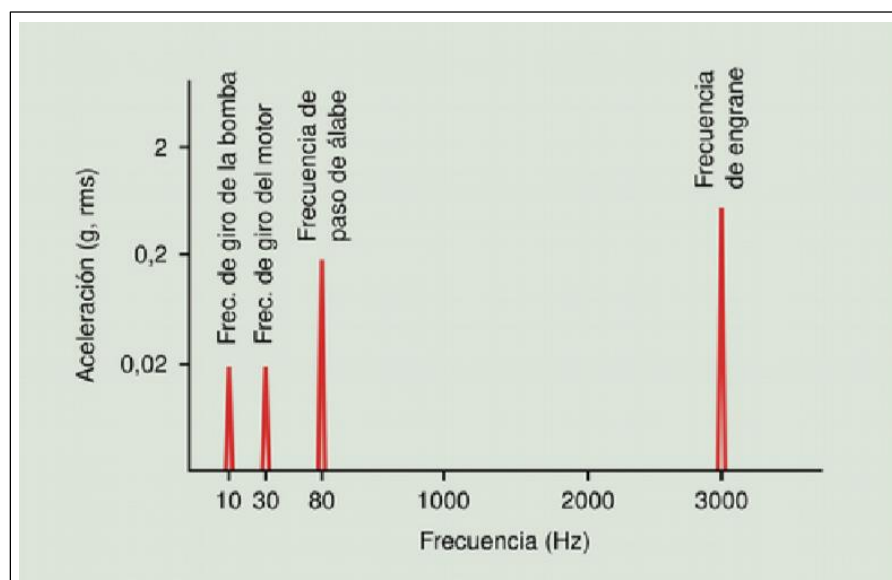


**Figura 13 - Ejemplo de sistema mecánico**

<sup>10</sup> Power MI – Manual análisis de vibraciones

En esta maquina, se tienen dos ejes (motor y bomba). En el caso del motor, el valor 1x es de 30 Hz, además probablemente encontremos un pico de frecuencia en el espectro del armonico 100x, que se corresponde con la frecuencia de engranaje entre piñon y corona. Para la bomba, el valor de 1x es de 10 Hz, y su principal armonico de interés es de 8x, que se corresponde con la frecuencia de paso de álabe. Obviamente, pueden aparecer otras frecuencias, como, por ejemplo, bandas laterales en la frecuencia de engranaje, frecuencias de cojinetes y armónicos de las frecuencias calculadas.

En el espectro de vibración de la **Figura 15**, aparece representada la firma de vibración de nuestro sistema mecanico de ejemplo.



**Figura 14 - Espectro de vibración del sistema mecánico ejemplo**

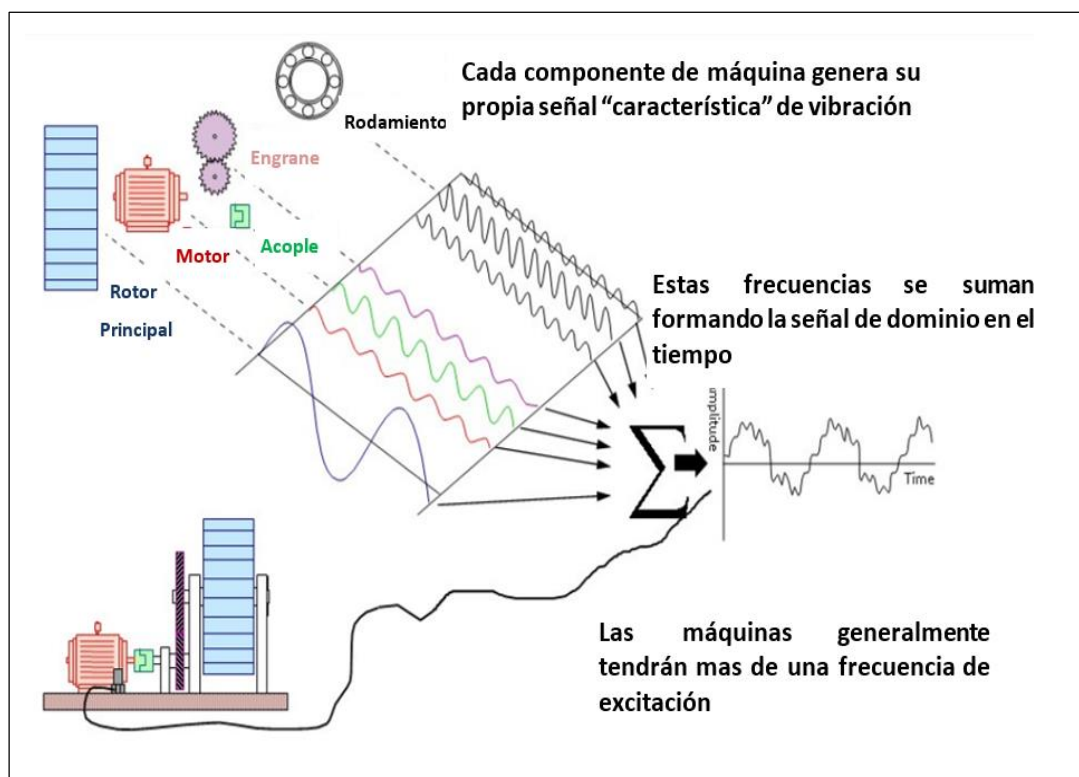
Una vez identificadas las frecuencias de interés, la siguiente cuestión es si el valor de su amplitud es aceptable o inaceptable. Un valor de vibración aceptable es aquel que no causa reducción en la vida de la maquina ni causa daños en los equipos cercanos. Existen cuatro formas de determinar cual es el nivel de vibración adecuado para una maquina dada. La mejor forma es mantener un registro de datos a lo largo del tiempo de los puntos críticos de la maquina, a partir de estos datos, se establecerán criterios de referencia de los niveles aceptables. Si existen varias maquinas idénticas en la planta se puede utilizar un segundo método. Si tres maquinas muestran un espectro similar y la cuarta maquina muestra niveles mucho mas altos trabajando en las mismas condiciones, es fácil suponer que maquina esta teniendo problemas. Otro método es recopilar datos de vibración y enviarlos al fabricante para que los evalúe. Hay que tener en cuenta que la vibración varia en función de las condiciones de

trabajo y del montaje de la maquina. El cuarto método es elegir un estándar en base a la experiencia de los otros y si es necesario adaptarlo en base a nuestra experiencia.

### 2.3.3.1 COMBINACION DE FUENTES DE VIBRACION

Incluso las máquinas mas simples producen una vibración a partir de una variedad de fuentes. Muchas de las fuentes están relacionadas con la velocidad de giro, pueden ser múltiplos o submúltiplos de esta velocidad. Y otras frecuencias no están ni siquiera relacionadas con la velocidad de giro. Cada fuente produce su propia frecuencia única o un patron de frecuencias. Se debe de identificar la máquina, las frecuencias (naturales y forzadas) y las fuentes. Una tercera parte del análisis de vibración es conocer las frecuencias y las fuentes de vibración y los otros dos tercios, es conocer la historia de la máquina.

Las frecuencias forzadas vienen de cada componente de máquina rotativa, cada componente de una linea de maquinas genera señales de vibración únicas. Cuando se mide vibraciones a una maquina, el sensor o transductor lee la combinación de todas las señales de vibración que están presentes en la máquina, la **Figura 15**, es una excelente demostración de como se combina una variedad de fuentes de vibración.

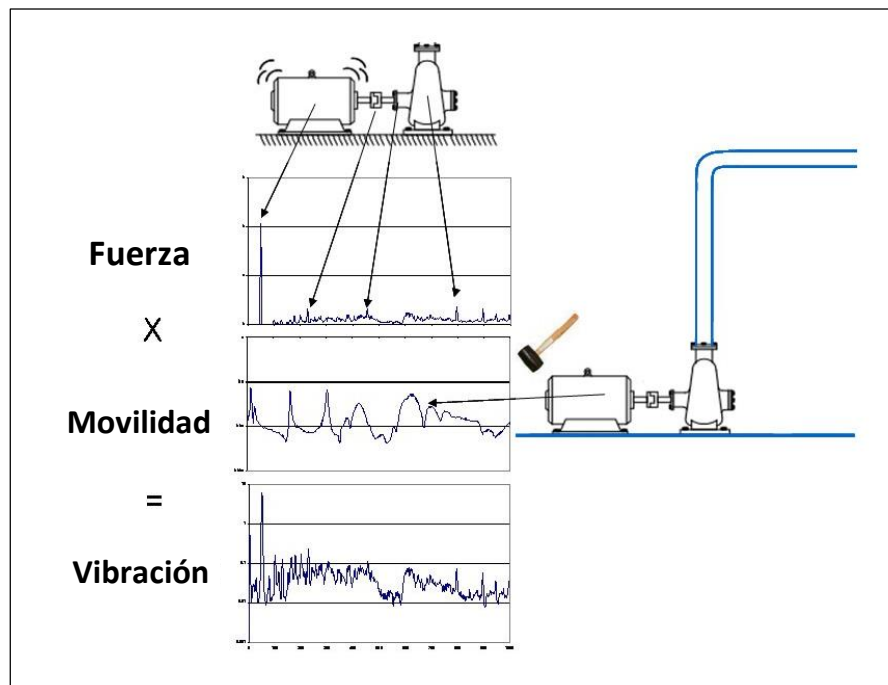


*Figura 15 - Combinación de fuentes de vibración*

Se puede observar el impacto de los elementos rodantes producidos por un defecto en la pista de un rodamiento y las pulsaciones o los impactos del desgaste del set de engranajes en conjunto con el desbalanceo del motor. La señal de vibración resultante se muestra en grafico de forma de onda de tiempo y ya no es una onda sinusoidal limpia, como en el caso del desbalanceo fuera la única fuente. A menudo que aumenta la complejidad de la maquina con mas fuentes de vibración, la forma de onda de tiempo a menudo se convierte difícil de descifrar.

Los picos de un espectro de vibraciones provienen de dos factores básicos; La fuerza y la movilidad, tal como se puede apreciar en la **Figura 16**:

$$\text{Vibracion} = \text{Fuerza} \times \text{movilidad}$$



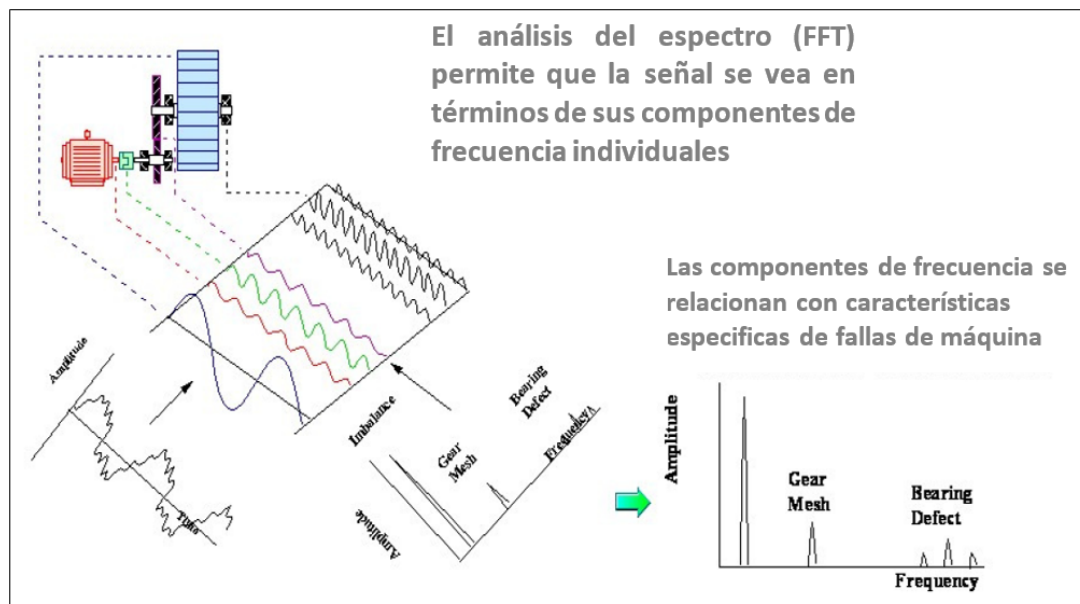
*Figura 16 - Fuerza x movilidad*

### 2.3.3.2 EXTRACCION DE FUENTES DE VIBRACION

En las máquinas reales, hay muchas fuentes de vibración que, cuando se suman o se juntan, pueden producir formas de onda con patrones de tiempo muy complejos. Las señales de vibración de maquinaria rara vez son sinusoidales (de un solo componente), generalmente se componen de vibraciones a distintas frecuencias superpuestas.

Por supuesto, podríamos examinar una señal de vibración con solo verla en un osciloscopio o guardarla como una forma de onda. Alternativamente, podríamos

proyectar una medición global como un valor Peak o RMS, en un periodo de tiempo para detectar el desgaste. Sin embargo, podremos comprender mejor el comportamiento de la maquina, al examinar la manera como la señal de vibración se construye a partir de componentes de frecuencias diferentes. Una herramienta llamada, FFT (Transformada rápida de Fourier), nos permitirá desglosar los datos para poder examinar las señales, como se ve en la **Figura 17**.



**Figura 17 - Separación de componentes de Frecuencia**

### 2.3.3.3 TRANSFORMADA DE FOURIER<sup>11</sup>

Hasta ahora solo se han visto vibraciones en el dominio del tiempo, que son señales capturadas en el tiempo directamente de la máquina. Como ya se expuso, en estas señales se encuentran plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la maquina, sin embargo, existe un problema a la hora de realizar un diagnostico; estas señales están cargadas de mucha información en forma muy compleja, las cuales comprenden las señales características de cada componente de la máquina, por lo que, prácticamente resulta imposible distinguir a simple vista sus comportamientos característicos.

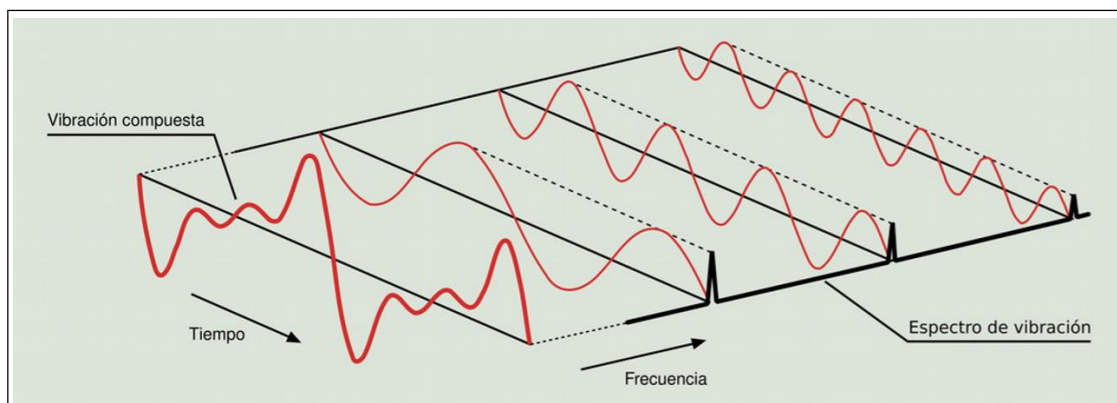
Existen otras formas para realizar un estudio de vibraciones, entre las cuales se encuentra analizar las señales en el dominio de la frecuencia. Para ello se emplea la grafica de amplitud frente a frecuencia que es conocida con el nombre de espectro.

<sup>11</sup> Power MI – Manual Análisis de vibraciones

Esta es la mejor herramienta disponible actualmente para el análisis de maquinaria. Fue precisamente el matemático francés Jean Batiste Fourier (1768 – 1830) quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de frecuencia y amplitud específicos.

Entonces, lo que hace un analizador de espectros que trabaja normalmente con transformada rápida de Fourier es capturar una señal de una maquina, calcular todas las series sinusoidales que contienen la señal compleja y por ultimo mostrarlas de forma individual en una grafica de espectro.

En la **Figura 18**, se puede ver claramente la representación tridimensional de la señal de vibración compuesta, capturada en un punto de la maquina. Para dicha señal se calculan todas las señales sinusoidales en el dominio del tiempo que la componen y por ultimo se muestra cada una de ellas en el dominio de la frecuencia.



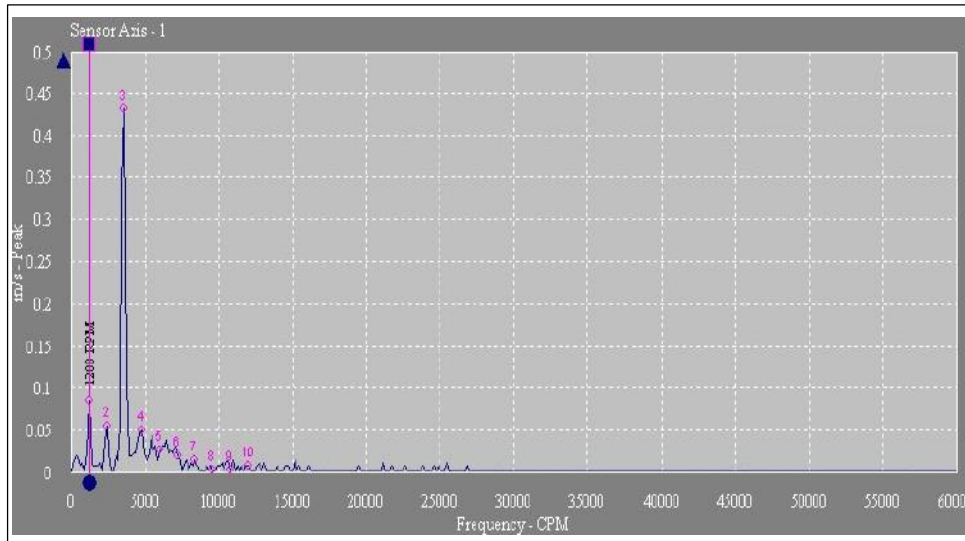
**Figura 18 - Procesado FFT de una onda vibratoria**

De este modo empleando la transformada de Fourier, podemos sumar las vibraciones simples y representar exactamente la misma operación en el dominio de la frecuencia como se muestra en la **Figura 18**, con la particularidad de que, en este caso, resulta inmediato obtener frecuencias y amplitudes de las dos componentes originales a partir de espectro resultante.

Como ya se ha dicho, la grafica en el dominio del tiempo se llama la forma de onda, y la grafica en el dominio de la frecuencia se llama el espectro. El análisis del espectro es equivalente a transformar la información de la señal del dominio del tiempo en el dominio de la frecuencia.

### 2.3.3.4 ARMONICOS DE VIBRACION<sup>12</sup>

A menudo la vibración de una maquina se forma por componentes en la frecuencia fundamental y los múltiplos de esta frecuencia fundamental (véase **Figura 19**)



*Figura 19 – Espectro de frecuencia*

La velocidad de giro, se refiere a veces como el componente **fundamental** y los múltiplos exactos de la velocidad de giro se conocen como **armónicos**. Así la vibración a la velocidad de giro se refiere a la 1x componente fundamental; 2x, la velocidad de giro por 2 veces la fundamental; 3x, la velocidad de giro por 3 veces la fundamental. Etc.

Tenga en cuenta que los armónicos de un componente de frecuencia distinta de la velocidad de giro (1x) también puede ocurrir. En estos casos el primer armónico podría representar una frecuencia de defecto de rodamiento y los otros armónicos pueden indicar la severidad.

### 2.3.4 RESONANCIA<sup>13</sup>

Todas las frecuencias revisadas hasta el momento, se denominan frecuencias forzadas y comparten características de ser auto excitadas. Cuando se pone en marcha una máquina, aparecen las frecuencias forzadas; cuando se apaga, las frecuencias forzadas desaparecen. De hecho, si la máquina varía su velocidad, las frecuencias forzadas,

<sup>12</sup> SKF – ISO 18436 - Análisis de vibraciones categoría 1

<sup>13</sup> Power MI – Manual análisis de vibraciones

cambian en forma proporcional. Las frecuencias forzadas, a menudo presentan la propiedad de ser fácilmente calculables conociendo las características físicas de la máquina, ya que estas son producto del diseño y la fabricación de la máquina.

#### **2.3.4.1 FRECUENCIA NATURAL**

La frecuencia natural o de resonancia de un sistema, es aquella frecuencia que tiene tendencia o facilidad para vibrar. Todo sistema posee una o varias frecuencias naturales de forma tal que, al ser excitadas se producirá un aumento importante de vibración. La fórmula de la frecuencia natural es:

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

Siendo  $m$  la masa y  $K$  la rigidez. De esta fórmula se deduce que, si la rigidez aumenta, la frecuencia natural también aumentará, y si la masa aumenta, la frecuencia natural disminuye.

La resonancia es un estado de funcionamiento en el que la frecuencia de excitación, se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina. Cuando ocurre la resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños muy rápidamente.

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

#### **2.3.4.2 TIPOS DE RESONANCIA**

A la hora de realizar una clasificación de la resonancia, podemos distinguir dos tipos:

##### **2.3.4.2.1 RESONANCIA ESTRUCTURAL**

Esta asociada a las partes no rotativas de la máquina (bancadas, estructuras, tuberías, etc.), Esta resonancia puede ser excitada por frecuencias asociadas a elementos rotativos de la maquinaria o a elementos externos. Las frecuencias de excitación externas se pueden transmitir a través de tuberías, estructuras de construcción, cimentación, etc.



### **2.3.4.2.2 RESONANCIA DE EQUILIBRIO**

Esta asociada a la frecuencia natural de los rotores de una máquina. A estas frecuencias naturales o de resonancia de un rotor se denominan velocidades críticas. Cuando la velocidad de un elemento rotativo se aproxima a su velocidad crítica se produce un aumento importante de los niveles de vibración, mientras que si la máquina se aleja de su velocidad crítica se produce un descenso de la vibración. Este fenómeno, suele ocurrir en turbomaquinas (pueden tener una o varias velocidades críticas por debajo de la velocidad de trabajo), durante los arranques y paradas, ya que en su aceleración o desaceleración pasan una o varias veces por su frecuencia de resonancia. A veces puede ocurrir que la velocidad crítica esta muy próxima o coincida con la velocidad de operación, originando una amplificación considerable de vibración. A este fenómeno se le conoce como “Resonancia Armonica”

### **2.3.4.3 METODOS DE DETECCION**

Son diversas las técnicas que normalmente se utilizan para calcular las frecuencias de resonancia de un sistema, estas técnicas requieren un software e instrumentación especial que no son necesarios para un programa de mantenimiento Predictivo. A continuación, se definen las mas relevantes:

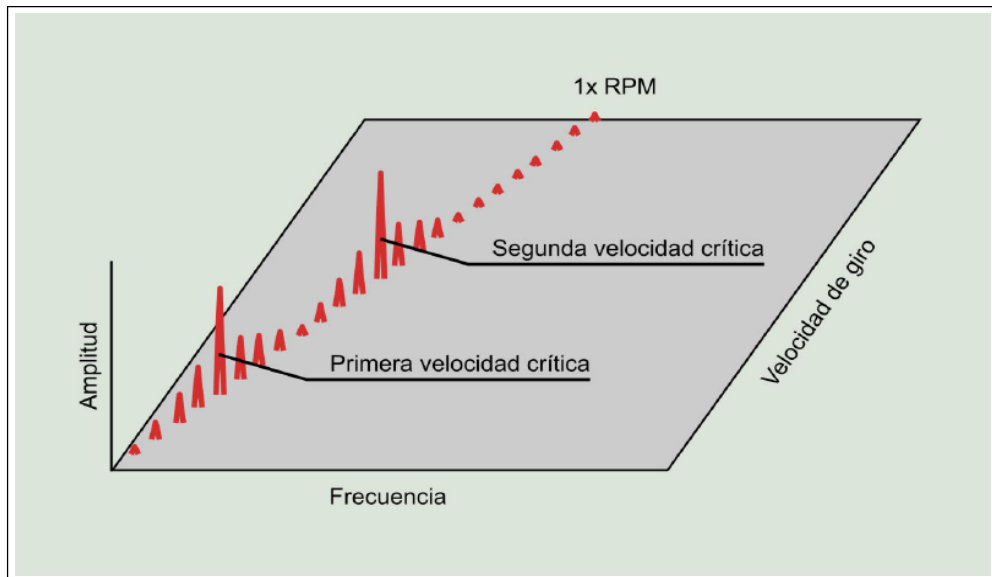
#### **2.3.4.3.1 TEST DE ARRANQUE Y PARADA**

Para su realización, se requiere la utilización de un analizador FFT y un fototacometro. El analizador se encarga de recoger y almacenar el nivel global de vibración a la vez que el fototacometro le envía la señal de la velocidad de giro del rotor en cada instante. Se requiere la utilización de un analizador rápido que permita en cortos periodos de tiempo, almacenar un gran numero de medidas.

#### **2.3.4.4 DIAGRAMA DE ESPECTROS EN CASCADA**

Es una representación grafica del espectro frecuencial de una máquina en función a la frecuencia de funcionamiento.

Se captura un espectro de vibración a intervalos fijos de la velocidad de rotación, tras lo cual se representan consecutivamente en cascada tal y como se muestra en la **Figura 20**. La amplitud de las frecuencias forzadas, como 1x RPM, debería aumentar progresivamente con la velocidad. Las velocidades críticas se identifican observando que la amplitud de la vibración aumenta considerablemente al pasar por ellas.



*Figura 20 - Diagrama de espectros en cascada*

### 2.3.5 ANALIZADOR DE VIBRACIONES

Debido al avance en la microelectrónica, se ha podido fabricar equipos de tecnología digital que va desde el diseño y análisis de circuitos hasta equipos utilizados en el mantenimiento industrial. En el mercado podemos encontrar gran variedad de equipos para el análisis de vibraciones en el campo, tanto portátiles como instrumentos de medición continua.

Tecnología digital que va desde el diseño y análisis de circuitos hasta equipos utilizados en el mantenimiento industrial. En el mercado podemos encontrar gran variedad de equipos para el análisis de vibraciones en el campo, tanto portátiles como instrumentos de medición continua.

La mayor parte del mantenimiento predictivo por análisis de vibraciones realizado en la actualidad, esta dentro de uno de los siguientes grupos:

- Medidas periódicas de espectros y valores globales.
- Monitorización continua de vibraciones.

### 2.3.5.1 MEDIDAS PERIODICAS DE ESPECTROS Y VALORES GLOBALES.

Las medidas periódicas (también llamadas en ruta) se realizan con equipos portátiles, estos equipos, atendiendo a su capacidad de análisis se pueden clasificar como:

- Vibrometros de valor global; analógico o digitales.
- Analizadores de frecuencia Portatiles; digitales FFT en tiempo real.

#### 2.3.5.1.1 VIBROMETRO DE VALOR GLOBAL

Los vibrometros son instrumentos que reciben la señal eléctrica de un transductor y la procesan, llevando a cabo el filtrado e integración, para obtener el valor del nivel global de vibración.

La mayoría de ellos, están diseñados para tomar medidas según determinadas normativas de severidad de vibración. Las principales ventajas de estos instrumentos, son su fácil manejo, su poco peso y su costo asequible. Sus limitaciones son grandes, pues solo sirven para medir amplitudes, ya que no permiten obtener información relativa a las frecuencias. Otra de sus limitaciones hace referencia al rango de trabajo de frecuencia, tanto por debajo impidiendo la medición de frecuencia sub armónicas (problemas de desgaste de correas, remolino de aceites, roces, etc. Como por encima (frecuencias de defectos en engranajes, rodamientos, cavitación, lubricación, etc.) del rango de medida.



*Figura 21 - Vibrometro de valor global*

### 2.3.5.1.2 ANALIZADOR DE FRECUENCIA PORTATIL

La limitación más grande de los vibrometros, es la imposibilidad de determinar la frecuencia a la que se produce la vibración y, por lo tanto, su origen mecánico. En la actualidad, el desarrollo de la instrumentación para medir vibración ha sido tan grande que ya existen en el mercado pequeños aparatos que, por un costo asequible, realizan el análisis FFT y obtienen el espectro de frecuencia, permitiendo distinguir unos problemas de otros.

Los analizadores de frecuencia portátiles, son pequeños ordenadores, cuya principal virtud es la gran capacidad de diagnóstico de problemas asociados a frecuencias características de problemas mecánicos en elementos rotativos. En la actualidad, estos analizadores son equipos digitales con microprocesador integrado para el cálculo de la FFT. Son capaces de obtener el espectro en tiempo real y disponen de multitud de funciones de ayuda al análisis.

Las medidas en la ruta se suelen realizar con un sensor (normalmente un acelerómetro) que se va fijando en los distintos puntos de medida situados en la maquina. La identificación de estos puntos en la máquina se puede realizar simplemente con pintura, aunque es más recomendable el empleo en una base fija para asegurar la repetitibilidad de las medidas. Así mismo, el tipo de sujeción con la cual conecta el acelerómetro a la maquina es determinante en la calidad de la medida de vibración obtenida. La sujeción manual, ampliamente usada hasta hace unos años. Ha dado paso a otro tipo de fijaciones de mayor calidad, como puede ser el empleo de imanes o la conexión rígida a elementos de fijación en la propia máquina. La identificación de los puntos de medida, también se ha visto mejorada con la introducción de elementos de ayuda, como el empleo de códigos de barra.

Sea cual sea el sistema empleado para la medida, todos los datos quedan guardados en la memoria del colector. Esta memoria suele ser, como ya se ha comentado, bastante limitada, y en ocasiones volátil (se pierde cuando se agotan las baterías). Por tanto, para poder evaluar las tendencias de vibración (elemento fundamental en el mantenimiento predictivo) hay que descargar estas medidas en un ordenador de sobremesa, dotado de un paquete específico de software. Esta descarga se realiza normalmente a través del puerto USB del ordenador. El tiempo empleado en la

medida de las vibraciones, así como el uso en el procesamiento de datos por el ordenador, tiende a minimizarse, ya que es un tiempo que no implica ningún valor añadido. Hay que tener en cuenta que, el verdadero valor que aporta el mantenimiento predictivo, y en el que habría que invertir todo el tiempo posible, es en el análisis de vibraciones, no en su toma. Por tanto, se han desarrollado métodos para disminuir el tiempo de medida de vibraciones (sensores triaxiales, fijaciones especiales, etc.), así como la realización de un análisis de vibración preliminar (sistemas automáticos de diagnóstico) que permita dirigir al analista hacia los problemas más relevantes. Aquellos puntos de medida que son de difícil acceso, se suelen dotar de sensores colocados de forma permanente. Estos sensores se cablean hasta una caja de conexiones, a la cual se conecta el colector durante la toma de medidas en ruta.



*Figura 22 - Analizador de Frecuencia de dos canales*

### **2.3.5.1.3 MONITORIZACION EN CONTINUO DE VIBRACIONES.**

La toma de datos de vibración en máquinas evoluciona hacia sistemas automatizados (sistemas en continuo o “online”) que en muchos casos ofrecen mayores beneficios que la adquisición de datos con colectores portátiles.

- Reducción drástica de los intervalos de toma de datos. Ya que se toman de forma continua. Permite detectar de manera inmediata cualquier cambio en la vibración de la máquina.

- Menor costo de explotación. Al ser toma de datos automática eliminamos el costo de mano de obra por tomar los datos de vibración de la máquina.
- Mayor calidad en la toma de datos. La exactitud en el punto de medida de datos es mayor, puesto que siempre se mide en el mismo sitio y con el mismo sensor, y además podemos condicionar la toma de datos a unas determinadas condiciones de operación de la maquina (velocidad y carga dadas).

Los sistemas de monitorización continua normalmente presentan el problema del gran costo que supone su instalación, comparado con el de un sistema portátil. Este costo incluye los sensores, el cableado en la planta, así como los gastos los propios equipos de medición. Hay que prestar especial atención al cableado de los acelerómetros, ya que es importante que la señal de vibración se degrade lo menos posible en su camino de la maquina hasta el equipo de medición. Para ello hay que evitar fuentes de interferencias electromagnéticas (cables de alta tensión principalmente), así como cables excesivamente largos.



*Figura 23 - Sistema de Monitorización continua (Vibrometro VM600)*

### **2.3.5.2 SELECCIÓN DEL NUMERO DE LINEAS DE RESOLUCION DEL ANALIZADOR DE VIBRACIONES.**

La selección del número de líneas de resolución del analizador de vibraciones, es muy importante no solo porque determina la resolución de los datos de frecuencias presentados, sino que también determina la cantidad de tiempo requerido para la

obtención de los datos, el instrumento apropiado y memoria de su PC necesaria para almacenar los datos.

La mayoría de los analizadores de FFT, ofrecen 25, 50, 100, 200, 400, 800, 1600 y 3200 líneas de resolución. El análisis de maquinaria en general se realiza usando 800 a mas líneas de resolución.

La siguiente ecuación, ilustra el concepto de líneas de resolución. El rango de frecuencia seleccionada ( $F_{\max}$ ) es dividido por el número seleccionado de líneas. Por ejemplo; suponga que 400 líneas de resolución ( $N_{\text{LOR}}$ ) es elegido para un FFT con una  $F_{\max}$  de 2 kHz. Esto significa que la totalidad de la frecuencia, va desde 0-2000 Hz de dividirá en 400 líneas.

$$\text{Resolución} = F_{\max} / N_{\text{LOR}} = 2000 / 400 = 5 \text{ Hz}$$

La importancia del número de líneas de resolución ( $N_{\text{LOR}}$ ) seleccionados, es que, junto con la  $F_{\max}$  seleccionada, determinan la resolución de los datos de frecuencia que se presentan en las FFT. En otras palabras, en este ejemplo, cada una de las 400 líneas tendría 5 Hz de ancho. Y como una línea es de 5 Hz de ancho, es muy posible que mas de una frecuencia de vibración, pudiera estar presente dentro de una línea. Sin embargo, en el display del FFT va a aparecer en un solo pico o componente de vibración única.

### 2.3.6 TRANSDUCTORES

El transductor es el elemento que transforma la vibración mecánica en una señal eléctrica analógica, para ser procesada, medida y analizada.

Es un aparato<sup>14</sup> que produce una señal eléctrica que es una réplica o analogía del movimiento vibratorio al cual esta sujeto. Un buen transductor no debe agregar falsos componentes de señal, y debería producir señales uniformes en todo el rango de frecuencias que nos interesa.

---

<sup>14</sup> Glen White – Introducción al análisis de las vibraciones

### 2.3.6.1 TIPOS DE TRANSDUCTOR

Todos los transductores<sup>15</sup> deben de ser precisos a la hora de tomar las lecturas de amplitud, ofreciendo repetitibilidad (dos señales de entrada de la misma amplitud tendrán que generar en el transductor la misma salida de tensión). Los transductores también deben de ser precisos en cuanto a la información en frecuencia de señal mecánica. Esto es fundamental, pues en muchos defectos mecánicos, la relación entre sus frecuencias asociadas y la frecuencia de giro del eje que se toma como referencia, proporciona al analista información precisa para determinar la naturaleza de la falla.

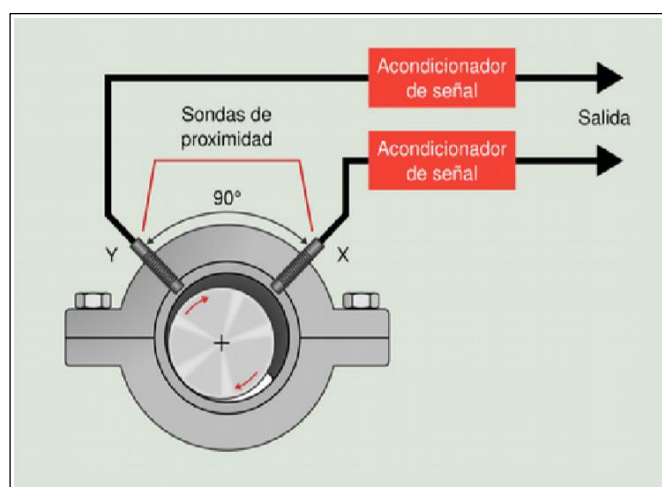
Los tipos diferentes de transductores, responden a magnitudes de parámetros diferentes de la fuente de vibración, como se puede apreciar en la tabla siguiente:

TRANSDUCTOR	SENSIBLE A:
SENSOR DE PROXIMIDAD	Desplazamiento
SENSOR DE VELOCIDAD	Velocidad
SENSOR DE ACELERACION	Aceleración

*Tabla 1 - Tipos de transductores*

#### 2.3.6.1.1 TRANSDUCTOR DE PROXIMIDAD

El transductor de desplazamiento, es una unidad de montaje permanente, se aplica normalmente para bajas frecuencias (por debajo de 1000 Hz). Se emplean para medir el desplazamiento radial o axial de ejes.

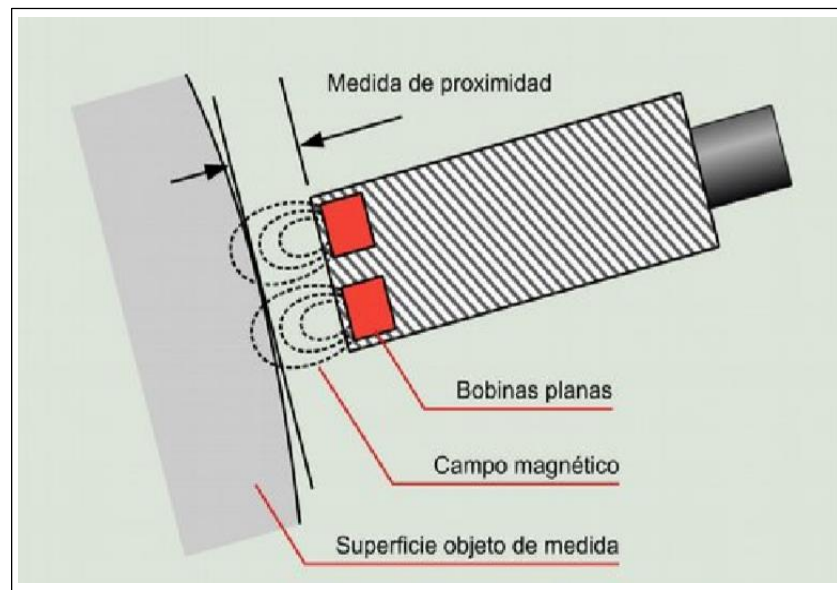


*Figura 24 - Instalación de un transductor de proximidad en un cojinete*

<sup>15</sup> Power MI – Manual análisis de vibraciones



Se instalan en las cubiertas de los cojinetes o a su lado y detectan el desplazamiento del eje en relación a su posición de reposo. Un sistema de medición de proximidad, se compone del propio sensor y un acondicionador de señal. Su respuesta en frecuencia es excelente. No tienen un límite inferior de frecuencia de trabajo y se emplean en la medición de vibración de ejes, posición axial de ejes y expansión de la carcasa de la máquina.



*Figura 25 - Esquema de funcionamiento de un transductor de proximidad*

#### **2.3.6.1.1.1 VENTAJAS DEL TRANSDUCTOR DE DESPLAZAMIENTO**

- Mide el movimiento relativo entre la punta del sensor y el eje de giro de la máquina.
- Su empleo es de especial utilidad en maquinaria rígida, donde se transmite muy poca vibración desde el eje de la carcasa de la máquina. Esta situación, se da si la masa de la carcasa es del mismo orden de magnitud o superior a la del eje.
- Mide tanto la componente continua como alterna de una señal vibratoria. La tensión continua permite localizar físicamente el eje en el cojinete objeto de estudio. La tensión alterna suministra información de la forma de onda y del espectro de vibración, lo que permite diagnosticar y observar la evolución de defectos mecánicos.

### **2.3.6.1.1.2 DESVENTAJAS DEL TRANSDUCTOR DE DESPLAZAMIENTO**

- Estos transductores deben de instalarse permanentemente. Esto es siempre costoso, e incluso imposible en algunos casos.
- El rango de frecuencias está limitado en cierto modo, a 0 Hz y 1000 Hz.
- Requiere un acondicionador de señal.
- Los transductores de desplazamiento se ven afectados por errores de lectura eléctricos y mecánicos. Incluso pequeñas grietas en el eje pueden hacer que el transductor las interprete como una gran actividad de vibración.

### **2.3.6.1.2 TRANSDUCTOR DE VELOCIDAD**

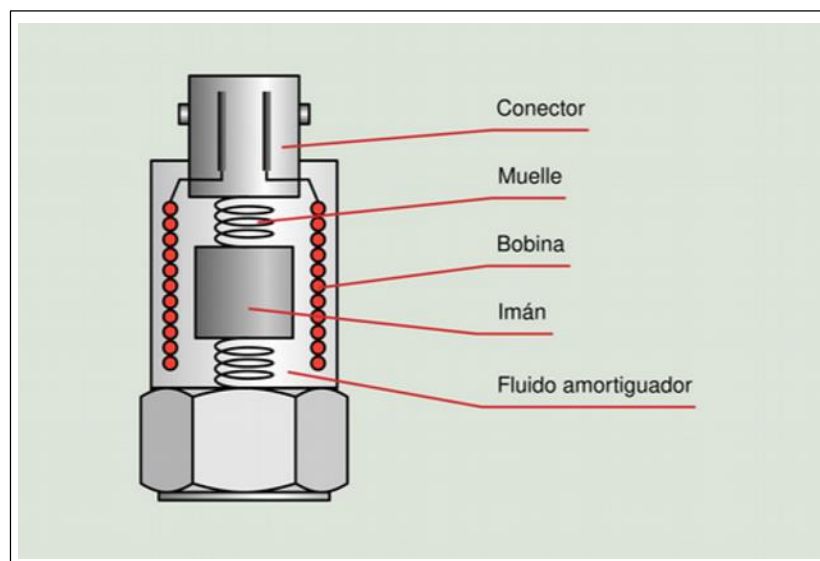
El transductor de velocidad se aplica a maquinas donde el eje transmite la vibración a la carcasa con poca amortiguación, es decir, las amplitudes de vibración en la carcasa son grandes. Se compone de un imán permanente, ubicado en el centro de una bobina de hilo de cobre. Cuando la carcasa vibra, se crea un movimiento relativo entre el imán y el bobinado, induciéndose por la ley de Faraday una tensión proporcional a la velocidad del movimiento.

#### **2.3.6.1.2.1 VENTAJAS DEL TRANSDUCTOR DE VELOCIDAD.**

- Mide directamente la velocidad, que es proporcional a la severidad de la vibración.
- No necesita una fuente externa de alimentación, lo que permite enviar la señal eléctrica a lo largo de grandes distancias por cable, haciéndolo ideal para aplicaciones donde queden lejanos e instalados permanentemente.
- Solo requiere de una simple diferenciación o integración para convertir la señal a otras unidades de amplitud. Esto repercute en una mejor calidad del post-procesado de datos.
- Tiene una relación de señal muy buena respecto al ruido eléctrico de su rango de frecuencia de uso.

### 2.3.6.1.2.2 DESVENTAJAS DEL TRANSDUCTOR DE VELOCIDAD

- Las dimensiones del transductor de velocidad, son relativamente grandes necesitando grandes bases magnéticas para su sujeción temporal.
- El rango de frecuencias es, en cierto modo, restrictivo: 10 – 1000 Hz.
- La salida del transductor depende de la temperatura. A elevadas temperaturas, la salida se reduce al debilitarse el campo magnético. Sin embargo, se han desarrollado transductores específicos para altas temperaturas.
- La orientación de la medida, vertical u horizontal del transductor puede alterar la señal de salida del orden de un 5 – 10 %.
- La calibración puede perderse por el desgaste y los cambios de temperatura.



*Figura 26 - Componentes de un transductor de velocidad*

### 2.3.6.1.3 TRANSDUCTOR DE ACELERACION

Las lecturas de aceleración, son las mejores para analizar fenómenos a altas frecuencias. La aceleración es el parametro que ofrece la mejor medida de las fuerzas internas asociadas a una fuente particular de vibración ( $F=m * a$ ).

El procedimiento de convertir una señal de desplazamiento a velocidad o de velocidad a aceleración, es equivalente a la operación matemática de diferenciación. De modo contrario, la conversión de aceleración a velocidad o de velocidad a desplazamiento es la integración matemática.

Es posible llevar a cabo estas operaciones con instrumentos que miden la vibración y de esta manera convertir los datos de cualquier sistema de unidades a cualquier otro. Desde un punto de vista práctico la diferenciación es un procedimiento de manera general distorsiona o añade ruido a la señal, y se emplea muy raras veces. La integración, por otra parte, se lleva a cabo con mucha precisión, con un circuito electrónico muy barato o bien vía software. Esa es una de las razones principales de que el acelerómetro, sea el transductor estándar para mediciones de vibración, ya que su señal de salida, se puede integrar una o dos veces para mostrar velocidad o desplazamiento. Los acelerómetros utilizados para la medición de vibraciones son los de tipo piezo eléctrico. Tienen un rendimiento elevado y tamaños comparativamente pequeños. El principio de funcionamiento consiste en que un cristal piezo eléctrico produce cierta carga eléctrica al deformarse bajo la acción de cierta fuerza.

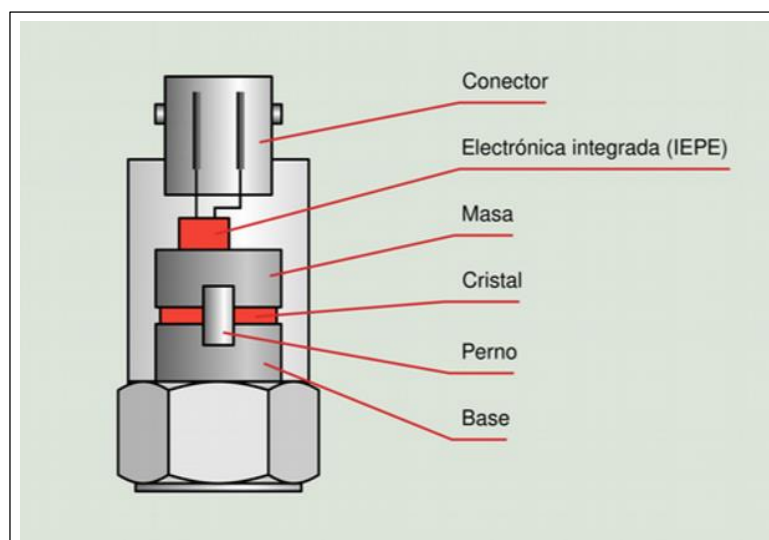
Un acelerómetro piezoeléctrico puede captar con gran precisión señales entre 1 Hz y 15 000 Hz. Estos dispositivos son muy apropiados para tomar datos de vibración a alta frecuencia, donde aparecen grandes esfuerzos con desplazamientos relativamente pequeños.

#### **2.3.6.1.3.1 VENTAJAS DEL TRANSDUCTOR PIEZO ELECTRICO DE ACELERACION.**

- La mayoría de los sensores tienen un amplio rango de frecuencia, normalmente entre 2 Hz y 15 000 Hz, hay que observar la respuesta en frecuencia depende del tipo de sensor en la máquina.
- Estos transductores son muy compactos, sin partes móviles, ligeros y de tamaño reducido, necesitando pequeñas bases magnéticas para su fijación temporal.
- No se requiere acondicionador de señal externo para el transductor.
- Se instalan fácilmente con adhesivos atornillados. También se puede disponer de bases magnéticas para montajes temporales o aplicaciones especiales.

### 2.3.6.1.3.2 DESVENTAJAS DEL TRANSDUCTOR PIEZO ELECTRICO DE ACELERACIÓN.

- Cuando se usa en modo manual de fijación a la maquina o para medir altas frecuencias, la respuesta de señal es muy pobre, por encima de los 1200 Hz.
- Los acelerómetros, necesitan una fuente de alimentación externa.
- La salida de amplitud puede venir dada en unidades de aceleración. Esta salida debe ser integrada para obtener la representación espectral o el valor global de amplitud velocidad.



*Figura 27 - Componentes de un transductor piezoeléctrico*

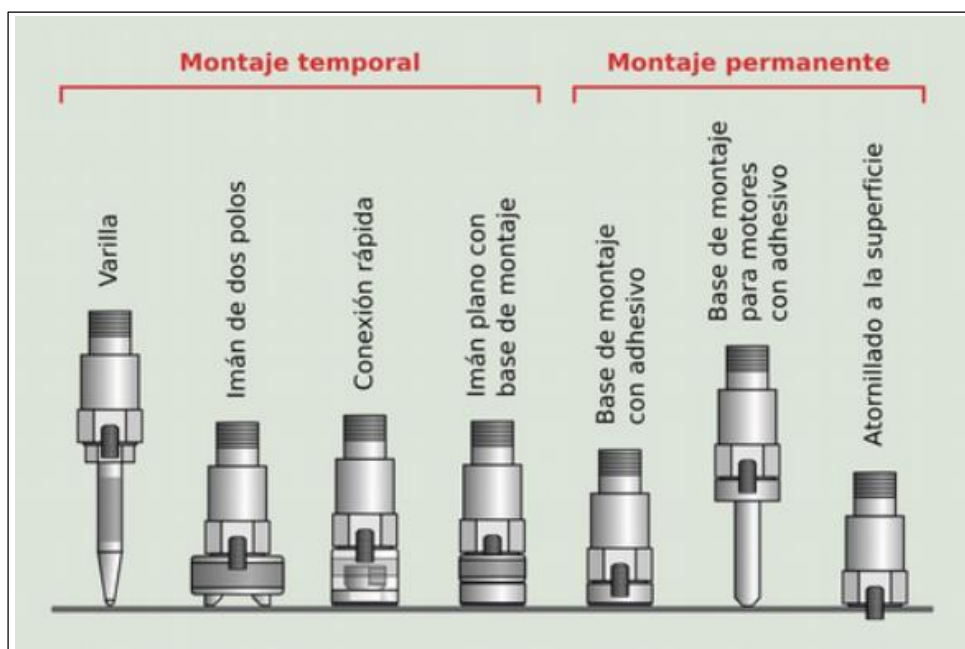
### 2.3.6.2 TECNICAS DE FIJACION DE LOS TRANSDUCTORES A LA MAQUINA.

Un aspecto de gran importancia en los transductores, es la colocación de los sensores de contacto. El método de sujeción del sensor de la máquina determina directamente el corte de altas frecuencias, ya que el contacto sensor-máquina, actúa como un filtro.

Forma de Fijación	Frecuencia Máxima (Hz)
Sujeción Manual	2000
Montaje con imán	5000
Montaje con adhesivo	6000
Montaje Atornillado	7000

*Tabla 2 - Límite frecuencial según la forma de fijación*

Es preferible sujetar el sensor con la mano de forma directa sobre el punto a medir a utilizar varillas de extensión que actúan como amortiguadores. El mejor método de sujeción es, evidentemente, atornillando el sensor a la superficie de la maquina donde se va a medir, aunque por su costo, solo se utiliza este método en sistemas de monitorización continua. Para capturar señales a muy alta frecuencia (6 a 8 kHz), se recomienda la utilización de grasas y pegamentos a base de silicona. En general en la industria es muy difícil obtener medidas fiables de vibraciones a frecuencias por encima de 5 kHz. Los analizadores de vibraciones modernos disponen de rangos de frecuencia de medición lineales que están muy por encima de los rangos de respuesta lineales de los sensores.



*Figura 28 - Técnicas de Fijación del sensor a la máquina*

### 2.3.7 EVALUACION DE LA MEDICION DE VIBRACIONES

A través de los años, se hicieron varios intentos para establecer niveles de vibración absolutos, o normas de niveles para una operación aceptable de diferentes tipos de máquinas. Los primeros de esos intentos fueron mediciones generales del desplazamiento de vibración. Las mediciones de velocidad fueron agregadas después. Todavía mas tarde fue introducido el concepto de nivel de vibración como función de la frecuencia.

### **2.3.7.1 VIBRACION GLOBAL.**

Las vibraciones globales, nos indican rápidamente la condición de una máquina por el nivel de vibración, pueden ser realizadas con herramientas de monitoreo de vibración manuales (lapiceros de vibración, colectores portátiles).

En general la vibración global, mide la energía total de vibraciones en un rango de frecuencias específicas. Un valor superior al valor normal global proporciona una indicación de que algo está causando que la máquina o el componente vibren más.

La mayoría de los instrumentos portátiles (con una banda de frecuencia fija), miden la velocidad en un rango de frecuencia de 10 Hz a 1 kHz, ya que se considera la mejor gama para juzgar los problemas de rotación y estructurales como el desbalance, desalineación, soltura mecánica, etc.

### **2.3.7.2 NORMAS PARA EVALUAR SEVERIDAD DE VIBRACIONES.**

Las normas para evaluar la severidad de vibraciones de maquinaria, se basan en dos parámetros de vibración: amplitud y frecuencia.

#### **2.3.7.2.1 NORMA ISO 10816 – VIBRACION MECANICA – EVALUACION DE VIBRACION EN MAQUINAS POR MEDICIONES EN PARTES NO ROTATIVAS**

La Norma *ISO 10816*<sup>16</sup>, establece las condiciones y procedimientos generales para la medición y evaluación de la vibración, utilizando mediciones realizadas sobre partes no rotativas de las máquinas. El criterio general de evaluación se basa tanto en la monitorización operacional como en las pruebas de validación que han sido establecidas fundamentalmente con el objeto de garantizar un funcionamiento fiable de la máquina a largo plazo.

La *NORMA ISO 10816* - Evaluación de vibración en máquinas por mediciones en partes no rotativas, consta de las siguientes partes:

---

<sup>16</sup> NORMA ISO 10816 – Evaluación de vibración en máquinas por mediciones en partes no rotativas

- Parte 1: Directrices Generales.
- Parte 2: Turbinas de vapor y generadores que superen los 50 MW.
- Parte 3: Maquinas Industriales con potencias nominales por encima de 15 kW y velocidad nominal entre 120 y 15000 RPM, mediciones en sitio
- Parte 4: Conjuntos movidos por turbinas de gas excluyendo las empleadas en aeronáutica.
- Parte 5: Conjuntos de maquinas de plantas de bombeo y generación de energía hidráulica.
- Parte 6: Máquinas reciprocantes con potencias por encima de 100 kW

Esta nueva norma evalúa la severidad de la vibración de maquinaria rotativa a través de las mediciones efectuadas en partes no giratorias de las mismas.

#### **2.3.7.2.2 NORMA ISO 10816 – 1 – DIRECTRICES GENERALES.**

Esta parte de la norma ISO 10816, es un documento básico que establece directrices generales para la medición y evaluación de las vibraciones mecánicas en la maquinaria, medidas sobre las partes no rotativas. Las partes restantes de la norma proporcionan recomendaciones para las mediciones y los criterios de evaluación relacionados con tipos específicos de máquinas, los cuales han sido proporcionados atendiendo principalmente la obtención de confiabilidad y larga operación de la máquina, a la vez que se minimizan los efectos adversos sobre el equipamiento asociado. También se presentan directrices para establecer los valores límites de operación.

Las características más relevantes de la norma ISO 10816 son:

- Los criterios de evaluación, están relacionados sólo con la vibración producida por la propia máquina y no con las vibraciones transmitidas a ellas desde el exterior.
- El rango de frecuencias a aplicar, dependerá del tipo de máquina que se va a considerar (en normas anteriores la severidad de la vibración estaba muchas



veces relacionada con la velocidad de vibración de banda ancha (mm/s (r.m.s), en el rango de 10Hz a 1000 Hz)

- Determina la necesidad de realizar mediciones en tres direcciones mutuamente perpendiculares para definir el comportamiento vibratorio en cada posición de medición.

### **2.3.7.2.3 CRITERIOS DE EVALUACION DE LAS MEDICIONES**

Los criterios de evaluación, están dados para el monitoreo de la operación y para las pruebas de aceptación y se aplican solo a la vibración producida por la propia máquina y no a la vibración transmitida desde el exterior.

Se utilizan dos criterios para evaluar la severidad de las vibraciones, en varias clases de máquinas. Un criterio considera la magnitud de la vibración de banda ancha observada, en tanto el otro, considera los cambios en la magnitud, independientemente de que esta se incremente o disminuya.

#### **2.3.7.2.3.1 CRITERIO DE LA MAGNITUD DE LA VIBRACION**

Este criterio esta relacionado con la definición de límites para la magnitud de la vibración absoluta consecuentes con las cargas dinámicas aceptables sobre los rodamientos y la transmisión de vibración aceptable a la estructura soporte y el fundamento. La máxima magnitud de la vibración observada en cada rodamiento, es evaluada contra cuatro zonas de evaluación establecidas a partir de la experiencia internacional. Esta magnitud máxima de la vibración medida se define como severidad de la vibración.

Las zonas de evaluación, están clasificadas de la siguiente manera:

- **Zona A:** Las máquinas recién instaladas normalmente caerían dentro de esta zona.
- **Zona B:** Las máquinas con vibración dentro de esta zona normalmente se consideran aceptables para largos periodos de operación sin restricciones.
- **Zona C:** Las máquinas con vibración dentro de esta zona normalmente se consideran no satisfactorias para largos periodos de operación continua. La

máquina puede ser operada durante un periodo limitado, hasta que aparezca una oportunidad adecuada para la acción correctiva.

- **Zona D:** Los valores de vibración en esta zona, se consideran suficientemente severos como para causar daño a la máquina.

#### **2.3.7.2.3.2 CRITERIO DEL CAMBIO DE LA MAGNITUD DE LA VIBRACION**

Este criterio proporciona una evaluación del cambio en la magnitud de la vibración a partir de un valor de referencia previamente establecido. Puede ocurrir un incremento o decremento significativo en la magnitud de la vibración que requiera de alguna acción, aunque no se haya alcanzado la zona C del primer criterio. Tales cambios pueden ser instantáneos o progresivos en el tiempo y pueden indicar que ha ocurrido un daño o ser el aviso de un fallo inminente o de alguna otra irregularidad. El criterio II se especifica sobre la base del cambio en la magnitud de la vibración de banda ancha que ocurre bajo condiciones de operación estacionarias.

Cuando se aplica el criterio II, se comparan las mediciones de la vibración tomadas en la misma posición y orientación del transductor y aproximadamente bajo las mismas condiciones de operación de la máquina. Es conveniente investigar los cambios con respecto a las magnitudes normales de la vibración, de manera que pueda evitarse una situación peligrosa.

#### **2.3.7.2.3.3 CRITERIOS PROVISIONALES PARA LA VIBRACION DE BANDA ANCHA EN GRUPOS ESPECIFICOS DE MAQUINAS.**

Esta parte de la norma ISO 10816, es un documento básico que establece directrices generales para la medición de la evaluación de las vibraciones mecánicas de las máquinas, medidas sobre partes no rotativas y, proporcionan criterios de evaluación limitados. Criterios de evaluación para tipos de máquina específicos se detallan en las partes adicionales de la norma ISO 10816. Por lo tanto, antes de aplicar los valores indicados en este criterio, es importante revisar que no han sido suplantados en partes adicionales de la norma.

La clasificación de las máquinas es como sigue:

- **CLASE I:** Partes individuales de motores y máquinas conectadas integralmente a la máquina en sus condiciones normales de operación (los motores eléctricos de hasta 15 kW son ejemplos típicos de máquinas en esta categoría).
- **CLASE II:** Máquinas de tamaño medio (típicamente, motores eléctricos con salida entre 15 kW y 75 kW), sin fundamentos especiales, máquinas o motores montados rígidamente (hasta 300 kW) sobre fundamentos especiales.
- **CLASE III:** Grandes motores primarios y otras grandes máquinas con masas rotativas montadas sobre fundamentos rígidos y pesados, que son relativamente rígidos en la dirección en la que se mide vibraciones.
- **CLASE IV:** Grandes motores primarios y otras grandes máquinas con masas rotativas montadas sobre fundamentos relativamente blandos en la dirección en la que se miden las vibraciones (por ejemplo, grupos turbogeneradores y turbinas de gas con salidas mayores de 10 MW).

En la **Tabla 3**, se proporcionan los criterios de evaluación límites, los valores indicados, son para los límites superiores de las zonas de la A a la C.

Velocidad de la vibración r.m.s (mm/s)	CLASE I	CLASE II	CLASE III	CLASE IV
0.28	A	A	A	A
0.45				
0.71				
1.12	B	B	B	
1.8				
2.8	C	C	B	
4.5	D	C	C	B
7.1				
11.2				
18				
28	D	D	D	C
45	D	D	D	D

*Tabla 3 – Límites de zonas típicos según la norma ISO 10816-1*

#### **2.3.7.2.4 NORMA ISO 10816 – 3 (versión 2009) MAQUINAS INDUSTRIALES CON POTENCIAS NOMINALES POR ENCIMA DE 15 kW Y VELOCIDAD NOMINAL ENTRE 120 Y 15 000 RPM MEDICIONES IN SITU.**

Esta parte de la norma ISO 10816, nos da los criterios para evaluar los niveles de vibración cuando las mediciones se realizan in situ. Los criterios especificados se aplican a los conjuntos de máquina que tienen una potencia por encima de 15 kW y y velocidades entre 120 RPM y 15000 RPM.

Los conjuntos de maquinas cubiertos por esta norma, incluyen

- Turbinas de vapor con potencias hasta 50 MW.
- Conjuntos de turbina vapor con una potencia superior a 50 MW y velocidades inferiores a 1500 RPM o por encima de 3600 RPM.
- Compresores rotativos.
- Turbinas de gas industriales con potencia de hasta 3 MW.
- Generadores.
- Motores eléctricos de cualquier tipo.
- Sopladores o ventiladores.

Para establecer, los límites de la severidad de la vibración, la norma clasifica a las máquinas tomando en consideración las siguientes características:

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

#### 2.3.7.2.4.1 CLASIFICACION DE ACUERDO AL TIPO DE MAQUINA, POTENCIA O ALTURA DE EJE.

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

- **Grupo 1:** Maquinas rotativas grandes con potencia superior a 300 kW. Máquinas eléctricas con altura de eje  $H \geq 315$  mm.
- **Grupo 2:** Maquinas rotativas de tamaño mediano con potencia entre 15 kW y 300 kW. Maquinas eléctricas con altura de eje  $160 \leq H \leq 315$  mm.

La altura del eje “H” de una maquina, esta definida como la distancia medida entre la línea de centro del eje y el plano basal de la misma maquina.

#### 2.3.7.2.4.2 CLASIFICACION SEGÚN LA FLEXIBILIDAD DEL SOPORTE.

Dos condiciones, se utilizan para clasificar la flexibilidad del conjunto de soporte en direcciones especificadas:

- Soportes rigidos.
- Soportes flexibles.

Estas condiciones de apoyo, están determinadas por la relación entre las flexibilidades de la maquina y de cimentación Si la primera frecuencia natural del sistema maquina-soporte en la dirección de la medición es mayor que su frecuencia principal de excitación (en la mayoría de los casos es la frecuencia de rotación) en al menos un 25%, entonces el sistema de soporte puede ser considerado rígido en esa dirección. Todos los otros sistemas soportes, pueden ser considerados flexibles. En algunos casos el sistema máquina-soporte puede ser considerado rigido en una dirección de medición y flexible en la otra medición. Por ejemplo, la primera frecuencia natural en la dirección vertical puede estar sobre la frecuencia principal de excitación mientras que la frecuencia natural horizontal puede ser considerablemente menor. Tales sistemas serian rigidos en el plano vertical y flexible en el plano horizontal. En estos casos, la vibración debería ser evaluada de

acuerdo a la clasificación del soporte que corresponda en la dirección de la medición.

### 2.3.7.2.5 CRITERIOS DE EVALUACION DE LA MEDICION DE LAS VIBRACIONES

En el detalle de la norma ISO 10816-I, se especificaron, los dos criterios de evaluación utilizados para evaluar la severidad de las vibraciones en diversas clases de maquina. Un criterio considera la magnitud de la vibración en banda ancha y el otro considera la variación de la magnitud independientemente de si son incrementos o disminuciones.

Los valores de los limites de aceptación, se especifican en la **Tabla 6** y se basan en los en los valores máximos de banda ancha de velocidad, cuando las mediciones se toman a partir de dos transductores radiales orientados ortogonalmente. Por lo tanto, cuando se utilice esta tabla se debe utilizar la más alta de cada uno de los valores medidos de los transductores en cada plano de medición.

Los límites se aplican a los valores de rms amplia de banda de velocidad de vibración en la gama de frecuencias de 10 Hz a 1000 Hz.

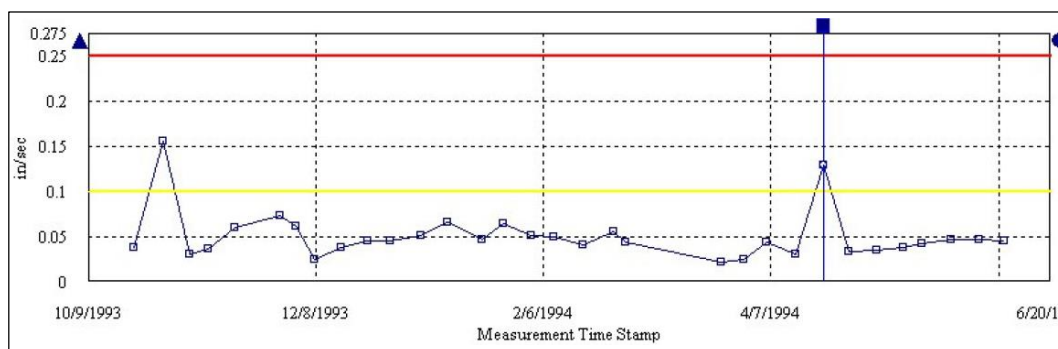
Tipo de máquina		Tamaño mediano 15 kW < P ≤ 300 kW		Grandes máquinas 300 kW < P < 50 MW	
		Altura de eje 160 mm ≤ H < 315 mm		Altura de eje 315 mm ≤ H	
BASE		RIGIDA	FLEXIBLE	RIGIDA	FLEXIBLE
VELOCIDAD mm/s rms	0.71	A	A	A	A
	1.4				
	2.3	B	B	B	
	2.8				
	3.5	C	C	C	
	4.5				
	7.1	D	D	D	B
	11				C
					D
GRUPO		GRUPO 2		GRUPO 1	

Tabla 4 - Severidad de la vibración norma ISO10816-3

### 2.3.7.3 COMPARACION DE TENDENCIAS<sup>17</sup>

Uno de los métodos más eficientes y confiables para evaluar la intensidad de vibración es comparar la lectura mas reciente contra las lecturas previas para un mismo punto, permitiendo que Ud. Vea como los valores de vibración fluctúan con el tiempo.

Esta comparación entre las lecturas de tendencia presente y pasadas es mas fácil de analizar cuando los valores se trazan en grafico de tendencia.



*Figura 29 - Gráfico de tendencia general*

## 2.4 MOTORES ELECTRICOS.

### 2.4.1 INTRODUCCION.

El motor eléctrico<sup>18</sup> es la máquina destinada a transformar energía eléctrica en energía mecánica. El motor de inducción es el mas usado de todos los tipos de motores, ya que combina las ventajas de la utilización de energía eléctrica-bajo costo, facilidad de transporte, limpieza, simplicidad de comando con su construcción simple y su gran versatilidad de adaptación a las cargas de los mas diversos tipos y mejores rendimientos.

### 2.4.2 TIPOS DE MOTORES ELECTRICOS

Los tipos más comunes de motores eléctricos son:

- Motores de corriente continua
- Motores de corriente alterna

<sup>17</sup> SKF – ISO 18436 – Análisis de vibraciones categoría 1

<sup>18</sup> WEG – Motores Electricos – Guía de especificación

### **2.4.2.1 MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA**

Son motores de costo mas elevado y, precisan de una fuente de corriente continua, o un dispositivo que convierta la corriente alterna común en continua. Pueden funcionar con velocidad ajustable, entre amplios límites y se prestan a controles de gran flexibilidad y precisión. Por eso, su uso es restrictivo a casos especiales en que las exigencias compensan el costo mucho más alto de la instalación y del mantenimiento.

### **2.4.2.2 MOTORES DE CORRIENTE ALTERNA**

Son los más utilizados, porque la distribución de energía eléctrica es hecha normalmente en corriente alterna. Los principales tipos son:

- Motor síncrono, el cual funciona con velocidad fija, o sea, sin interferencia de deslizamiento; utilizado normalmente para grandes potencias (debido a su alto costo en tamaños menores).
- Motor asíncrono de inducción, el cual funciona normalmente con una velocidad constante, que varía ligeramente con la carga mecánica aplicada al eje (desplazamiento). Actualmente es posible el control de la velocidad de los motores de inducción con el auxilio de los convertidores de frecuencia

Todos los motores de corriente continua, así como los síncronos de corriente alterna incluidos en la clasificación anterior, tienen una utilización y aplicación específica.

### **2.4.3 MOTOR ASINCRONO DE INDUCCION<sup>19</sup>**

El motor de inducción de corriente alterna asíncrono, tanto monofásico como trifásico, tiene una aplicación mas generalizada gracias a su facilidad de utilización, poco mantenimiento y bajo costo de fabricación, Por esta razón, nos centraremos en la constitución, el funcionamiento y la puesta en marcha de este tipo de motores, cuyo rango de fabricación, va desde unos cuantos watts hasta alrededor de los 10000 Hp.

---

<sup>19</sup> McGraw Hill – Unidad 11 – Motores eléctricos



Los motores de inducción relativamente grandes (de 5 Hp o mayores), se diseñan para operar en forma trifásica.

La velocidad de sincronismo ( $n$ ) de los motores eléctricos de corriente alterna, viene definida por la expresión:

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} (\text{rpm})$$

Donde:

$n$  : número de revoluciones por minuto

$f$  : Frecuencia del sistema en Hz.

$P$  : Numero de pares de polos de la máquina

Se le da el nombre de motor asíncrono, al motor de corriente alterna cuya parte móvil, gira a una velocidad distinta a la de sincronismo.

Aunque a la frecuencia industrial la velocidad es fija para un determinado motor, hoy en día, se recurre a variadores de frecuencia para regular la velocidad de estos motores.

#### **2.4.3.1 PARTES Y FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR ASINCRONO DE INDUCCION**

Como todas las máquinas eléctricas, un motor eléctrico, esta constituido por un circuito magnético y dos eléctricos, uno colocado en la parte fija (estator) y otro en la parte móvil (rotor):

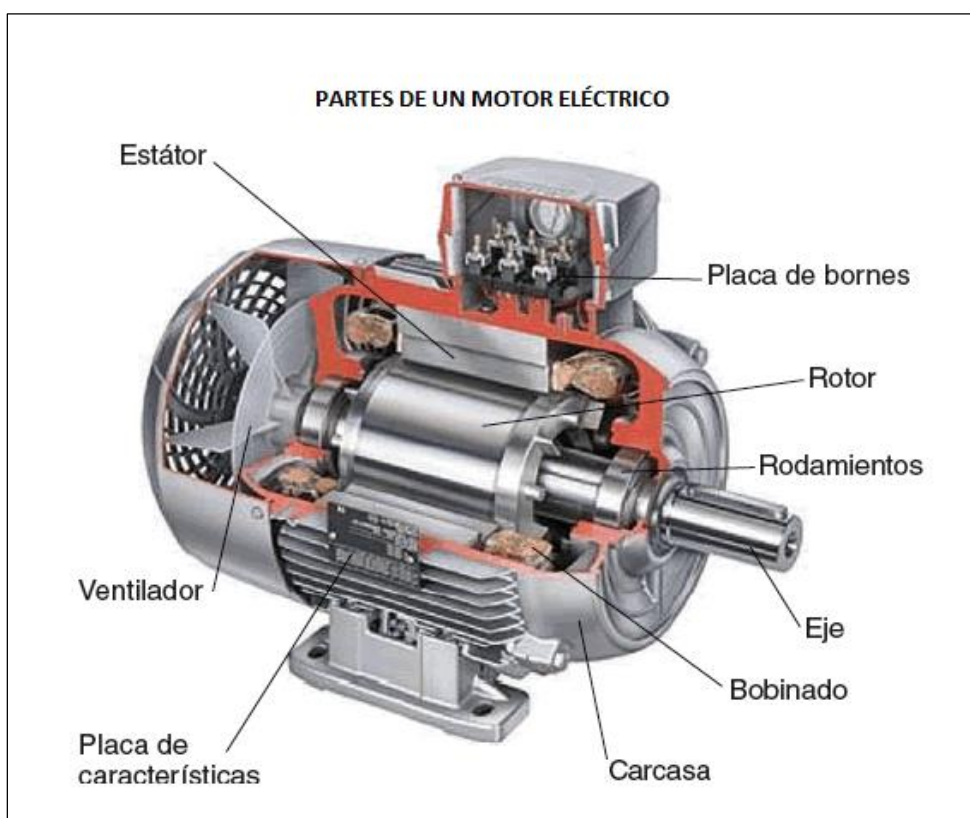
El circuito magnético esta formado por chapas apiladas en forma de cilindro en el rotor y en forma de anillo en el *estator*.

El cilindro se introduce en el anillo y, para que pueda girar libremente, hay que dotarlo de un entre hierro constante.

El anillo, esta dotado de ranuras en su parte interior para colocar el bobinado inductor y se envuelve exteriormente por una pieza metalica de soporte llamada *carcasa*.

El cilindro se adosa al eje del motor y puede estar ranurado en su superficie para colocar el bobinado inducido (motores de rotor bobinado) o bien se le incorporan conductores de gran sección soldados a anillos del mismo material en los extremos del cilindro (motores de rotor en cortocircuito) similar a una jaula de ardilla, de ahí que reciben el nombre de rotor de jaula de ardilla.

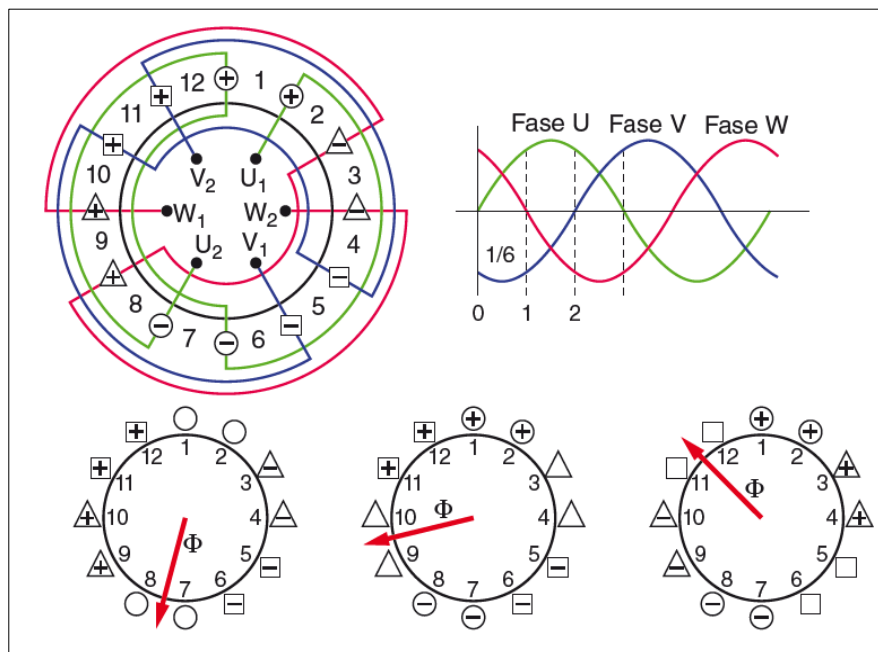
El eje se apoya en los *rodamientos* de acero para evitar rozamientos y se saca al exterior para transmitir el movimiento, y lleva acoplado un *ventilador* para refrigeración. Los extremos de los bobinados, se sacan al exterior y se conectan a la *placa de bornes*



*Figura 30 - Partes de un motor eléctrico*

#### 2.4.3.2 CAMPO MAGNETICO GIRATORIO

El campo magnético creado por un bobinado trifásico alimentado por corriente alterna es de valor constante pero giratorio y a la velocidad de sincronismo. Este fenómeno se puede comprobar con el estudio de posiciones que va ocupando la resultante del flujo atendiendo a los sentidos de corriente que van tomando los conductores en el bobinado, véase la **Figura 31**.



**Figura 31 - Comprobación del campo magnético giratorio**

En el instante 0, la fase U tiene valor cero, la fase V tiene valor negativo, por lo que la corriente circula de  $V_2$  hasta  $V_1$ , y la fase W tiene valor positivo, con lo que la corriente circula de  $W_1$  hasta  $W_2$ . En el bobinado se crea una bobina ficticia a la que aplicando la “regla de la mano derecha”, nos da que, en ese instante, la resultante del flujo se sitúa entre las ranuras 7 y 8.

El signo positivo representa que la corriente entra en el plano y el signo negativo que sale del plano.

El ciclo de la corriente se divide en 6 partes iguales pasando ahora al instante 1, donde vemos que la fase U tiene valor positivo, la fase V sigue teniendo valor negativo y la fase W tiene valor positivo.

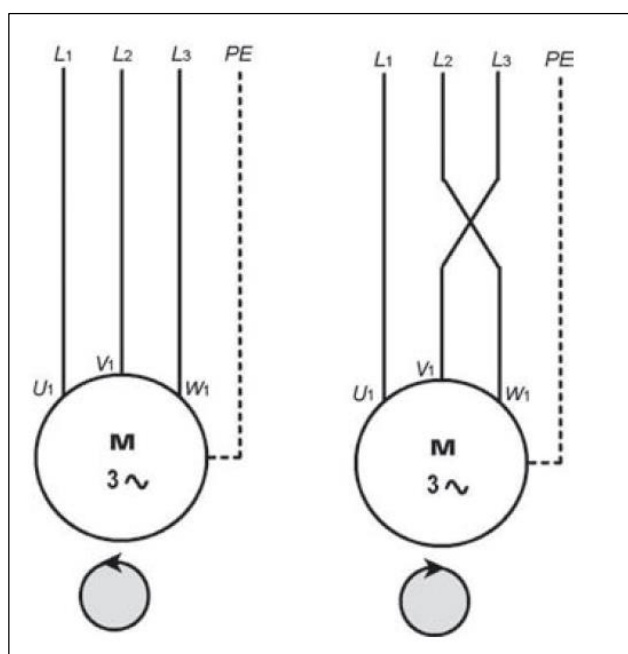
En ese instante la resultante del flujo se sitúa entre las ranuras 9 y 10, con lo que ha avanzado un sexto de la circunferencia en el tiempo que ha transcurrido desde el instante 0 al instante 1, que se corresponde con un sexto del periodo de la corriente.

Si vamos aplicándolo sucesivamente a los demás instantes, podemos ver que de uno a otro siempre avanza un sexto de vuelta igual que el tiempo que transcurre de un instante a otro periodo de la corriente, lo que nos indica que el flujo es giratorio y su velocidad coincide con la velocidad del sistema de corriente alterna.

### 2.4.3.3 SENTIDO DE GIRO DE LOS MOTORES TRIFASICOS

Para comprobar el campo magnético giratorio, se toma en cuenta el sentido de circulación de la corriente por las tres fases del bobinado. En el se ve que la resultante del flujo tiene el sentido de giro de las agujas del reloj (sentido horario), por lo que el rotor es arrastrado en el mismo sentido de giro.

Cuando necesitamos que el giro sea al contrario (sentido antihorario), basta con permutar dos fases de alimentación del motor, como se ve en la **figura 32**, con lo que el motor gira en sentido opuesto.



*Figura 32 - Esquema de conexiones para el cambio de giro en motores trifásicos*

Hay que tener cuidado de no permutar las tres fases pues en ese caso el motor seguirá girando en el mismo sentido. Este fenómeno se observa en el campo magnético giratorio de la **Figura 31**.

## 2.4.3.4 CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR EN OPERACIÓN<sup>20</sup>

### 2.4.3.4.1 CALENTAMIENTO DEL DEVANADO

La potencia útil suministrada por el motor, en la punta del eje, es menor que la potencia que el motor absorbe de la línea de alimentación, es decir, el rendimiento del motor es siempre inferior al 100%. La diferencia entre las dos potencias representa las pérdidas, las cuales son transformadas en calor, lo cual, calienta el bobinado y debe ser disipado hacia afuera del motor, para evitar que la elevación de temperatura sea excesiva.

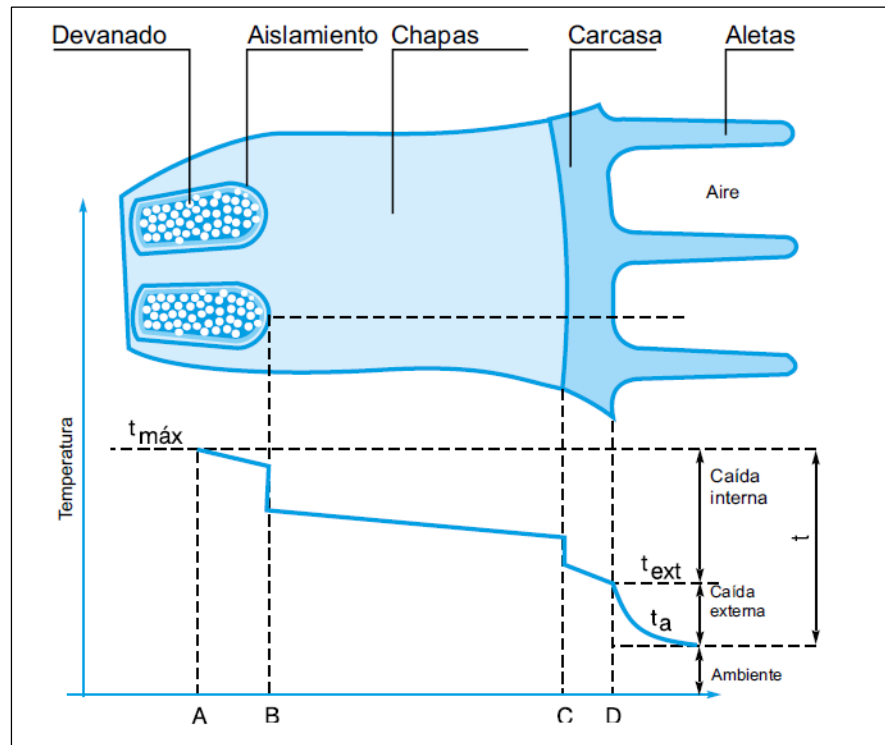
En los motores eléctricos, el calor generado por las pérdidas es disipado hacia el ambiente a través de la superficie externa de la carcasa, En motores cerrados, esa disipación es normalmente auxiliada por el ventilador montado en el propio eje del motor. Una buena disipación, dependerá de la eficiencia del sistema de ventilación, del área total de disipación de la carcasa y de la diferencia de temperatura entre la superficie externa de la carcasa y del aire del ambiente. Adicionalmente, se debe considerar lo siguiente:

- Un sistema de ventilación bien diseñado, además de tener un ventilador eficiente, capaz de mover un gran volumen de aire, debe dirigir ese aire de modo que cubra toda la superficie de la carcasa, donde se da el intercambio de calor.
- El área total de disipación, debe de ser la mayor posible, sin embargo, debemos considerar que, un motor con una carcasa muy grande, para obtener mayor área, sería muy caro y pesado, además de ocupar mucho espacio. Por eso la necesidad de fabricar motores pequeños y liviano, compensando, en parte, aumentandose el aire disponible por medio de aletas de enfriamiento, fundidas en la carcasa.
- Un sistema de enfriamiento eficiente, es aquel que logra disipar la mayor cantidad de calor disponible, a través de la menor área de disipación.

---

<sup>20</sup> WEG- Motores eléctricos – Guía de especificación

La caída interna de temperatura, depende de diversos factores como se indica en la **Figura 33**, en donde las temperaturas de ciertos puntos importantes del motor, están representadas y explicadas.



**Figura 33 – Distribución de temperaturas en el estator del motor**

- A** : Punto más caliente del devanado, en el interior de la ranura, donde es generado el calor proveniente de las pérdidas en los conductores.
- AB** : Caída de temperatura en la transferencia de calor del punto mas caliente hasta los alambres externos..
- B** : Caída a través del aislamiento de la ranura y en el contacto de este con los conductores de un lado, y con las chapas del núcleo, del otro.
- BC** : Caída de temperatura por transmisión a través del material de las chapas del núcleo.
- C** : Caída en el contacto entre el núcleo y la carcasa. La conducción de calor será mejor cuando mas perfecto sea el contacto entre las partes, dependiendo del buen alineamiento de las chapas, y de la precisión del mecanizado de la carcasa
- CD** : Caída de temperatura por transmisión a través de la carcasa

#### **2.4.3.4.2 VIDA UTIL DEL MOTOR**

La vida útil del motor, depende casi exclusivamente de la vida útil del sistema de aislamiento de los devanados. Este es afectado por muchos factores, como la humedad, vibraciones, ambientes corrosivos y otros. Entre todos los factores, el más importante es, sin duda la temperatura de trabajo de los materiales aislantes empleados. Un incremento de 8 a 10° grados, por encima del límite de la clase térmica, en la temperatura del sistema de aislamiento, puede reducir la vida útil del devanado en un 50%. Cuando hablamos de disminución de la vida útil del motor, no se refiere a las temperaturas elevadas, cuando el material aislante se quema y el devanado es destruido. La vida útil del sistema de aislamiento, se refiere al envejecimiento gradual del aislante, hasta el momento en que no soporta más la tensión aplicada y produce el corto circuito.

La experiencia muestra que la capacidad de aislamiento de los materiales tiene una duración prácticamente ilimitada, si su temperatura, es mantenida por debajo de un cierto límite. Por encima de ese valor, la vida útil de los materiales aislantes se va tornando cada vez más corta, a medida que la temperatura de trabajo es más alta. Este límite de temperatura es mucho más bajo que la temperatura donde se “quema” el aislante, dependiendo del tipo de material empleado y se refiere al punto más caliente del aislamiento y no necesariamente a todo el devanado.

Evidentemente, basta un *punto débil* en el interior de la bobina para que el devanado quede inutilizado. Por ello se recomienda utilizar sensores de temperatura como protección adicional del motor eléctrico. Estos sensores podrán garantizar una mayor vida al motor y confiabilidad al proceso, la especificación de alarma y/o apagado debe ser realizada de acuerdo a la clase térmica del motor.

#### **2.4.3.4.3 CLASES DE AISLAMIENTO**

El límite de temperatura para un motor, dependerá del tipo de material aislante empleado. Para fines de normalización, los materiales aislantes y los sistemas de aislamiento (cada uno formado por la combinación de varios materiales) son agrupados en *clases de* aislamiento, cada cual definida por el respectivo límite de temperatura, o sea por la mayor temperatura que el material o el sistema de aislamiento pueda soportar continuamente sin que sea afectada su vida útil.

Las clases de aislamiento utilizadas en máquinas eléctricas y los respectivos límites de temperatura conforme a la NORMA IEC 60034-1, son las siguientes:

- CLASE A (105°C).
- CLASE E (120°C).
- CLASE B (130°C).
- CLASE F (155°C).
- CLASE H (180°C).

#### **2.4.3.4.4 POTENCIA NOMINAL DEL MOTOR**

El concepto de potencia nominal, es decir, la potencia que el motor puede proveer, está íntimamente relacionado a la elevación de temperatura del devanado. Sabemos que el motor puede accionar cargas de potencias muy por encima de su potencia nominal. Lo que ocurre, no obstante, es que, si esta sobrecarga es excesiva, es decir, si se exige del motor una potencia muy por encima de aquella para la cual fue diseñado, el calentamiento normal, será sobrepasado y, la vida del motor será disminuida, pudiéndose, incluso quemar rápidamente.

Se debe tener en mente que la potencia solicitada al motor es definida por las características de la carga, es decir, independientemente de la potencia del motor: una carga de 90 Hp, independientemente de, si el motor es de 75 ó 100 Hp, solicitará al motor 90 Hp.

Evidentemente, un motor debe de suplir la máquina accionada con la potencia necesaria, siendo recomendable que exista un margen de holgura, ya que podrían ocurrir pequeñas sobrecargas; incluso, dependiendo del régimen de servicio, el motor podrá, eventualmente, suplir mas o menos potencia.

#### **2.4.3.4.5 FACTOR DE SERVICIO DEL MOTOR**

Se le llama factor de servicio (FS) al factor que, aplicada la potencia nominal, indica la carga permisible que puede ser aplicada continuamente al motor, bajo condiciones especificadas. Note que se trata de una capacidad de sobrecarga continua, es decir,



una reserva de potencia que le da al motor una capacidad de soportar mejor el funcionamiento en condiciones desfavorables. El factor de servicio no debe ser confundido con la capacidad de sobre carga momentánea, durante algunos minutos. El factor de servicio  $FS = 1,0$  significa que el motor no fue diseñado para funcionar continuamente por encima de su potencia nominal. Esto, sin embargo, no cambia su capacidad para sobrecargas momentáneas. La Norma IEC 60034-1 especifica los factores de servicio usuales por potencia.

#### **2.4.3.5 CONSIDERACIONES PARA EL CONTROL DE TEMPERATURA DEL DEVANADO**

Es muy difícil medir la temperatura del devanado con termómetros o termopares, ya que la temperatura varía de un punto a otro y nunca se sabe si el punto de medición está próximo al punto más caliente. El método más confiable para medir la temperatura de un devanado es a través de la variación de su resistencia óhmica con la temperatura.

La temperatura del punto más caliente del devanado, debe ser mantenida por debajo del límite de la clase. La temperatura total vale la suma de la temperatura ambiente con la elevación de la temperatura  $\Delta t$ , de modo que la temperatura del punto más caliente queda limitada, basada en las siguientes consideraciones:

- La temperatura ambiente, por norma, es de un máximo de  $40^{\circ}\text{C}$ , Por encima de ella, las consideraciones de trabajo son consideradas especiales.
- La diferencia entre la media y la del punto más caliente no varía mucho de motor a motor y su valor establecido por norma, en la práctica, es de  $5^{\circ}\text{C}$ , para las clases A y E,  $10^{\circ}\text{C}$  para las clases B y F, y  $15^{\circ}\text{C}$  para la Clase H.

Las normas de motores, por tanto, establecen un máximo para la temperatura del ambiente y especifican una elevación de temperatura máxima para cada clase de aislamiento. De este modo, queda indirectamente limitada la temperatura del punto más caliente del motor.

Los valores numéricos y la composición de la temperatura admisible del punto mas caliente, son indicados en la **tabla 5**.

Clase de aislamiento		A	E	B	F	H
Temperatura ambiente	°C	40	40	40	40	40
$\Delta t$ = elevación de temperatura ( método de la resistencia )	°C	60	75	80	105	125
Diferencia entre el punto más caliente y la temperatura media	°C	5	5	10	10	15
Total: temperatura del ponto más caliente	°C	105	120	130	155	180

*Tabla 5 - Temperatura en función de la clase de aislamiento (Fuente WEG)*

#### 2.4.3.6 MONTAJE DE MOTORES ELECTRICOS

Los elementos utilizados para el montaje de los motores (pernos, tuercas, arandelas, y demás piezas de sujeción) deben de estar, debidamente dimensionados, considerando las fuerzas que se generan en la operación del motor y deben ser ajustados apropiadamente para prevenir el desajuste de los mismos.

Para el montaje de motores eléctricos, se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- En lo posible el motor, deberá ser instalado en un sitio libre de cualquier vibración. Los motores a ser instalados al aire libre deben tener un recubrimiento exterior multicapas para que permanezcan protegidos contra la corrosión.
- Las distancias minimas de seguridad entre el nmotor y las paredes o paneles deben ser tomadas en cuenta.
- Los accionamientos (acoples, poleas, cajas reductoras, etc) únicamente pueden ser acoplados o retirados utilizando el equipo apropiado. Se deben evitar las altas cargas al ensamblar los acoplamientos, ya que se pueden dañar los rodamientos u otras partes mecánicas.
- Todos los rotores deben ser balanceados dinámicamente, para que el conjunto, este correctamente balanceado, el acoplamiento central al lado del motor, también tiene que ser balanceado bajo las mismas características de balanceo del rotor.
- Los motores con acople de salida deben ser alineados para que las líneas centrales del eje giren paralelamente sin ningún desbalance.

- El motor deberá, deberá ser alineado cuidadosamente utilizando cuñas colocadas bajo las patas del motor.

Para la puesta en marcha del motor, es necesario controlar que:

- La máquina este correctamente montada y alineada.
- La máquina este conectada conforme al sentido de giro especificado.
- Las condiciones de servicio coincidan con los datos previstos.
- Reengrasado de los rodamientos de acuerdo a su ejecución.
- Los dispositivos, accesorios existentes para la vigilancia de la máquina estén conectados debidamente y están aptos para el funcionamiento.
- Los canchales de elevación deben estar atornillados y, ser retirados tras el montaje o se asegurarse para evitar que se suelten.
- El rotor debe poder girar libremente sin rozar al arrancar.

## 2.5 RODAMIENTOS

Los rodamientos, son elementos mecánicos presentes en la mayoría de las máquinas rotativas. Su vida útil depende de una serie de factores: la carga, la velocidad de trabajo, la lubricación, el montaje, la temperatura, las fuerzas exteriores causadas por desalineaciones, desequilibrios, etc. de ahí, que sea prácticamente imposible determinar su duración por métodos analíticos.

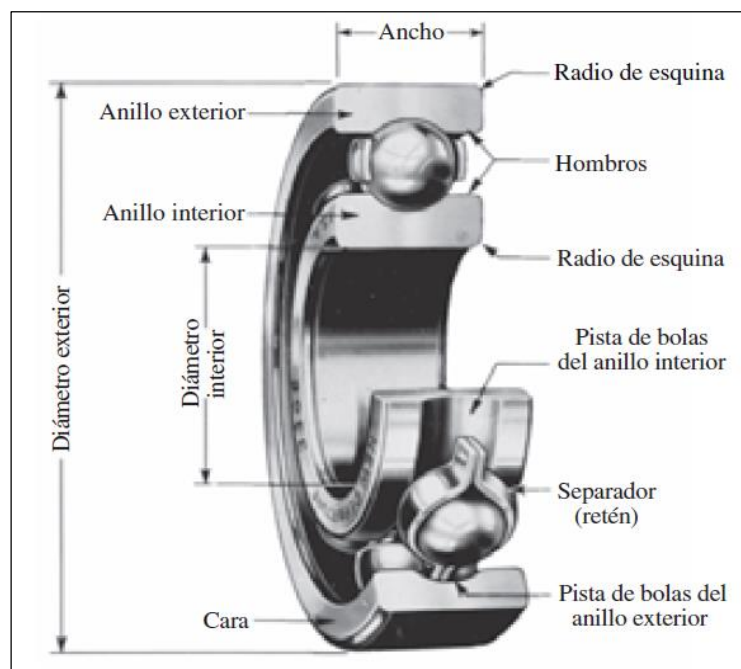
Los términos, *cojinete de contacto rodante*<sup>21</sup>, *cojinete antifricción*, y *cojinete de rodamiento*, también se emplean para describir estos elementos de máquina, en donde, se transfiere la carga principal mediante elementos que experimentan contacto rodante en vez de contacto deslizante. En un cojinete de rodamiento, la fricción inicial aproximadamente duplica la fricción de operación, pero aún es despreciable en comparación con la fricción inicial de un cojinete de manguito. La carga, la velocidad y la viscosidad de operación del lubricante, afectan las características de fricción de un

---

<sup>21</sup> Richard Budynas y Keith Nisbett - Diseño en Ingeniería mecánica de Shigley

cojinete de rodamiento. Probablemente no sea adecuado describir un cojinete de rodamientos como “antifricción” pero este termino también es utilizado en la industria.

Existen diferentes diseños de rodamientos, sin embargo, todos ellos están compuestos de cuatro elementos principales; los cuales se muestran en la **Figura 34**.



**Figura 34 - Partes de un rodamiento**

- **Anillo Interior**, posee una pista, sobre la cual ruedan las bolas o rodillos. Este camino, se encuentra en toda la periferia externa del anillo interior del rodamiento. La parte interna del anillo se ocupa para fijar el rodamiento sobre el eje.
- **Anillo Exterior**, tiene una pista, sobre el cual ruedan las bolas o rodillos. Este camino, se encuentra en toda la periferia interna del anillo exterior del rodamiento. La periferia exterior se ocupa para sujetar el rodamiento. permitirle girar libremente.
- **Elemento rodante**, se refiere al elemento que permite la movilidad entre los dos anillos y, por ende, entre los dos elementos mecánicos, estos elementos rodantes, son de dos tipos: bolas y rodillos.
- **Elemento Separador**, es un componente que permite mantener a los elementos rodantes separados entre sí a distancias iguales, al mismo tiempo que previene la caída de los elementos rodantes cuando se manipula el rodamiento.

### 2.5.1 CARACTERISTICAS DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos<sup>22</sup> vienen en varias formas y variedades, cada uno con sus propias características distintivas. Sin embargo, cuando se comparan con los cojinetes deslizantes, todos los rodamientos tienen las siguientes ventajas:

- Son estandarizados internacionalmente, son intercambiables y fáciles de obtener.
- Son fáciles de lubricar y consumen muy poco lubricante.
- Como regla general un rodamiento puede soportar cargas radiales, como axiales al mismo tiempo.
- Pueden utilizarse en aplicaciones a alta temperatura, así como a bajas temperaturas.
- La rigidez del rodamiento se puede mejorar al aplicarle una determinada precarga.

### 2.5.2 CLASIFICACION DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos se clasifican principalmente según la dirección en que actué la carga, esto es, rodamientos radiales (bolas y rodillos) y rodamientos axiales, sin embargo, esto no limita a un rodamiento radial a ser utilizado para cargas axiales; todo dependerá de la magnitud de la carga y la aplicación.

Generalmente, los rodamientos con un ángulo de contacto menor de  $45^\circ$  tiene una gran capacidad de carga radial y son clasificados como rodamientos radiales, mientras que los rodamientos con un ángulo de contacto mayor a  $45^\circ$  tienen una gran capacidad de carga axial y se clasifican como rodamientos axiales. También existen rodamientos clasificados como combinados, los cuales combinan las características de carga de ambos (radiales y axiales).

Describiremos a continuación las características de los tipos de rodamientos más utilizados en la industria.

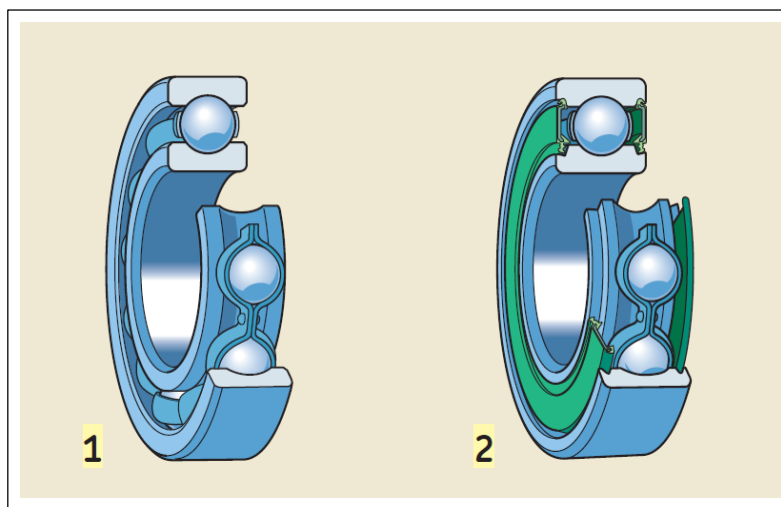
---

<sup>22</sup> NTN – Manual de Rodamientos

### 2.5.2.1 RODAMIENTOS RIGIDOS DE BOLAS

Los rodamientos rigidos<sup>23</sup> de bolas son particularmente versátiles. Su diseño es simple, no son desarmables, pueden funcionar a diferentes velocidades, son resistentes y requieren poco mantenimiento, se utiliza ampliamente en una variedad de campos.

Los rodamientos rigidos de bolas incluyen los que traen tapas de protección y los sellados, ambos tienen grasa lo cual los hace más fáciles de utilizar.



*Figura 35 - Rodamientos rígidos de bolas*

### 2.5.2.2 RODAMIENTOS DE BOLAS DE CONTACTO ANGULAR

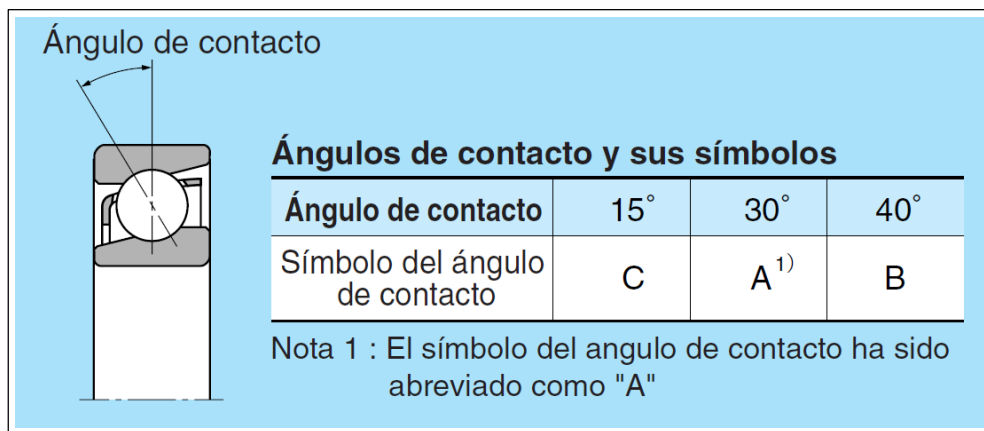
Los rodamientos de contacto angular tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí en la dirección del eje del rodamiento. Esto quiere decir que han sido diseñados para soportar cargas combinadas, es decir cargas radiales y axiales en forma simultánea.

La capacidad de carga de los rodamientos de bolas de contacto angular aumenta al incrementar el ángulo de contacto. El ángulo de contacto, se define como el ángulo que forma la línea de los puntos de contacto entre la bola y los caminos de rodadura en el plano radial, a lo largo del cual, se transmite la carga de un camino de rodadura a otro, con una línea perpendicular al eje de rodamiento.

---

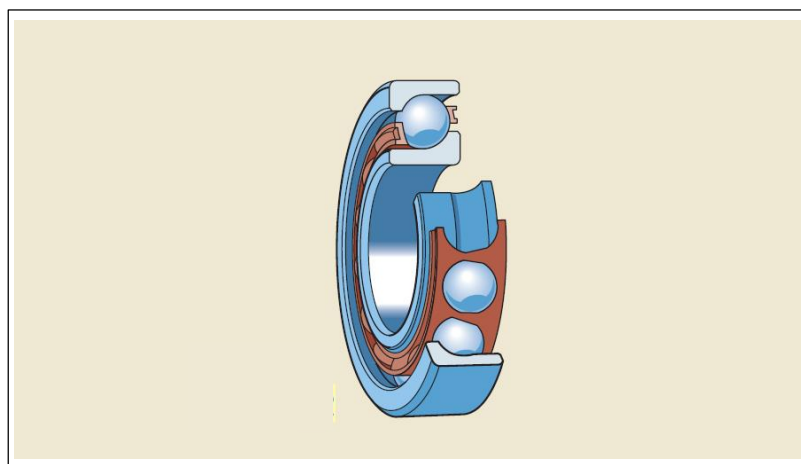
<sup>23</sup> SKF – Manual de Rodamientos

La línea que une el punto de contacto con el anillo interior, las bolas y el anillo exterior, forma un ángulo (ángulo de contacto) con la dirección radial. Existen tres ángulos de contacto con los que se diseñan estos rodamientos.



*Tabla 6 - Ángulo de contacto y su simbología*

Los rodamientos de bolas a contacto angular, pueden soportar cargas axiales, pero no pueden utilizarse solos por el efecto producido por el ángulo de contacto. En vez de ello, se utilizan apareados o en combinación.

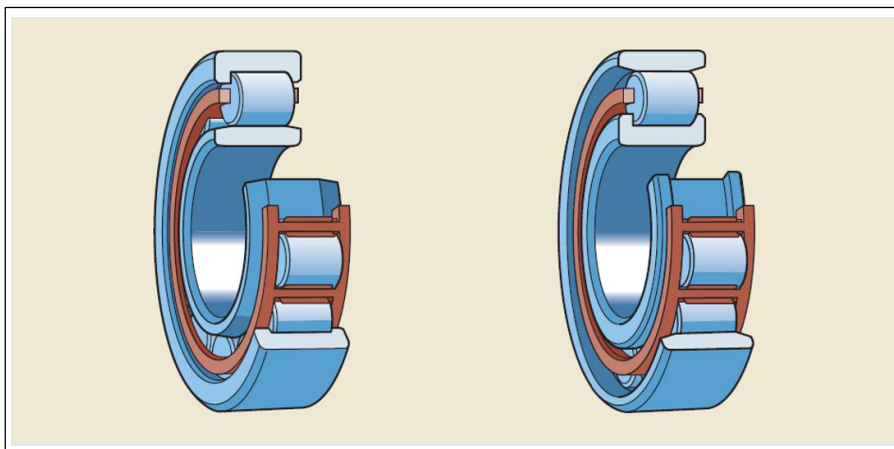


*Figura 36 - Rodamiento de contacto angular*

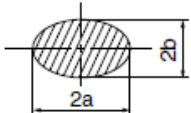
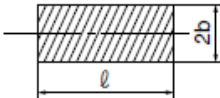
### 2.5.2.3 RODAMIENTO DE RODILLOS CILÍNDRICOS.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos, utilizan rodillos como elementos rodantes, por lo que tienen una alta capacidad de carga radial, los rodillos son guiados por pestañas ubicadas en el anillo interno o el externo. El anillo interno y el externo, pueden ser separados para facilitar el montaje y ambos pueden ser apretados ya sea contra el eje o contra el alojamiento. Si no hay pestañas, cualquiera de los dos anillos (interior o exterior) puede moverse libremente en la dirección axial.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos son ideales para ser usados en el lado libre, ya que absorben la expansión del eje. En el caso que haya pestañas, el rodamiento puede acomodar una mínima carga axial entre el extremo de los rodillos y las mencionadas pestañas.



*Figura 37 - Rodamiento de rodillos cilíndricos*

	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
La Pista	 <p><b>Contacto de punto</b> La superficie de contacto es ovalada cuando la carga es aplicada.</p>	 <p><b>Contacto de línea</b> La superficie de contacto es rectangular cuando la carga es aplicada.</p>
Características	Debido al contacto de puntos hay baja resistencia, los rodamientos de bolas son adecuados para aplicaciones de bajo torque y alta velocidad. tienen mejores características acústicas.	Debido al contacto de línea, el torque es mayor que en los rodamientos de bolas, pero la rigidez también es mayor.
Capacidad de carga	La capacidad de carga es baja, pero pueden soportar cargas en ambas direcciones. radial y axial.	La capacidad de carga es más alta. Los rodamientos de rodillos cilíndricos equipados con pestañas, pueden soportar una pequeña carga axial. Al combinar rodamientos de rodillos cónicos en pares, los mismos son capaces de soportar carga axial en ambas direcciones.

*Tabla 7 - Comparación de rodamientos de bolas y rodamientos de rodillos*


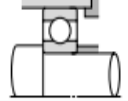

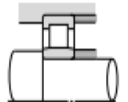
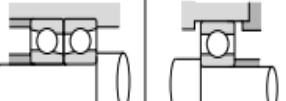
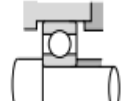

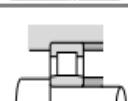

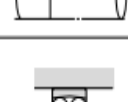

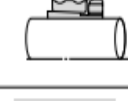
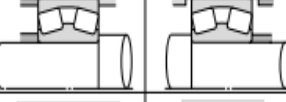
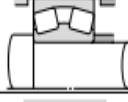

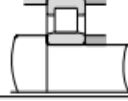


### 2.5.3 SELECCIÓN DEL ARREGLO DE RODAMIENTOS

Los ejes ó árboles, generalmente están soportados por un par de rodamientos en las direcciones radial y axial. El rodamiento que previene el movimiento axial del eje respecto al alojamiento, se denomina el “*rodamiento del lado fijo*” y el rodamiento que permite el movimiento relativo axial, se denomina “*rodamiento del lado flotante*”. Es este el que permite absorber la expansión y contracción de eje debido a las variaciones de temperatura, además de los errores durante el montaje del rodamiento.

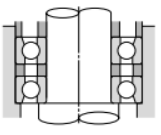
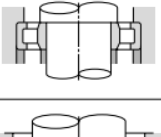
El lado del rodamiento del lado fijo, es capaz de soportar cargas radiales y axiales. Por lo tanto, debe seleccionarse un rodamiento capaz de contener el movimiento axial en ambas direcciones. Para el rodamiento del lado flotante, debe usarse un rodamiento capaz de permitir movimiento axial, mientras soporta una carga radial. El movimiento en la dirección axial se presenta en la superficie de la pista en los rodamientos con anillos interno/externo separables, tal como los rodamientos de rodillos cilíndricos, mientras para los rodamientos no separables, como los rígidos de bolas, este movimiento se presenta en las superficies de ajuste o de asentamiento.

La **Tabla 8**, muestra arreglos típicos de rodamientos, en donde los tipos de rodamientos difieren en el lado fijo y en el lado flotante

Arreglo		Comentarios	Aplicaciones (Referencia)
Fijo	Flotante		
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Arreglo general para maquinarias pequeñas.</li> <li>2. Para cargas radiales, pero también admite cargas axiales.</li> </ol>	Bombas pequeñas, automóviles, transmisiones, etc.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Adecuado cuando los errores de montaje y las deflexiones del eje son mínimas, o para aplicaciones de alta velocidad rotacional.</li> <li>2. Aunque haya expansión o contracción del eje, el lado flotante se mueve fácilmente.</li> </ol>	Motores eléctricos de tamaño mediano, ventiladores, etc.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Admite cargas radiales y axiales en ambas direcciones.</li> <li>2. En lugar de rodamientos de bolas a contacto angular apareados, son muy empleados los rodamientos de doble hilera de bolas a contacto angular.</li> </ol>	Engranajes de gusano de los reductores.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Capaz de admitir grandes cargas.</li> <li>2. La rigidez del conjunto aumenta al precargar los dos rodamientos fijos, en arreglo espalda con espalda.</li> <li>3. Requiere de ejes y alojamientos con gran precisión de acabado, y mínimos errores de montaje.</li> </ol>	Engranajes de los reductores para la industria en general.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Permite deflexiones del eje y errores de ajuste.</li> <li>2. Por medio del empleo de un manguito de montaje en ejes largos sin tornillos u hombros, el montaje y desmontaje de los rodamientos puede ser facilitado.</li> <li>3. Los rodamientos autoalineables de bolas no son adecuados para soportar cargas de dirección axial.</li> </ol>	Maquinaria industrial en general.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Ampliamente utilizado en la maquinaria industrial en general, en donde se presentan cargas pesadas y cargas de choque.</li> <li>2. Permite deflexiones en el eje y errores de montaje.</li> <li>3. Acepta cargas radiales al igual que cargas axiales de doble dirección.</li> </ol>	Engranajes de los reductores para la industria en general.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Admite cargas radiales y axiales de doble dirección.</li> <li>2. Adecuado cuando ambos anillos, el interior y el exterior, requieren ajustes apretados</li> </ol>	Engranajes de los reductores para la maquinaria industrial en general.
		<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Capaz de manejar altas cargas axiales y radiales con altas velocidades de rotación.</li> <li>2. Mantiene una holgura entre el diámetro exterior del rodamiento y el diámetro interior del alojamiento, para prevenir que el rodamiento rígido de bolas reciba cargas radiales.</li> </ol>	Transmisiones de locomotoras a diesel.

**Tabla 8 - Arreglo de rodamientos en ejes horizontales – Lado fijo y Lado flotante**

La **Tabla 9**, muestra arreglos típicos en ejes verticales.

Arreglo	Comentario	Aplicación (referencia)
	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Cuando se utilice rodamientos apareados de contacto angular en el lado fijo, en el lado flotante se debe utilizar un rodamiento de rodillos cilíndricos.</li> </ol>	Montaje vertical en motores eléctricos, etc.
	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Este arreglo es adecuado cuando haya gran cantidad de carga axial.</li> <li>2. Para absorber la deflección del eje y errores de montaje, se alinea el rodamiento axial con respecto a la superficie de la pista exterior de un rodamiento de doble hilera de rodillos esféricos.</li> </ol>	Ejes de grúas, etc.

**Tabla 9 - Arreglo de rodamientos en ejes verticales**

## 2.5.4 AJUSTE DE LOS RODAMIENTOS

En los rodamientos, los anillos interno y externo están fijos a los ejes o al alojamiento, por lo que no hay un movimiento relativo entre las superficies de asentamiento.

En muchos casos un ajuste inadecuado, puede provocar daños y acortar la vida de un rodamiento, por lo tanto, es necesario efectuar una cuidadosa investigación al momento de seleccionar un ajuste adecuado. Algunas de las fallas en rodamientos, causados por un ajuste inapropiado, son las siguientes:

- Fractura de la pistas, descascarillado y deformación de las mismas
- Desgaste de las pistas y el eje causado por el deslizamiento y la corrosión.
- Atascamiento debido a un juego radial interno negativo.
- Ruidos excesivos y desmejoramiento de la precisión rotacional debido a la deformación de la ranura de la pista.

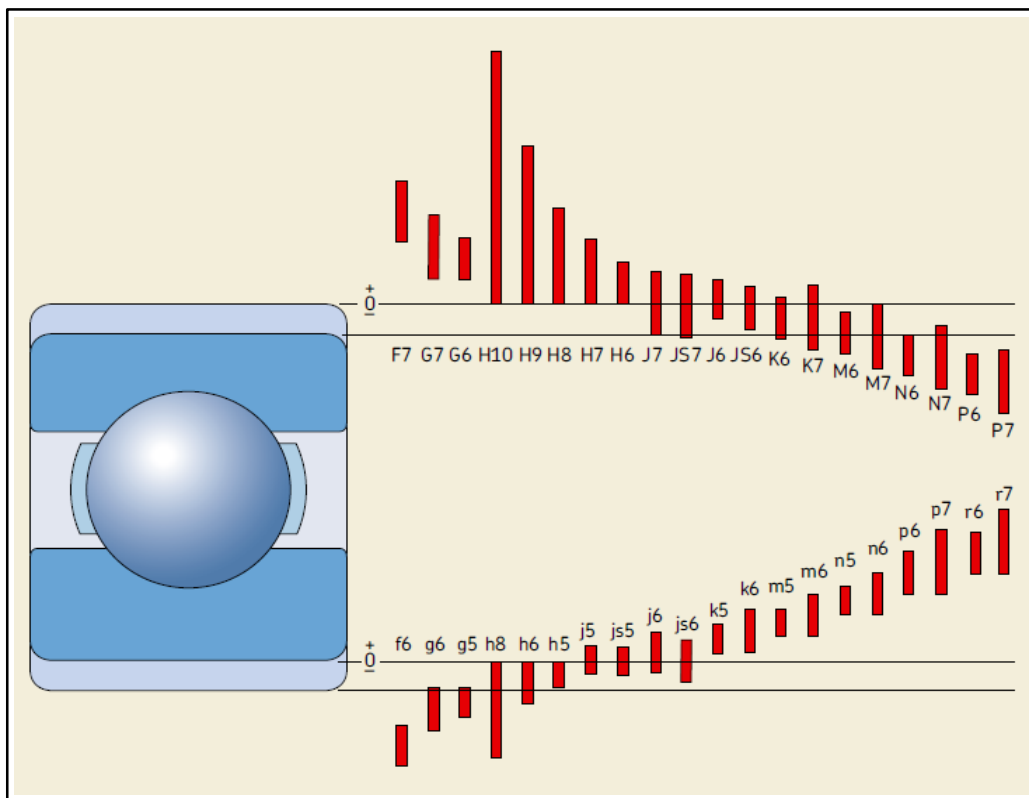
### 2.5.4.1 SELECCION DEL AJUSTE DE RODAMIENTO

La selección de un ajuste adecuado, requiere un análisis profundo de las condiciones de operación de los rodamientos, incluyendo las consideraciones:

- Materiales del eje y del alojamiento, espesor de anillos, precisión de los acabados de las superficies.
- Condiciones de operación de la maquinaria (naturaleza y magnitud de la carga, velocidad de rotación, temperatura, etc.)

#### 2.5.4.1.1 AJUSTES RECOMENDADOS

El ajuste del rodamiento, es determinado por las tolerancias seleccionadas para el diámetro del eje y el diámetro interno del alojamiento. Los ajustes mas ampliamente utilizados para rodamientos para diámetros de eje y alojamientos son mostrados en la **Tabla 10**.



**Tabla 10 - Tipos de ajuste ( SKF – Tabla de ajustes y tolerancias)**

**2.5.4.1.2 AJUSTE RECOMENDADO EN MOTORES ELECTRICOS**

Los ajustes recomendados para motores eléctricos, se muestran en la **Tabla 11**

Tipo de rodamiento	Ajuste con el eje		Ajuste con el alojamiento	
	Diámetro del eje mm más de	incluye	Diámetro interior del alojamiento	Tipo de ajuste
Rodamientos rígidos de bolas	~ 18	j5	Todos los tamaños	H6 o J6
	18 ~ 100	k5		
	100 ~ 160	m5		
Rodamientos de rodillos cilíndricos	~ 40	k5	Todos los tamaños	H6 o J6
	40 ~ 160	m5		
	160 ~ 200	n6		

**Tabla 11 - Ajuste recomendado en rodamientos de motores eléctricos (Fuente NTN)**

**2.5.4.1.3 VALORES MINIMOS Y MAXIMOS DE INTERFERENCIA**

Los siguientes puntos deben ser considerados cuando es necesario calcular la interferencia para una determinada aplicación:

- Al calcular la mínima cantidad de interferencia requerida, tenga en mente que la interferencia es reducida por las cargas radiales.

- La interferencia entre los anillos interiores y los ejes de acero, se reduce como resultado de los incrementos de temperatura (diferencia entre la temperatura del rodamiento y la del ambiente) causados por la rotación del rodamiento, el cálculo de la cantidad mínima de interferencia requerida en estos casos se muestra en la siguiente ecuación:

$$\Delta dt = 0.0015 * d * \Delta T.$$

Donde:

$\Delta dt$  = Interferencia requerida por diferencia de temperatura en  $\mu\text{m}$ .

$d$  = Diametro interior del rodamiento en mm.

$\Delta T$  = Diferencia entre temperatura del rodamiento y temperatura ambiente.

- La interferencia es reducida por la variación en las superficies del asiento, debido a que estas se aplanan por el ajuste (la rugosidad de las superficies se reduce). La disminución en la interferencia depende de la rugosidad de la superficie de asiento. Es necesario por lo general, anticipar las siguientes disminuciones en la interferencia; Para *ejes rectificados* entre 1.0 y 2.5  $\mu\text{m}$  y para *ejes torneados* entre 5.0 y 7.0  $\mu\text{m}$ .
- Cuando los anillos de los rodamientos son instalados con un ajuste de interferencia, esfuerzos de tensión o compresión, pueden suscitarse alrededor de las pistas. Si la interferencia es muy grande, esto puede causar daño a los anillos y reducir la vida del rodamiento. El valor máximo de interferencia, no debe ser sobrepasado.

#### **2.5.4.1.4 DETALLES ADICIONALES PARA LA SELECCIÓN DEL AJUSTE.**

- Ajustes apretados son recomendados para; condiciones de operación con grandes cargas de impacto o vibración, aplicaciones en las que se usan ejes huecos o alojamientos con paredes delgadas, aplicaciones en las que se usan ejes fabricados de aleaciones ligeras o plásticos.

- Ajustes con interferencias pequeñas son recomendables para; aplicaciones que requieren una alta precisión rotacional, aplicaciones que utilizan rodamientos pequeños o con anillos de pared delgada.
- Debe prestarse atención al hecho de que la selección del ajuste, afectará la selección del juego radial interno del rodamiento.
- Un tipo particular de ajuste se recomienda para los rodamientos de rodillos

## 2.5.5 NOMENCLATURA DE LOS RODAMIENTOS.

### 2.5.5.1 DESIGNACION BASICA.

Todos los rodamientos estándar, tienen una designación básica<sup>24</sup> característica, que por lo general contiene entre 3 a 5 dígitos, la designación básica identifica los siguientes aspectos:

- El tipo de rodamiento.
- El diseño básico.
- Las dimensiones principales.

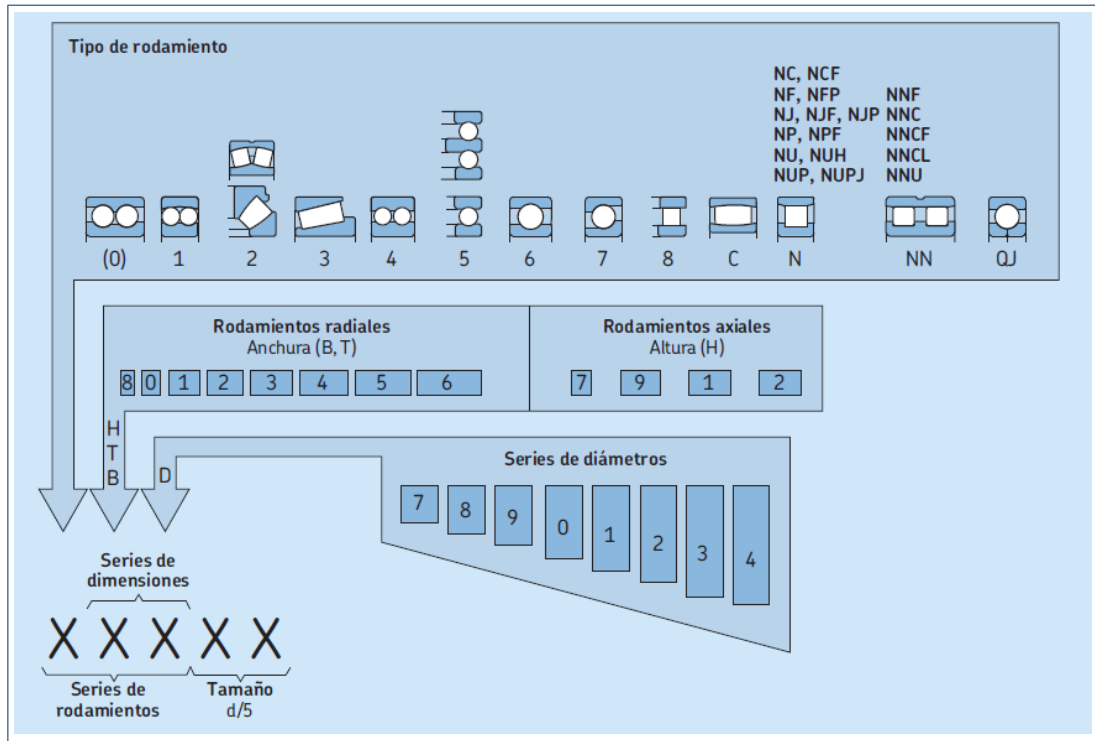
Los prefijos y sufijos identifican los componentes o las variantes de rodamientos con un diseño con características diferentes de algún modo, del diseño básico. El sistema de designación básica se muestra en la **Tabla 12**. Las combinaciones de números y letras, tienen el siguiente significado

- El primer dígito, letra, o combinación de letras identifica el tipo de rodamiento y alguna posible variante del diseño básico.
- Los siguientes dos dígitos, identifican la serie de dimensiones ISO, el primer dígito, indica la serie de anchura o altura (dimensiones B, T o H), el segundo dígito, identifica la serie de diámetros (Dimensión D).

---

<sup>24</sup> SKF – Manual de Rodamientos

- Los último 2 dígitos de la designación básica, identifican el código del tamaño del tamaño del agujero del rodamiento. El código del tamaño, multiplicado por 5 da como resultado el diámetro del agujero (d) en milímetros.



*Tabla 12 - Sistema de designación básica de rodamientos (Fuente SKF)*

### 2.5.5.2 NOMENCLATURA AFBMA – SKF

La Asociación de Fabricantes de rodamientos Antifricción (AFBMA), tienen un sistema de código que identifica los rodamientos por tipo, tamaño y construcción. En algunos en las placas de datos de motor, la designación de los rodamientos esta especificada, tomando como referencia esta nomenclatura. La **tabla 13** muestra los códigos que se aplican mas comúnmente en la industria.

90	BC	3	J	PP	N	3	0	X	↔	6	3	18	ZZ	N		C3		HT5
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	2	3	1	5	6	4	(8), 7	10	1 9

SIMBOLOS		
AFBMA	SKF	DESCRIPCION
1. Diametro interior ÷ 5		
90	XX18	AFBMA/5 = SKF Exc. 17 = XX03 15 = XX02 12 = XX01 10 = XX00
2. Tipo de Rodamiento		
BC	6XXX	Rodamiento de bolas
BL	XXX	Máxima capacidad
BN	7XXX CD	Contacto Angular (15°)
	7XXX CC	Contacto Angular (12°)
BA	7XXX ACD	Contacto Angular (25°)
BT	7XXX B	Contacto Angular (40°)
3. Dimension Series		
0	X0XX	Extra Liviano
2	X2XX	Liviano
3	X3XX	Medio
4	X4XX	Pesado
4. Tipo de Jaula		
X	-	Cualquier Tipo
J	J	Acero prensado
Y, K	Y	Latón prensado
M	M	latón Maquinado
5. Tipo de tapa, Sello/latón protector o Montaje doble		
X	-	Separador de caracteres
P	Z	(PP - 2Z, doble latón)
E	RSI	(EE - 2RS1, doble sello)
RR	DB	Doble espada con
UU	DF	Doble cara con cara
TT	DT	Doble en tandem

SIMBOLOS		
AFBMA	SKF	DESCRIPCION
6. Ranura de anillo de presión		
N	N	Ranura sin anillo
A	NB	Ranura sin anillo en el mismo lugar de la tapa de latón o resina
G	NR	Ranura con anillo
C	NBR	Ranura con anillo En el mismo lugar de la tapa de latón o resina
7. Juego radial / Precarga		
0	-	Juego normal
1	C1	Más ajustado que C2
2	C2	Más ajustado que el
3	C3	Más suelto que el Normal
4	C4	Más suelto que C3
5	C5	Más suelto que C4
7	GA	Precarga Ligera
8	GB	Precarga Media
9	GC	Precarga Pesada
8. Clase de Tolerancia		
0	-	Normal ABEC1, ISO
6	P6	P7
5	P5	ABEC 3, ISO P6
4	P4	ABEC 5, ISO P5
2	P9A	ABEC 7, ISO P4 ABEC 9
9. Lubricación		
X	-	Cualquier lubricante o
A	-	Referido al fabricante
10. Características especiales		
Referente a Ingeniería de SKF		

**Tabla 13 - Designación de rodamientos, nomenclatura AFBMA (Fuente SKF)**

### 2.5.6 LUBRICACION DE RODAMIENTOS.

Para que los rodamientos funcionen de modo confiable y para evitar el contacto directo entre el metal de los elementos rodantes, los caminos de rodadura, las jaulas y otros componentes, los rodamientos se deben lubricar de manera adecuada.

El propósito de la lubricación, es prevenir el contacto metálico directo entre las diversas estructuras rodantes y deslizantes. Esto se logra a través de la formación de una delgada



película de aceite (o de grasa) sobre las superficies de contacto. Para los rodamientos, la lubricación presenta las siguientes ventajas:

- Reducción de la fricción y el desgaste.
- Eliminación del calor generado por la fricción
- Vida prolongada del rodamiento.
- Prevención de la oxidación.
- Protección contra elementos dañinos.

Para lograr estos efectos, debe emplearse un método de lubricación adecuado para las condiciones de operación, además debe seleccionarse un lubricante de buena calidad y aplicar la cantidad correcta, en tanto que el montaje del rodamiento debe diseñarse para prevenir la entrada de partículas extrañas o la fuga del lubricante.

#### 2.5.6.1 METODOS DE LUBRICACION Y SUS CARACTERISTICAS.

Los métodos de lubricación para los rodamientos, pueden ser básicamente divididos en lubricación por grasa y lubricación por aceite. Cada uno de ellos tiene sus particularidades, por lo que debe seleccionarse el que cumpla mejor con los requerimientos de operación.

Las características se muestran en la **Tabla 14**.

Método / Característica	Lubricación con grasa	Lubricación con aceite
Manejo	◎	△
Confiabilidad	○	◎
Efecto de enfriamiento	×	○ (Circulación necesaria)
Estructura de sellado	○	△
Pérdida de potencia	○	○
Contaminación Ambiental	○	△
Alta velocidad de rotación	×	○

◎ : Excelente   ○ : Bueno   △ : Regular   × : Malo

**Tabla 14 - Comparación de las características de lubricación por grasa y por aceite**

### 2.5.6.1.1 LUBRICACION POR GRASA.

Las grasas lubricantes son relativamente fáciles de manejar y requieren los mas simples elementos de sellado. Por estas razones, la grasa es el lubricante mas ampliamente utilizado en rodamientos. Se pueden utilizar rodamientos que vengan pre-engrasados y sellados de fabrica o si se utiliza un rodamiento abierto llene el rodamiento y el alojamiento con la adecuada cantidad de grasa.

### 2.5.6.1.2 TIPOS DE GRASA Y SUS CARACTERISTICAS.

Las grasas lubricantes, están compuestas de aceite base ya sea mineral o sintético, al cual se le añade un agente espesante y otros aditivos. Las propiedades de todas las grasas son principalmente determinadas por el tipo de aceite base que se utilice y por la combinación del aceite espesante y los demás aditivos. La **Tabla 15**, muestra las variedades de grasas mas comunes y sus características.

Nombre de la Grasa	Grasa de Litio			Grasa de Sodio (grasa de fibra)	Grasa con base compuesta de calcio	Grasa de aluminio	Grasa con base no Jabonosa	
Espesante	Jabon de Litio			Jabon de Na	Jabon de Ca + Na Jabon de Ca + Li	Jabon de Al	Urea, carbon negro, Bentona, compuesto de fluor, etc.	
Aceite base	Aceite Mineral	Aceite diester	Aceite Sintetico	Aceite Mineral	Aceite Mineral	Aceite Mineral	Aceite Mineral	Aceite Sintetico
Punto de goteo	170 ~ 190	170 ~ 190	200 ~ 250	150 ~ 180	150 ~ 180	70 ~ 90	250 o más	250 o más
Temperatura de operación °C	- 30 ~ + 130	- 50 ~ + 130	- 50 ~ + 160	- 20 ~ + 130	- 20 ~ + 120	- 10 ~ + 80	- 10 ~ + 130	- 50 ~ + 200
Estabilidad mecánica	Excelente	Buena	Buena	Excelente ~ Buena	Excelente ~ Buena	Buena	Buena	Buena
Resistencia a la presión.	Buena	Buena	Pobre	Buena	Excelente ~ Buena	Buena	Buena	Buena
Resistencia al agua	Buena	Buena	Buena	Buena ~ Pobre	Buena ~ Pobre	Buena	Buena	Buena
Aplicaciones	El mas amplio rango de aplicaciones. Grasa empleada en todos los tipos de rodamientos	Excelentes propiedades para baja temperatura y contra el desgaste. Adecuada para rodamientos pequeños y miniatura.	Adecuada para altas y bajas temperaturas. No apropiada para trabajar con cargas pesadas por la baja resistencia de la pelicula de aceite	Se presenta algo de emulsificación cuando se introduce agua. Excelentes características a temperaturas relativamente altas.	Excelente resistencia a la presión y estabilidad mecánica. Adecuada para rodamientos que reciben impacto.	Excelente adhesión Adecuada para rodamientos que reciben vibraciones	Para un amplio rango de bajas y altas temperaturas, muestra excelente resistencia al calor, resistencia al frío, resistencia química y otras cuando se combina con un aceite base y un espesante adecuados.	

*Tabla 15 - Variedades de grasas y sus características*

#### 2.5.6.1.2.1 ACEITE BASE

Aceites minerales o sintéticos tales como el aceite diester, aceite de silicona y aceite de fluorocarbono, son utilizados como aceite base en las grasas.

Las propiedades de las grasas, son determinadas principalmente por las propiedades del aceite base. Generalmente, las grasas con aceite base de baja viscosidad son mas apropiadas para aplicaciones en las que haya baja temperatura y con altas

cargas velocidades; las grasas que usan aceite de baja viscosidad, son más apropiadas para operaciones a alta temperatura y con altas cargas.

#### **2.5.6.1.2.2 AGENTES ESPESANTES**

Los agentes espesantes se combinan con el aceite base para mantener el estado semi-sólido de la grasa. Hay dos tipos de agentes espesantes básicamente: jabones metálicos y no metálicos. Los jabones metálicos incluyen litio, sodio, calcio, etc.

Los no metálicos se dividen en dos grupos inorgánicos (silica gel, bentónica, etc) y organicos (poli-urea, fluorocarbon, etc.).

Las características especiales de una grasa, tales como: rango de temperatura permisible, estabilidad mecánica, resistencia al agua, etc. dependen grandemente del tipo de agente espesante utilizado. Por ejemplo, una grasa con jabon de sodio, tiene por lo general baja resistencia al agua, mientras que las grasas con bentonita, poli-urea y otros jabones no metálicos, son generalmente superiores para trabajar en altas temperaturas.

#### **2.5.6.1.2.3 ADITIVOS**

Varios aditivos son incorporados a las grasas, para mejorar algunas propiedades y la eficiencia de las mismas. Por ejemplo, hay aditivos anti-oxidantes, aditivos para alta presión (aditivos EP), inhibidores de la oxidación y anticorrosivos.

Para rodamientos sujetos a altas cargas y/o cargas de impacto, debe utilizarse una grasa que contenga aditivos de alta presión. Para aplicaciones a temperaturas relativamente altas o en las cuales no se pueda reaprovisionar la grasa durante largos periodos de tiempo, es mejor emplear grasas con aditivos estabilizadores de oxidación.

#### **2.5.6.1.2.4 CONSISTENCIA**

La consistencia es un indicador de la rigidez o la fluidez de la grasa. Mientras mayor sea el número, mayor es la rigidez de dicha grasa. La consistencia de una grasa queda determinada por la cantidad de agente espesante que contenga y la

viscosidad del aceite. Para la lubricación de los rodamientos, las grasas con índice de consistencia NLGI de 1, 2 y 3 son utilizadas.

La relación general existente entre la consistencia y la aplicación de las grasas, se muestra en la **Tabla 16**.

Grado de consistencia NLGI	JIS (ASTM) Penetración trabajada	Aplicaciones
0	355~385	Para uso de engrase centralizado
1	310~340	Para uso de engrase centralizado
2	265~295	Para uso general y en rodamientos sellados
3	220~250	Para uso general y en altas temperaturas
4	175~205	Para uso especial

*Tabla 16 - Consistencia de las grasas*

#### 2.5.6.1.2.5 MEZCLA DE GRASAS

Cuando se mezclan grasas de diferentes clases, la consistencia de las grasas cambiara (usualmente se torna mas suave), el rango de temperaturas de operación permisible, disminuirá y se presentaran otros cambios en las características de dicha grasa. Como regla general, una grasa no debe ser mezclada con otra de diferente marca.

Sin embargo, si se tiene que mezclar diferentes grasas, por lo menos deben emplearse grasas que tengan el mismo aceite base y el mismo agente espesante.

#### 2.5.6.1.3 CANTIDAD DE GRASA

La cantidad de grasa utilizada en alguna situación específica, dependerá de varios factores relacionados al tamaño y la forma del alojamiento, limitaciones de espacio, velocidad de giro de los rodamientos y del mismo tipo de grasa a utilizar propiamente.

Como un indicador, los rodamientos deben de llenarse entre un 30% a un 40% de su espacio libre y los alojamientos deben llenarse entre un 30% a un 60% del espacio libre.

### 2.5.6.1.4 LUBRICACION POR ACEITE.

La lubricación con aceite, es adecuada para aplicaciones en las que se requiere que el calor generado por el rodamiento o aplicado al rodamiento desde otras fuentes, puede ser extraído del rodamiento y disipado hacia el exterior.

### 2.5.6.1.5 SELECCIÓN DEL ACEITE LUBRICANTE

Bajo condiciones normales de operación, aceite para husillos, aceite para máquinas, aceite para turbinas y otros aceites minerales son ampliamente utilizados para la lubricación de los rodamientos. Sin embargo, para temperaturas por encima de los 150° o debajo de los -30°C, se utilizan aceites sintéticos y aceite de fluorocarbon.

Para los aceites lubricantes, la viscosidad es una de las propiedades mas importantes y determinan la eficiencia de la lubricación del aceite. Si la viscosidad es demasiado baja, la formación de la película de aceite será insuficiente y ocurrirán daños en las pistas de los rodamientos. Si la viscosidad es demasiado alta, la fricción viscosa será muy grande, provocando incremento de temperatura y perdidas de energía.

En general para aplicaciones de alta velocidad, debe emplearse un aceite de baja viscosidad; para aplicaciones mas pesadas, debe emplearse un aceite de mayor viscosidad.

La **tabla 17**, lista los patrones estándares de selección de la viscosidad del lubricante de acuerdo a las condiciones de operación de la aplicación.

Temperatura de operación del rodamiento °C	valor $d_m$	Grado de viscosidad ISO del aceite lubricante (VG)		Rodamiento apropiado
		Carga normal	Carga pesada o carga de impacto	
-30~ 0	Hasta la velocidad de rotación permitida	22, 32	46	Todos los tipos
0~ 60	Up to 15,000	46, 68	100	Todos los tipos
	15,000 ~80,000	32, 46	68	Todos los tipos
	80,000 ~150,000	22, 32	32	Todos los tipos de rodamientos axiales de bolas
	150,000~500,000	10	22, 32	Rodamientos radiales de una hilera de bolas, de rodillos cilíndricos
60~100	Up to 15,000	150	220	Todos los tipos
	15,000 ~80,000	100	150	Todos los tipos
	80,000 ~150,000	68	100, 150	Todos los tipos de rodamientos axiales de bolas
	150,000~500,000	32	68	Rodamientos radiales de una hilera de bolas, de rodillos cilíndricos
100 ~150	Hasta la velocidad de rotación permitida	320		Todos los tipos
0~ 60	Hasta la velocidad de rotación permitida	46, 68		Rodamientos auto-alineables de rodillos
60~100	Hasta la velocidad de rotación permitida	150		

Nota: 1: Se aplica cuando el método de lubricación es por baño de aceite o por circulación de aceite.  
2: Por favor consultar al Departamento de Ingeniería de NTN cuando las condiciones de operación estén fuera del rango cubierto en esta tabla.

**Tabla 17 - Estándares de selección de aceites lubricantes**

### 2.5.6.1.6 CANTIDAD DE ACEITE LUBRICANTE

En sistemas de lubricación forzada de aceite, el calor irradiado hacia el ambiente por el alojamiento y las partes adyacentes, junto con el calor removido por el aceite lubricante, son casi iguales al calor generado por el rodamiento y otras fuentes.

Para aplicaciones en alojamientos comunes, la cantidad de aceite requerida puede ser controlada por la ecuación

$$Q = K * q$$

Donde:

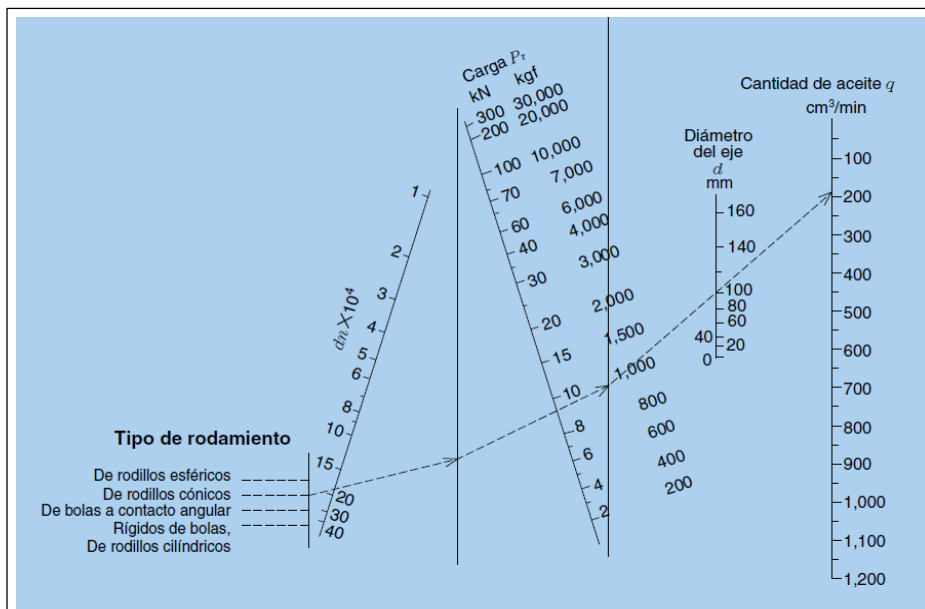
$Q$  = Cantidad de aceite para un rodamiento en  $\text{cm}^3 / \text{min}$ .

$K$  = Factor de incremento de temperatura permisible para el aceite (**Tabla 18**).

$q$  = Cantidad de lubricante determinada por el diagrama en  $\text{cm}^3 / \text{mm}$  (**Tabla 19**)

Temperatura del aceite de salida menos temperatura del aceite que entra	$K$
10°C	1.5
15°C	1
20°C	0.75
25°C	0.6

**Tabla 18 - Factor  $K$  para determinar cantidad de aceite de lubricación**



**Tabla 19 – Guía para determinar la cantidad de aceite para lubricación**

## 2.6 DESBALANCE

El *desbalance*<sup>25</sup>, se puede definir de manera simple, como la distribución no uniforme de la masa de un rotor alrededor de su eje axial o de rotación, lo cual produce una desviación del centro de masa y/o del eje principal de inercia con respecto a su eje de rotación.

Dinamicamente, el centro de masa de un cuerpo se define como el punto en el cual se supone concentrada la masa, de tal manera que su efecto sea el mismo que el de la masa distribuida cuando el cuerpo se encuentra en movimiento de traslación.

### 2.6.1 CAUSAS DE DESBALANCE

Existen muchas razones por las cuales se puede presentar desbalance de un rotor. A continuación, se describen las causas mas comunes del desbalance:

- **Asimetría del diseño**, algunos elementos rotativos de máquinas, son diseñados de forma no circular y/o no concéntricos en el eje de rotación, como en el caso de los arboles de levas y cigüeñales de máquinas reciprocantes.
- **Tolerancias de fabricación y Ensamblaje**, Muchos elementos de máquinas, son diseñados perfectamente simétricos y concéntricos, pero debido a las tolerancias de maquinado y de montaje, se puede perder ligeramente la simetría y concetricidad causando desbalance; por ejemplo: acoples, engranajes, poleas, impulsores, etc.
- **No-Homogeneidad del material**, En la realidad, los materiales son No-Homogeneos, es decir, que no presentan una densidad uniforme en todo su volumen, por lo que algunas partes serán mas pesadas que otras. Por otro lado, los rotores o partes fundidas, como impulsores, poleas, engranajes, etc. pueden tener internamente pequeñas cavidades de aire que resultan del proceso de fundición.
- **Distorsión en Servicio**, varias causas por las cuales un rotor puede distorsionarse a las condiciones de servicio y cambiar su desbalance original. Las dos causas principales son: liberación de esfuerzos y distorsión térmica. La liberación de esfuerzos es algunas veces un problema en rotores fabricados con partes soldadas,

---

<sup>25</sup> David Bukowitz – Principios y técnicas de balanceo de rotores

como en el caso de muchos ventiladores. Realmente, cualquier parte que haya sido conformada por prensado, estirado, doblado, troquelado, etc. tendrá altos esfuerzos internos que no son liberados durante la fabricación. El rotor o sus partes pueden comenzar este proceso en algún periodo de tiempo, y como resultado el rotor se puede distorsionar ligeramente para tomar una nueva forma.

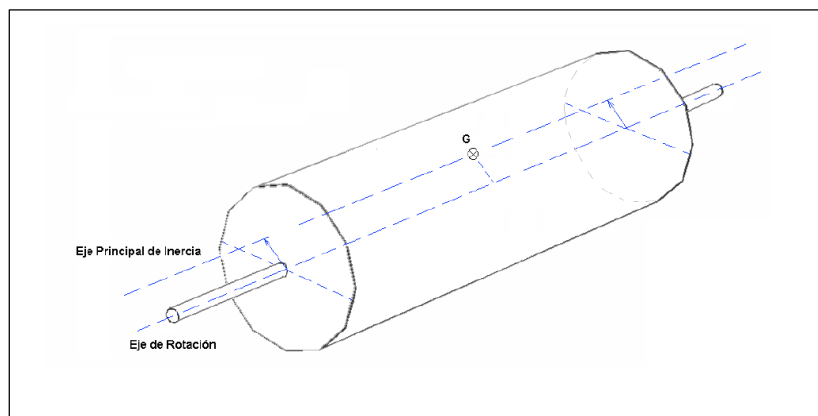
- **Corrosión y Desgaste**, muchos rotores, particularmente ventiladores e impulsores de bombas y compresores, también como rotores de máquinas de proceso y manejo de materiales, son susceptibles a la corrosión, abrasión y desgaste. La corrosión y el desgaste normalmente no son uniformes en el rotor, por lo que resulta en desbalance.
- **Acumulación de depósitos**, Los rotores usados en manejo de materiales, se pueden desbalancear debido a la acumulación desuniforme del material manejado. El desbalanceo aumentará gradualmente y se puede convertir rápidamente en un problema.

## 2.6.2 TIPOS DE DESBALANCE

La ISO (Internacional Standards Organization) ha clasificado el desbalance de rotores en cuatro tipos dependiendo de la relación geométrica entre el eje principal de inercia y el eje de rotación. Los cuatro tipos son:

### 2.6.2.1 DESBALANCE ESTÁTICO

Existe cuando el eje principal de inercia es paralelo al eje de rotación, es decir, cuando existe una desviación del centro de masa desde el eje de rotación, pero no existe desviación angular del eje principal de inercia respecto al eje de rotación.

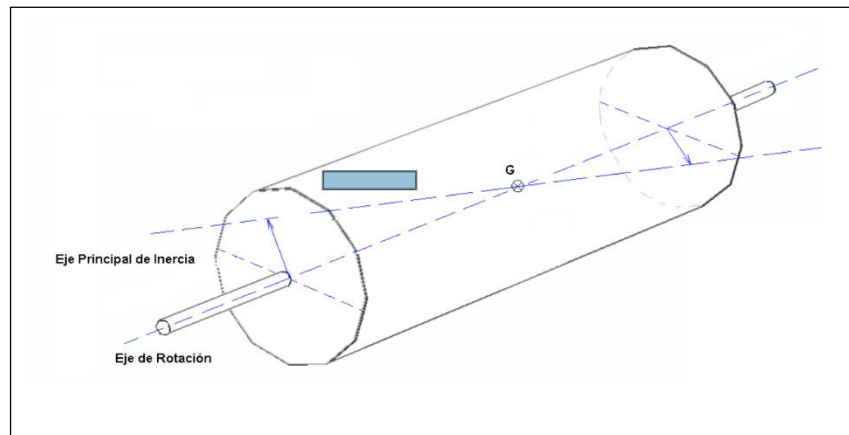


*Figura 38 - Desbalance estático*



### 2.6.2.2 DESBALANCE DE PAR DE FUERZAS

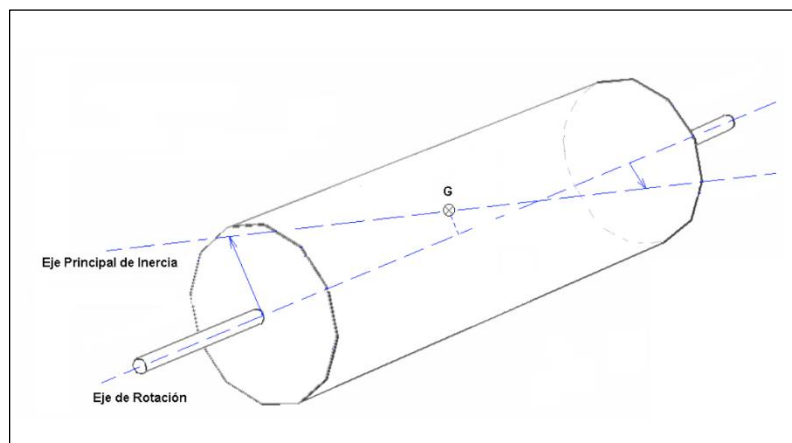
Se presenta, cuando el eje principal de inercia intercepta el eje de rotación del centro de masa del rotor, es decir, cuando el eje principal de inercia esta desviado angularmente con respecto al eje de rotación, pero el centro de masa no esta desviado del eje de rotación. Un par es simplemente dos fuerzas iguales y paralelas, pero de sentido contrario. Este par de fuerzas puede ser creado por dos masas iguales ubicadas en los extremos del rotor y desfasadas  $180^\circ$ . Así el rotor estará balanceado en forma estática y no se moverá si se coloca sobre dos rieles paralelos y nivelados, pero estará en desbalance dinámico ya que al rotar se genera un par de fuerzas desbalanceado.



*Figura 39 - Desbalance de par de fuerzas*

### 2.6.2.3 DESBALANCE CUASI – ESTÁTICO.

Existe cuando el eje principal de inercia intercepta el eje de rotación en un punto diferente del centro de masa.

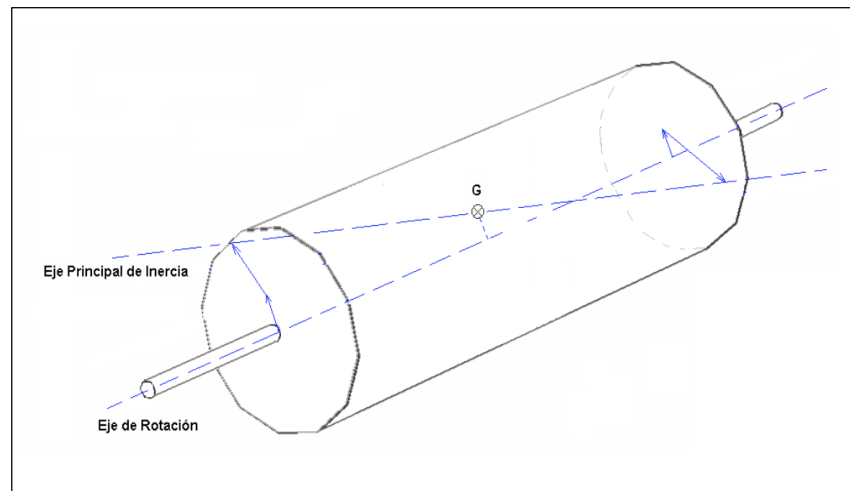


*Figura 40 - Desbalance cuasi-estatico*

En este caso existe desviación del centro de masa y desviación angular del eje principal de inercia con respecto al eje de rotación, pero con la particularidad que las dos desviaciones están situadas en un mismo plano axial al eje de rotación; en otras palabras, el eje principal de inercia y el eje de rotación coinciden en un mismo plano.

#### 2.6.2.4 DESBALANCE DINAMICO:

Es el tipo general y más comúnmente encontrado de desbalance de rotores rígidos, se presenta cuando el eje principal de inercia no intercepta al eje de rotación. En este caso también existen las dos desviaciones, del centro de masa y angular del eje principal de inercia, pero ahora el eje principal de inercia no coincide sobre el plano axial que contiene el eje de rotación y el centro de masa.



*Figura 41 – Desbalance dinámico*

### 2.6.3 BALANCEO DE ROTORES RIGIDOS

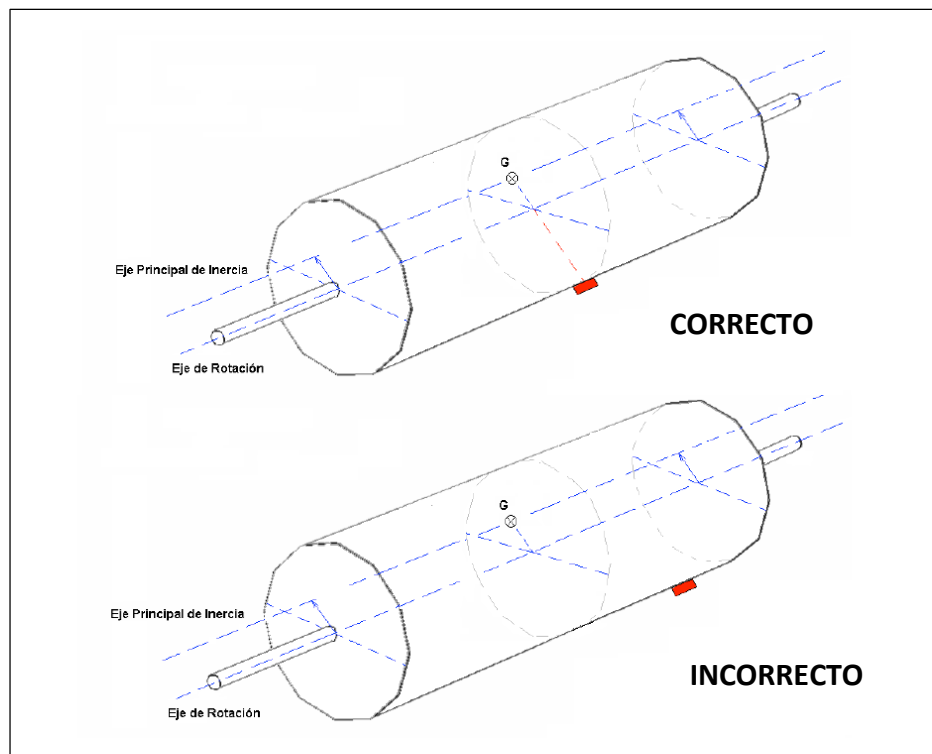
En la práctica, los rotores reales, nunca pueden ser balanceados perfectamente, debido a errores de medición y a que las masas rotativas no son rígidas; además, es anti económico intentarlo desde el punto de vista de ingeniería. Pero casi siempre es posible reducir significativamente altos niveles de vibración sincrónica balanceando el rotor.

En general, los rotores se pueden clasificar en “Rígidos” y “Flexibles” dependiendo de sus propiedades dinámicas y la de los soportes de la máquina donde ellos operan. En la práctica se considera que, si el rango de velocidad a través del cual debe operar un rotor está por debajo del 75% de su primera velocidad crítica, el rotor no sufrirá un grado de

deflexión significativo en servicio como resultado del efecto dinámico, independientemente de la cantidad y disposición del desbalance que contenga.

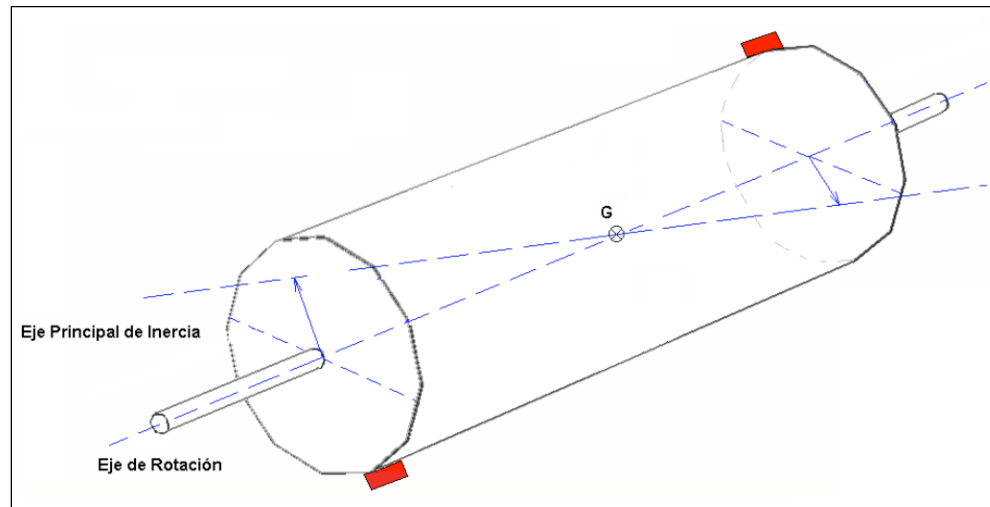
Muchas máquinas eléctricas operan por debajo de su primera velocidad crítica y son consideradas de rotor rígido. Otros rotores rígidos típicos son impulsores y ventiladores centrífugos de baja velocidad, tambores de frenos y ruedas de automóviles.

El desbalance estático, se puede corregir colocando pesos de balanceo en un solo plano, pero es extremadamente importante colocar peso en el mismo plano normal al eje donde se encuentra el centro de masa (**Figura 42**), puesto que de lo contrario se crearía un par desbalanceado cuando el rotor este girando a su velocidad de servicio. En algunos rotores que tiene forma de disco, se puede considerar que el centro de masa está en el plano del disco y se puede balancear en un plano. Pero en rotores de forma mas compleja, no es posible predecir la posición axial del centro de masa, por lo que deben ser balanceado en dos planos.



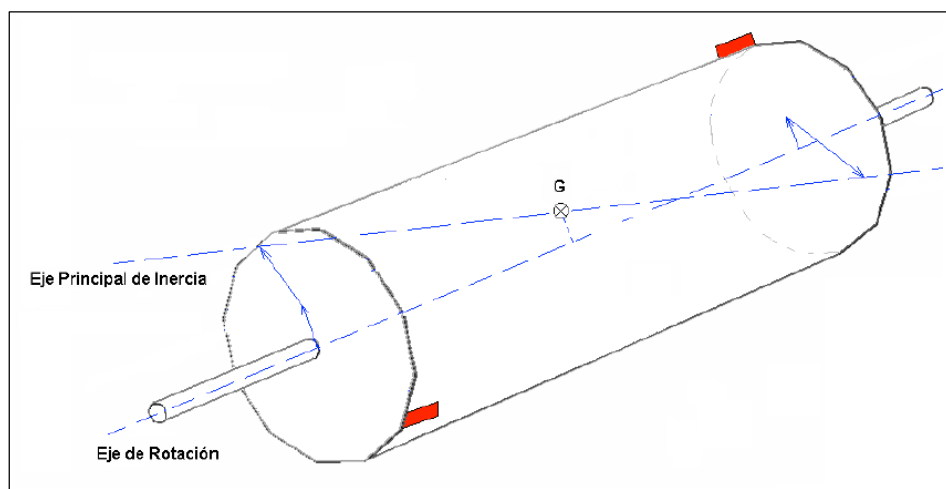
**Figura 42 - Balanceo en el plano donde se encuentra el centro de masa**

El desbalance de par, no puede ser corregido con una sola masa en un plano de balanceo, se requieren de por lo menos dos masas colocadas en planos diferentes y opuestas a  $180^\circ$  una de la otra; en otras palabras, un desbalance de par requiere de otro para corregirlo.



*Figura 43 – Balanceo en dos planos para Desbalance par*

El desbalance dinámico, como un caso general de desbalance de rotores rígidos, también requiere de por lo menos dos masas colocadas en planos de corrección diferentes



*Figura 44 - Balanceo en dos planos por desbalance dinámico*

#### 2.6.4 TECNICAS DE BALANCEO DE ROTORES

El desbalance de un rotor no se puede determinar y corregir directamente. Esto significa que, en la práctica no es posible determinar la cantidad y ubicación del desbalance de un rotor para corregirlo en su origen. Pero si es posible determinar su efecto y calcular

la cantidad y ubicación de las masas necesarias a agregar o quitar para reducir o controlar dicho efecto a niveles aceptables o tolerables.

El proceso de balanceo de un rotor se puede dividir en dos etapas:

- La medición de los efectos del desbalance.
- El cálculo de la cantidad y ubicación de las masas de corrección requeridas en cada plano de balanceo.

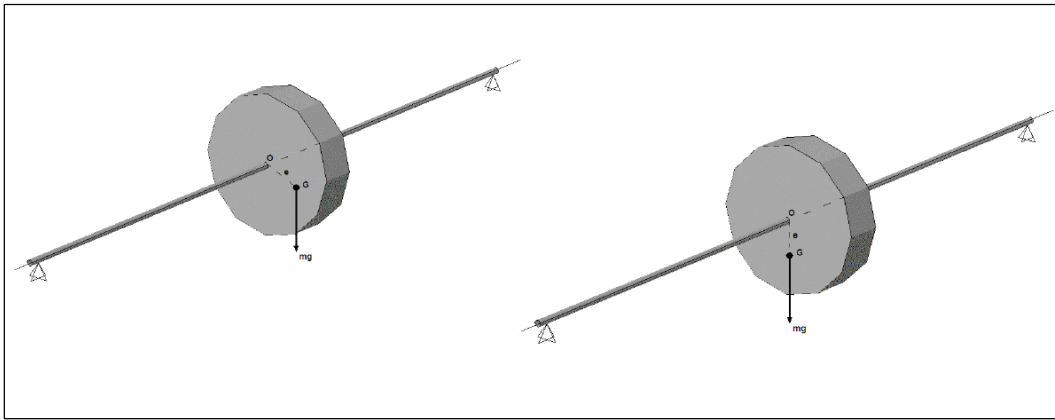
El efecto del desbalance es medido en términos de magnitud y ángulo de fase de la fuerza transmitida a los rodamientos. Hoy en día se dispone de una amplia gama de instrumentos que permite hacer e interpretar estas mediciones con relativa facilidad.

El problema que se presenta en el balanceo de rotores, es como determinar la cantidad y ubicación de las masas de corrección.

#### **2.6.4.1 BALANCEO ESTÁTICO (UN PLANO)**

Se debe recordar que el desbalance estático tiene dos efectos, uno realmente estático y otro dinámico, y que la terminología de desbalance estático se basa en que puede ser corregido estáticamente, sin poner el eje en rotación. Existen métodos de balanceo en un plano que requieren poner el eje en rotación para localizar y corregir la excentricidad del centro de masa; sin embargo, ellos solo permiten hacer un balanceo estático, ya que no permiten localizar y corregir la desviación angular del eje principal de inercia.

Entonces, el desbalance estático se puede corregir estática o dinámicamente, midiendo y reduciendo el efecto estático o el efecto dinámico, respectivamente. En ambos casos, se debe determinar primero la posición angular del lado pesado y luego, la cantidad de masa se ajusta para reducir el efecto a niveles aceptables.



**Figura 45 - Principio del balanceo estático**

El principio del balanceo estático (véase **Figura 45**), es que el centro de masa del rotor siempre buscará la posición de mas bajo nivel, cuando el rotor se monta de tal manera que pueda girar libremente. Así, se puede ubicar la posición del peso de corrección, pero la cantidad de peso se debe estimar por ensayo y error.

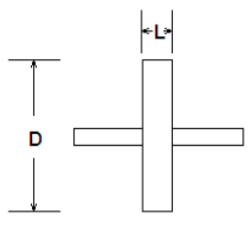
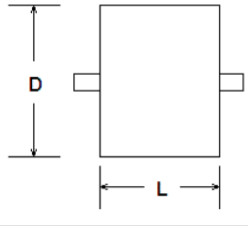
Dinámicamente, el desbalance estático se puede corregir montando el rotor en una máquina balanceadora (en taller) o dejando el rotor en su propia instalación (en sitio). En ambos casos el rotor se pone a girar a una velocidad dada y se mide el efecto dinámico que produce. A diferencia del balanceo estático, dinámicamente se mide la amplitud y el ángulo de fase de la respuesta, con lo cual se puede calcular tanto la posición angular como la cantidad de peso de corrección requerido.

#### **2.6.4.2 BALANCEO EN UN PLANO VS DOS PLANOS**

Aunque no es esencial saber si un rotor presenta desbalance estático o dinámico para resolver el problema, es obvio que todos los problemas de desbalance no se pueden resolver colocando masas de corrección en un solo plano de balanceo.

Una guía práctica para determinar cuando balancear en uno o dos planos, es la relación longitud a diámetro ( $L/D$ ) del rotor, esta relación se calcula usando las dimensiones del rotor solamente, sin el eje donde va montado.

En la **Tabla 20**, se presenta una guía práctica para seleccionar el balanceo en *un Plano* vs. Balanceo en *dos Planos*, en base a la relación ( $L/D$ ) y la velocidad de operación del rotor.

	RELACION L/D	PLANOS DE BALANCEO	
		UN PLANO	DOS PLANOS
	MENOR QUE 0.5	HASTA 1000 RPM	MAYOR QUE 1000 RPM
	MAYOR QUE 0.5	HASTA 150 RPM	MAYOR QUE 150 RPM

**Tabla 20 - Criterios de selección para balanceo en uno o dos planos**

- Cuando la relación  $L/D$  es menor que 0.5 el balanceo en *un plano* es suficiente para rotores que operan hasta 1000 RPM, pero a velocidades mayores que 1000RPM el rotor requiere ser balanceado en *dos planos*.
- Cuando la relación  $L/D$  es mayor que 0.5 el balanceo en *un plano* es suficiente solo hasta 150 RPM, los rotores que operan a mas de 150 RPM requieren ser balanceados en *dos planos*.

### 2.6.4.3 BALANCEO EN TALLER

El término “Balanceo en Taller” se debe a que el rotor debe ser desmontado de la máquina y transportado hasta el taller donde se encuentra la máquina balanceadora.

Una máquina balanceadora es una máquina especialmente diseñada para cumplir tres

Funciones fundamentales:

- Soportar el rotor a ser balanceado, con facilidad de montaje y desmontaje
- Hacer girar el rotor a una velocidad de balanceo preestablecida, y
- Medir el efecto dinámico del desbalance y calcular los pesos de corrección necesarios en cada plano de balanceo.

Las máquinas balanceadoras, sean de soportes rígidos o flexibles, miden la amplitud y el ángulo de fase de las fuerzas aplicadas a los rodamientos. Luego, sobre la base

de que el rotor se comporta de manera completamente rígida, se calcula la cantidad y posición angular de las masas a agregar o quitar, en cada plano de balanceo.

Dado que son suficientes dos planos para balancear un rotor rígido, solo existen máquinas balanceadoras para uno y dos planos de balanceo.

#### **2.6.4.4 BALANCEO EN TALLER VS EN SITIO**

Si un rotor opera a velocidades moderadamente bajas, un balanceo en taller será adecuado para todo el rango de operación. Si el rotor opera a velocidades moderadamente altas, pero permanece rígido, un balanceo en taller puede ser suficiente o requerirá un segundo balanceo en sitio a la velocidad de operación. Y si la velocidad de operación se aproxima o excede una velocidad crítica, en la cual el rotor sufre una deflexión sustancial, entonces se requiere un método apropiado de balanceo en sitio.

Es evidente que el tipo de balanceo requerido en un caso dado, dependerá de las propiedades dinámicas del sistema rotor-rodamientos involucrado, y en particular de la velocidad de operación con respecto a sus velocidades críticas.

En la práctica se considera que, si el rango de velocidades a la cual opera un rotor está por debajo del 75% de su primera velocidad crítica, es considerado rígido y, en consecuencia, el balanceo del rotor en el taller sería el más adecuado. Mientras que, si un rotor opera a velocidades por encima del 75% de su primera velocidad crítica, es considerado flexible y requiere ser balanceado en sitio y, a condiciones de operación.

En muchos casos es posible balancear un rotor montado en su propia máquina y operando a sus condiciones normales. Esto elimina el tiempo de parada y el riesgo de daño del rotor durante el desmontaje, transporte hacia y desde el taller de balanceo, y reinstalación del rotor en la máquina.

Aunque el balanceo en sitio es recomendado donde quiera que sea posible, en algunas máquinas tales como motores, bombas y compresores totalmente cerrados, no es fácil balancear en sitio debido al tiempo empleado en desarmar y rearmar la máquina para colocar pesos de prueba en cada corrida. En estos casos es más conveniente desmontar el rotor y llevarlo a balancear a una máquina de balanceo.



Muchos fabricantes de máquinas incluyen el balanceo en una máquina balanceadora como una etapa normal en la producción, para asegurar un comportamiento regular del rotor libre de problemas, para satisfacción del cliente.

Finalmente, muchos rotores de turbo-máquinas de alta velocidad deben ser balanceados en una máquina balanceadora después de ser fabricados o reparados, y balanceados de nuevo en sitio después de ser instalados en la turbo-máquina. En este caso el rotor está compuesto por el ensamblaje de varias partes de un eje. El eje y cada parte deben ser primero balanceados individualmente en una máquina balanceadora y, luego se va balanceando el rotor cada vez que se monta una componente hasta, finalmente balancear el rotor completo.

Una razón para balancear de nuevo en sitio, es que algunas veces el rotor debe ser desensamblado para instalarlo la turbomáquina y el reensamblaje nunca es el mismo. La otra razón es que la rigidez y el amortiguamiento de la turbomáquina son diferentes a los de la máquina balanceadora, debido a la influencia de los cojinetes, sellos y fuerzas aerodinámicas.

#### **2.6.4.5 BALANCEO EN SITIO**

El balanceo de rotores en sitio es un fino arte que requiere de experiencia. Hoy en día existen varios métodos o técnicas de balanceo de rotores en uno, dos y múltiples planos, que usan una instrumentación muy modesta.

Los métodos de balanceo en sitio suponen que el sistema es lineal, esto es, que existe una relación lineal entre las fuerzas originadas por el desbalance y la vibración sincrónica de los soportes de los rodamientos o, la vibración sincrónica de los muñones del rotor con respecto a los rodamientos.

Esta linealidad implica, fundamentalmente, que la amplitud de la vibración sincrónica es proporcional a la magnitud del desbalance y que un cambio en la posición angular del desbalance produce un cambio igual en el ángulo de fase de la vibración.

Para el balanceo de rotores en sitio en *un plano* existen fundamentalmente tres métodos (método vectorial, método orbital y método de las cuatro corridas), los cuales, difieren básicamente en la técnica usada para determinar la posición angular del centro de masa.

Para el balanceo en *dos planos* también existen tres métodos, pero estos, si difieren en la técnica usada para el cálculo de los pesos de corrección. Estos tres métodos son:

- Método vectorial en planos individuales
- Método de coeficientes de influencia
- Método de Fuerza Par

La mayoría de los problemas de desbalance, se pueden corregir en uno o dos planos de balanceo. Sin embargo, puede ser de gran utilidad poder reconocer cuando un rotor requiere ser balanceado en más de dos planos, principalmente cuando se presentan dificultades para el balanceo en dos planos.

#### **2.6.4.6 BALANCEO EN DOS PLANOS VS MULTIPLES PASOS**

Existen casos en los cuales es necesario balancear un rotor flexible para un rango de velocidades que incluye, por lo menos, una velocidad crítica, por lo que requiere ser balanceado en más de dos planos. Por otra parte, la significativa deflexión del rotor sobre los requerimientos funcionales de la máquina, también pueden exigir un balanceo en múltiples planos a una velocidad de operación.

En este sentido, los rotores flexibles se pueden clasificar en una de las tres categorías siguientes:

- Si un rotor opera a una velocidad solamente y una ligera deflexión no acelera el desgaste ni perturba la productividad de la máquina, entonces un balanceo en *dos planos* es todo lo requerido.
- Si un rotor flexible opera a una velocidad solamente, pero es necesario minimizar su deflexión, entonces un balanceo en *múltiples planos* puede ser requerido.
- Si es esencial que un rotor opere suavemente en un amplio rango de velocidades, donde el rotor es rígido a bajas velocidades, pero se hace flexible a velocidades mas altas, entonces requiere de un balanceo en múltiples planos

## CAPITULO III

### 3 TIPOS DE VIBRACIONES EN MOTORES ELECTRICOS

Para el análisis de las vibraciones en los motores eléctricos trifásicos, se debe tomar en cuenta que debido a las tolerancias que existen en los componentes de la máquina, las vibraciones, siempre estarán presentes y, la razón por la que estas vibraciones, aumenten de magnitud, se debe a componentes defectuosos.

Los motores de inducción, generan una multitud de frecuencias de vibración que son inherentes a su diseño y aplicación. La magnitud de la vibración de estas frecuencias, dependera del campo magnético generado en el motor y de la respuesta dinámica de cada componente de la máquina. Tanto el campo magnético como la respuesta dinámica pueden variar debido a cambios que se produzcan en la máquina.

Por esta razón, es conveniente, monitorizar el espectro de vibración de las máquinas críticas con el objeto de identificar los posibles cambios que podrían ser indicadores de la aparición de problemas provocados por problemas de desgaste, soldaduras u otras causas de deterioro mecánico.

La aplicación de técnicas predictivas especializadas en motores eléctricos tiene como propósito principal, el poder detectar y solucionar problemas, de tal forma que las interrupciones en la producción debido a averías inesperadas sean reducidas al mínimo. El otro aspecto involucrado consiste en la disminución de costos por ahorro energético al contar con una herramienta apropiada para llevar a cabo pruebas de aceptación después de una reparación costosa y poder evaluar la eficiencia de un motor o generador eléctrico. Al detectar problemas eléctricos y mecánicos en una máquina rotativa, podemos evaluar su condición y su eficiencia de funcionamiento ya que, en la mayoría de los casos, los desperfectos conducen a un consumo mayor de energía eléctrica y a una disminución de la potencia reactiva, lo cual, es penalizado por las empresas distribuidoras de energía eléctrica.

Para poder identificar las vibraciones de frecuencia de falla en los motores eléctricos, se debe considerar a la máquina en dos partes:

- **Parte mecánica**, en donde identificamos los problemas mecánicos, tales como; desbalance, desalineamiento, soltura mecánica, falla de rodamientos.
- **Parte electromagnética**; en donde identificamos los problemas de tipo electromagnético, tales como; excentricidad del rotor, rotura de barras del rotor, cortocircuito de láminas del estator o rotor, soltura del estator, etc.

### 3.1 VIBRACION PRODUCIDA POR DESBALANCES.

El desbalance ó también llamado desequilibrio, es una de las fuentes más comunes de vibraciones en motores eléctricos. Se dice que un motor eléctrico, está desbalanceado, cuando el centro de gravedad, no coincide con su centro de rotación o centro geométrico. Esto origina una fuerza centrífuga que parte desde el centro de rotación en dirección radial y gira sincronamente con el eje generando una vibración excesiva.

El desbalance, hace que los rodamientos del motor, soporten cargas dinámicas mayores a sus características de diseño, lo cual provocará una falla prematura debido a la fatiga. La fatiga es el resultado de tensiones aplicadas bajo la superficie de carga y en ocasiones se puede observar como el desprendimiento de la superficie de rodadura del rodamiento.

Entre las principales características del desbalance podemos destacar las siguientes:

- La amplitud de la vibración, es directamente proporcional a la cantidad de desbalance.
- La variación en el desbalance originará una variación en el ángulo de fase de la vibración.
- La cantidad de desbalance se puede medir en peso y distancia desde el centro del rotor a dicho peso (gramos x cm). Mediante la ecuación:

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

Donde:

$m$  = masa de desbalance.

$d$  = radio de desbalance

$w$  = velocidad angular

Un aumento del peso del desbalance o del radio, originará un aumento directamente proporcional a la cantidad de desequilibrio.

### 3.1.1 CAUSAS DE DESBALANCE EN MOTORES ELECTRICOS.

Las causas de desbalance en los rotores de los motores eléctricos, pueden tener un origen y una naturaleza muy diferentes, como pueden ser las siguientes:

- Aglomeración desigual de polvo en las paletas de los ventiladores de enfriamiento
- Erosión y/o corrosión desigual de las paletas de los ventiladores de enfriamiento.
- Pesos de balanceo faltantes.
- Excentricidad del rotor.
- Distribución desigual en las barras de rotor o en el bobinado (motores de rotor bobinado).
- Eje flexionado
- Deformaciones en el rotor.

También debido a variaciones de temperatura en el rotor, se producen fuerzas que tienden a curvar el rotor, y con ello la aparición de desbalance.

### 3.1.2 TIPOS VIBRACION POR DESBALANCE EN MOTORES ELECTRICOS.

El desbalance en los rotores de los motores eléctricos, siempre se encuentra presente como una de las fuentes más comunes de vibración, ocasiona que aparezcan fuerzas centrífugas sobre el rotor, las cuales producirán vibraciones que se transmitirán a los rodamientos y chumaceras, generando fallas prematuras en los mismos.

Podemos clasificar el desbalance de acuerdo a su origen, de la siguiente manera:

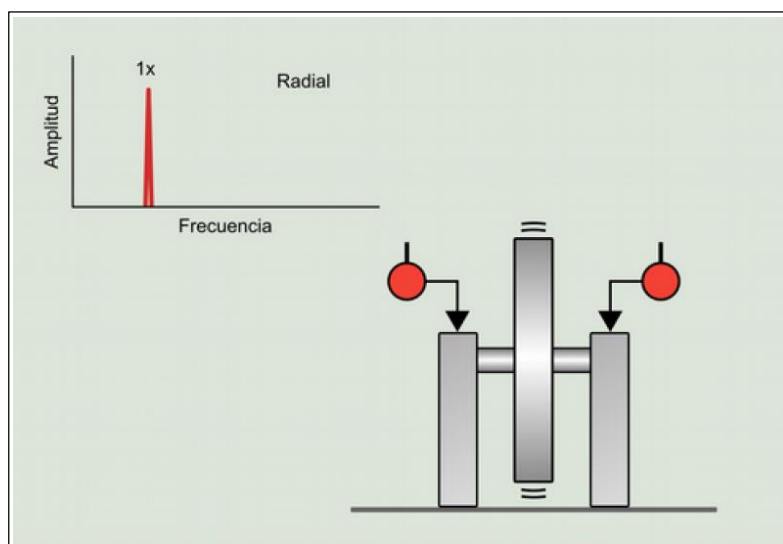
- Desbalance en *un plano*.
- Desbalance en *dos planos*.

- Desbalance dinámico.

### 3.1.2.1 VIBRACION POR DESBALANCE EN UN PLANO

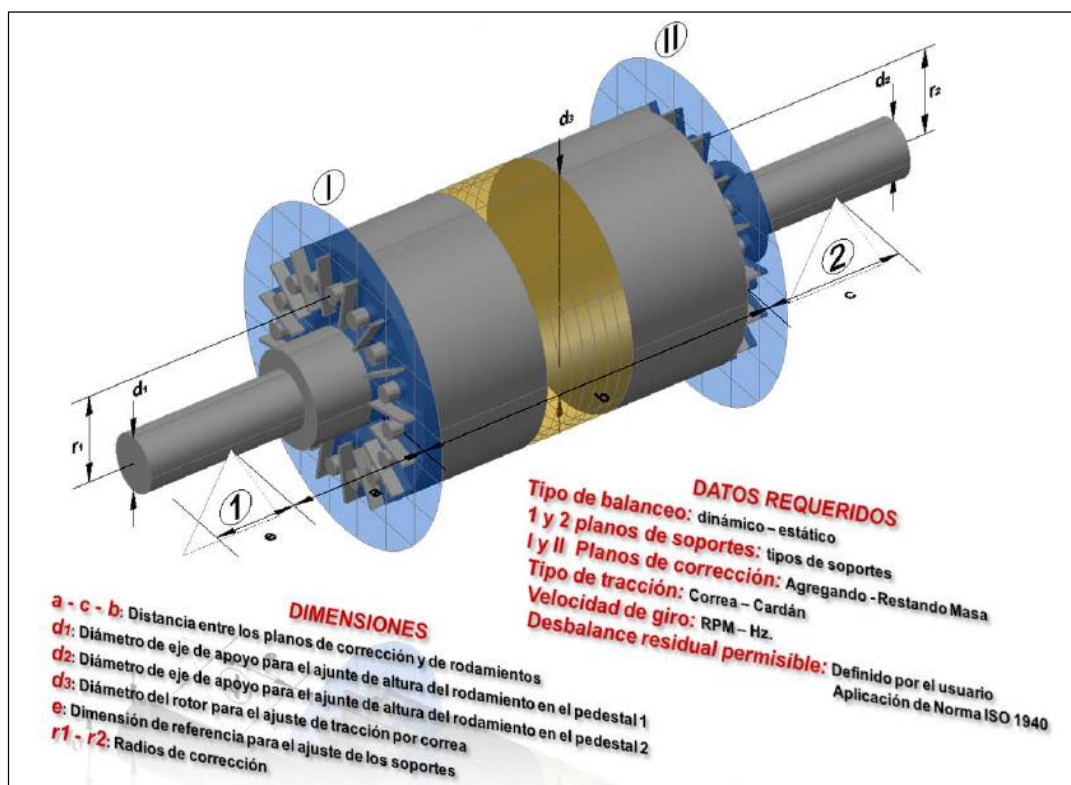
También se conoce como desbalance estático y es normalmente el problema más fácil de diagnosticar, el desbalance estático, se produce generalmente por desgaste radial superficial no uniforme en los rotores en los cuales, su largo es despreciable en comparación con su diámetro. La causa de la vibración es una fuerza centrífuga que provoca un desplazamiento de eje de giro en la dirección radial. En ausencia de otros problemas el desbalance genera una forma de onda sinusoidal pura y por tanto el espectro presenta vibración dominante con una frecuencia igual a 1x RPM del rotor.

El desbalance en un plano se presenta en motores cuya relación longitud/Diámetro del rotor, es menor que 0,5 (un ejemplo de este tipo de balanceo se presenta en los motores ventiladores).



*Figura 46 - Desbalance en un plano*

Para corregir este problema, se recomienda el balanceo del rotor en un solo plano (en el centro de gravedad del rotor), la **Figura 47**, muestra los requerimientos necesarios para el proceso de balanceo con la masa de peso de balanceo adecuada y en la posición angular calculada con un equipo para balanceo de rotores.



*Figura 47 - Requerimientos para el proceso de balanceo de rotor*

La Norma EASA AR100<sup>26</sup>, especifica que, para motores eléctricos con velocidades nominales menores o iguales a 2500 RPM el balanceo debe realizarse con un grado de calidad de balanceo G 2.5 y, para las máquinas que excedan las 2500 RPM, debe realizarse con un grado de balanceo G1.0, la **tabla 21**, especifica los grados de calidad de balanceo para varios grupos de rotores rígidos.

<sup>26</sup> Norma EASA AR100 - 2015 – Practica recomendada para la reparación de máquinas eléctricas

GRADO DE CALIDAD DE BALANCEO PARA VARIOS GRUPOS DE ROTORES RIGIDOS (ISO 1940/1)		
Calidad de Grado de Balanceo	Relación de balanceo mm/s (1) (2)	Tipos de Rotor - Ejemplos Generales
<b>G 40</b>	<b>40</b>	Ruedas de coche, llantas, juego de ruedas, ejes de transmisión. Cigüeñales de motores montados de cuatro tiempos, con seis o mas cilindros, Cigüeñales de motores de automoviles, camiones y locomotoras
<b>G 16</b>	<b>16</b>	Ejes de transmisión (ejes de helices, ejes de cardan). Partes de maquinaria de trituración Partes de maquinaria agricola. Componentes individuales de motores (gasolina o diesel) para automoviles. <del>Cigüeñales de motores de seis o mas cilindros bajo requisitos especiales</del>
<b>G 6.3</b>	<b>6.3</b>	Piezas o máquinas de plantas de procesos Engranajes principales de turbinas marinas (servicios comerciales). Tambores de maquinas de centrifugado Rotores de turbinas a gas de aviones Ruedas de aviones Impulsores de bombas Máquinas herramientas y piezas de maquinaria en general. Armaduras eléctricas normales. Componentes individuales de motores bajo requisitos especiales
<b>G 2.5</b>	<b>2.5</b>	Turbinas a gas y vapor, inclusive turbinas marinas (marina mercante) Rotores rígidos de turbo generadores Rotores en general Turbo compresores Unidades de la máquina herramienta Medianas y grandes armaduras electricas con requisitos especiales armaduras eléctricas pequeñas Bombas de turbina
<b>G 1.0</b>	<b>1</b>	Grabadoras y fonografos Componentes de máquinas de molienda Armaduras eléctricas pequeñas con requisitos especiales
<b>G 0.4</b>	<b>0.4</b>	Husillos, discos y armaduras de rectificadoras de precisión Giroscopios

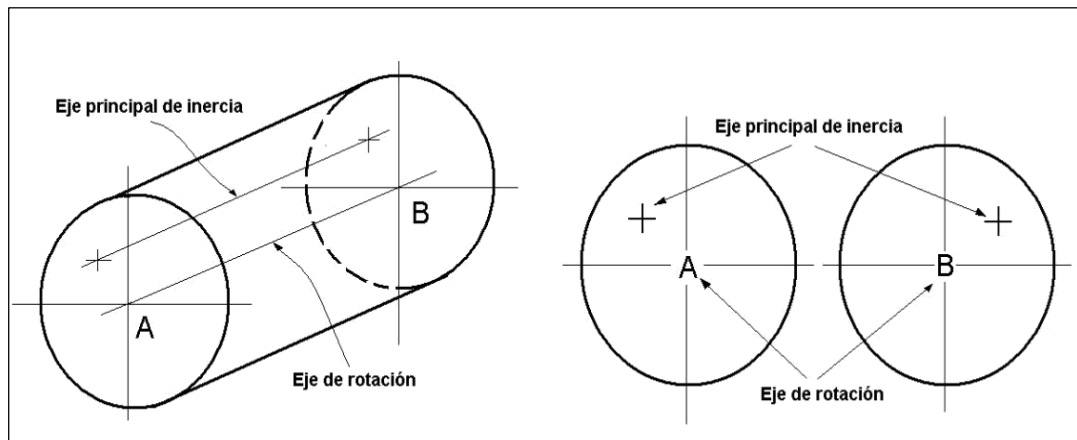
(1) :  $v = w^2 \cdot n / 60$ , si n se mide en revoluciones por minuto y w en radianes por segundo. Para simplificar: Tolerancia = Componente Peso (Kg) x Grado de calidad x 9549 / velocidad operacional (RPM).  
(2) En general, para rotores rígidos de dos planos de corrección, la mitad del desequilibrio residual recomendada es para ser tomado para cada plano.

*Tabla 21 - Grado de calidad de balanceo ISO 1940*

### 3.1.2.2 VIBRACION POR DESBALANCE EN DOS PLANOS

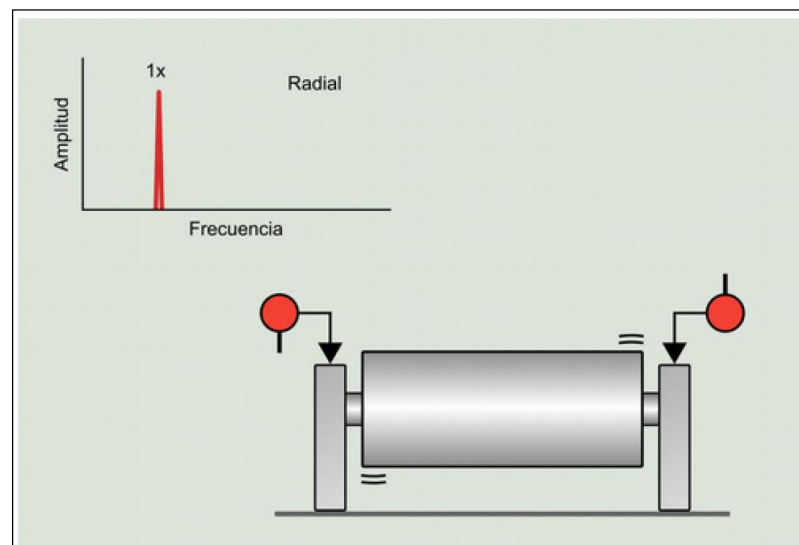
El desbalance en dos planos, se presenta cuando la relación longitud/diámetro del rotor es mayor que 0.5 y, el eje longitudinal principal de inercia del rotor esta desplazado paralelamente con respecto al eje de rotación. Cuando se colocan los extremos del rotor sobre dos piezas giratorias, esta se desplazará hasta que la parte mas pesada quede en la parte inferior. Estos rotores, requieren ser balanceados en dos planos. El desbalance en dos planos, se muestra en la **Figura 48**.





**Figura 48 - Desbalance en dos planos**

En caso, que el origen del desbalanceo, se presente en dos planos, pero no con una fuerza, sino un par de fuerzas. Es decir, dos fuerzas de igual magnitud y de sentidos opuestos se le denominan *Desbalance Par*.



**Figura 49 - Desbalance par**

### 3.1.2.3 VIBRACION POR DESBALANCE DINAMICO

Un rotor puede tener desbalance estático y desbalance por par de fuerzas al mismo tiempo y esta condición se denomina, desbalance dinámico, el cual queda definido, cuando el eje longitudinal principal de inercia del rotor no intercepta al eje de rotación y tampoco es paralelo a eje. Este tipo de desbalance, se da en rotores medianos y largos y, es debido principalmente a desgastes radiales y axiales simultáneos en la superficie del rotor.

Para corregir el problema, es recomendable el balanceo del rotor en dos planos con las masas adecuadas y en las posiciones angulares calculadas con un equipo de balanceo. De acuerdo a las normas especificadas para balanceo de motores eléctricos (EASA AR100 - ISO 1940)

### **3.2 VIBRACION DEBIDO A FALTA DE ALINEAMIENTO.**

La experiencia de muchos técnicos de mantenimiento coincide en que gran parte de los problemas de vibración se deben a la falta de alineamiento entre los motores eléctricos y su componente de trabajo acoplado. Dada su función de convertir la energía mecánica en energía eléctrica, los motores eléctricos se acoplan con otras máquinas que tienen un determinado funcionamiento, como puede ser una bomba de agua, una caja de transmisión, etc. función y, se debe a la dificultad que presenta la alineación de los rotores con sus respectivos apoyos es que se presenta este problema.

La falta de alineamiento puede tener su origen en causas muy diversas como, por ejemplo:

- La excesiva confianza en la utilización de acoplamientos elásticos y rodamientos autoalineables.
- Distorsiones en la máquina durante su operación que producen desplazamientos del sistema conductor o conducido.
- Desgaste de las juntas de acoplamiento.
- Rotura de pernos.
- Sobrecalentamiento excesivo del sistema conductor por un aumento del consumo eléctrico

La desalineación producirá unos niveles de vibración y ruido muy elevados en las proximidades del acoplamiento, que pueden llegar a precipitar la degradación de los rodamientos, por lo que es conveniente corregir la falta de alineamiento, antes que se produzcan daños mas considerables que puedan llegar a producir paradas de máquina.

La falta de alineamiento en acoplamientos, puede medirse empleando relojes comparadores y corregirse con galgas bajo las patas del motor eléctrico. En la actualidad, hay sistemas comerciales precisos para la medida y corrección de la desalineación,

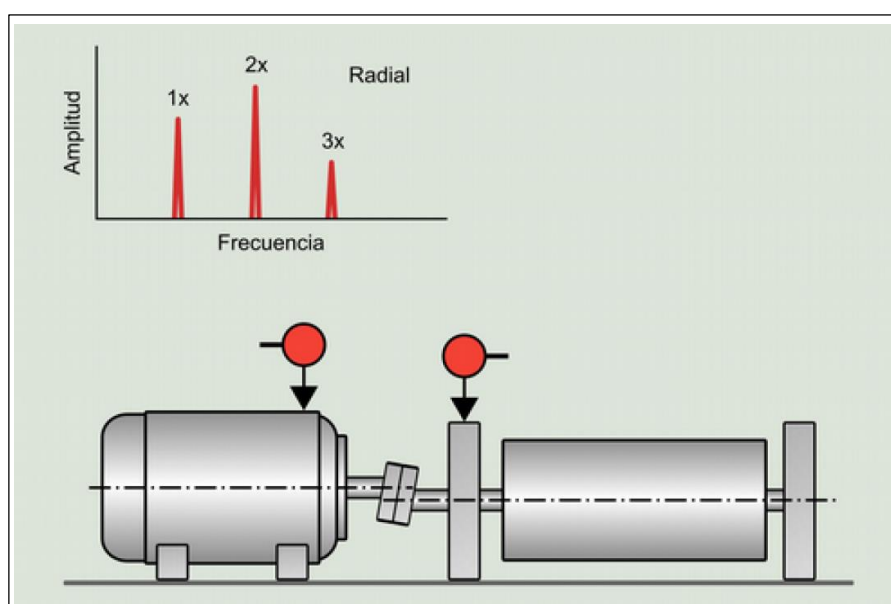
basados en unas fijaciones que soportan los relojes comparadores e incluso sistemas láser. Estos sistemas se apoyan en instrumentos de captura automática de medidas, cálculo de correcciones aplicables de presentación en pantalla de las tolerancias y del movimiento de corrección.

### 3.2.1 TIPOS DE VIBRACION POR FALTA DE ALINEAMIENTO

Se describen a continuación dos tipos de desalineación, la desalineación angular y la desalineación paralela. En la mayoría de los casos, la desalineación presente es una combinación de ambas.

#### 3.2.1.1 VIBRACION POR DESALINEACION PARALELA.

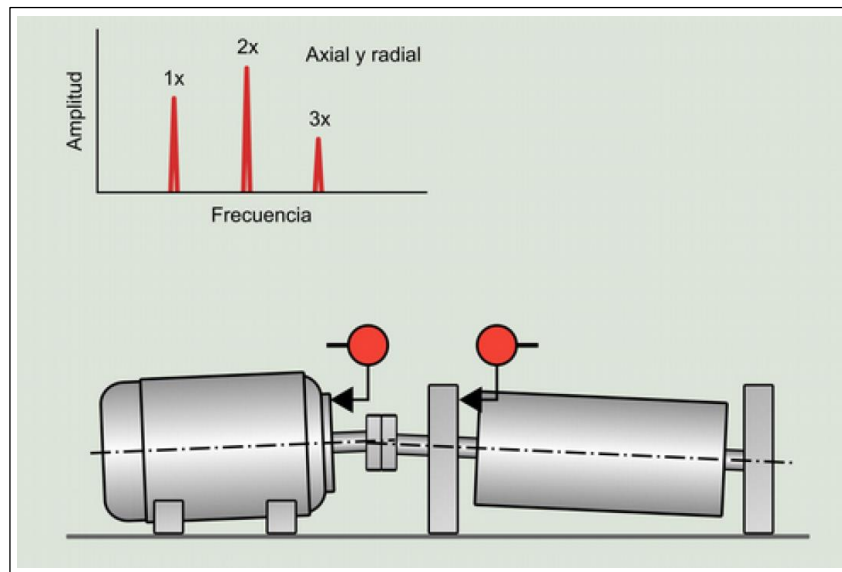
Este tipo de tipo de falta de alineamiento, se presenta cuando los ejes de acoplamiento, están desalineados paralelamente, y están separados en una determinada distancia. La desalineación puede ser vertical u horizontal y se manifiesta espectralmente con una fuerte vibración radial a 1x y 2x RPM del eje, pudiendo representar armónicos superiores de menor amplitud.



*Figura 50 - Desalineación Paralela*

#### 3.2.1.2 VIBRACION POR DESALINEACION ANGULAR.

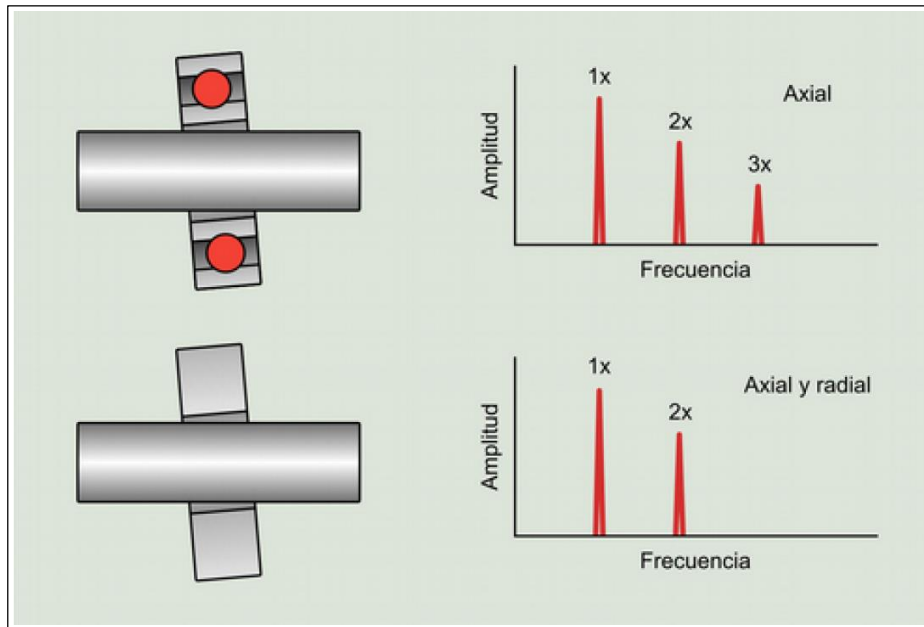
Observamos desalineación angular cuando las líneas centrales de dos ejes se cortan formando un ángulo. La presencia de fuerte vibración axial a 1xRPM caracteriza este tipo de falta de alineamiento, que puede estar acompañado de armónicos a la velocidad de giro del eje con bajas amplitudes.



*Figura 51 - Desalineación angular*

### 3.2.1.3 VIBRACION POR DESALINEACION EN RODAMIENTOS.

Independientemente de que exista una buena alineación en el acoplamiento entre el eje del motor y el eje del componente mecánico funcional, puede existir una desalineación entre el eje y el rodamiento. La desalineación puede tener su origen en una deformación en el motor o en un montaje inadecuado. Si una de las patas de la máquina no está en el mismo plano que las otras o si la bancada no es plana, al apretar los pernos de anclaje se generará una deformación y como consecuencia una desalineación. Un ejemplo de este tipo de desalineación se presenta en los motores de ventilación de gran tamaño, en donde los rodamientos de soporte están montados en la estructura del ventilador. Si la estructura metálica, no tiene la rigidez suficiente, esta se deformará bajo condiciones de carga y originará una desalineamiento. Generalmente, la mayor deformación se suele producir en el rodamiento próximo al rodete de ventilación, originando una desalineación axial.



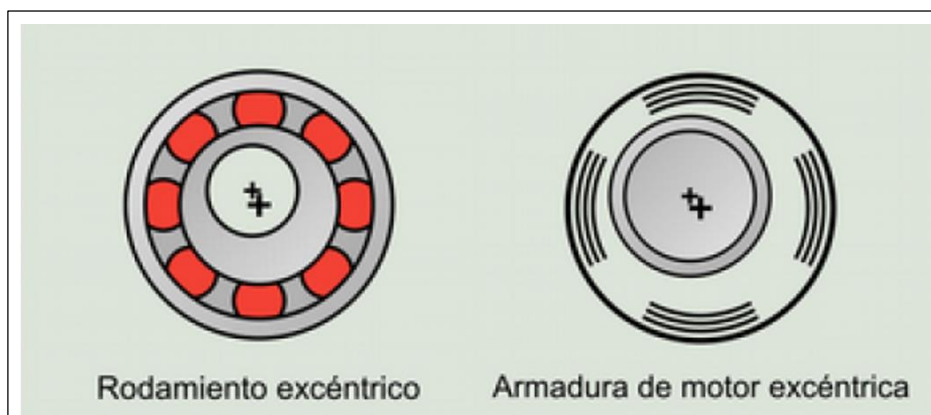
*Figura 52 - Desalineamiento en rodamientos*

### 3.3 VIBRACION DEBIDO A EXCENTRICIDAD.

Definimos a la excentricidad, como la no coincidencia entre el eje de rotación y el eje de posicionamiento relativo entre dos piezas concéntricas, en el caso de los motores eléctricos, del rotor y el estator en los motores eléctricos, en donde el espacio que existe entre el diámetro rotor y el diámetro del estator (denominado entrehierro) es muy reducido, es por esta razón, que el rotor debe de estar lo mas centrado posible al estator, así como también se debe considerar la redondez del eje y la excentricidad de sus posiciones relativas durante el giro. La ausencia de estas consideraciones, son factores que generan vibración por excentricidad.

Debido a una mejora en los procesos de fabricación la excentricidad no es un fenómeno muy extendido, teniendo su origen fundamentalmente en un desgaste desigual de una superficie. Adicionalmente, la vibración por excentricidad en los motores eléctricos originada por el incorrecto posicionamiento relativo entre el rotor y el estator se pone de manifiesto debido al campo magnético y a la disminución progresiva del entrehierro por parte de los fabricantes con el objetivo de incrementar la eficiencia del motor.

Podemos dividir los problemas de excentricidad en dos grupos: excentricidad estática y excentricidad dinámica.



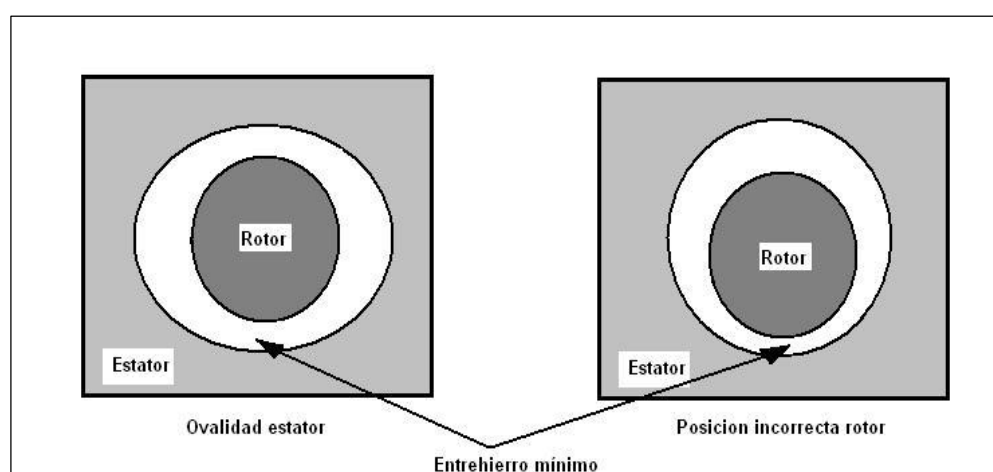
*Figura 53 - Excentricidad en motores eléctricos*

### 3.3.1 TIPOS VIBRACION POR EXCENTRICIDAD

La vibración por excentricidad, se puede clasificar de acuerdo a su origen como; excentricidad estática y excentricidad dinámica.

#### 3.3.1.1 VIBRACION POR EXCENTRICIDAD ESTÁTICA

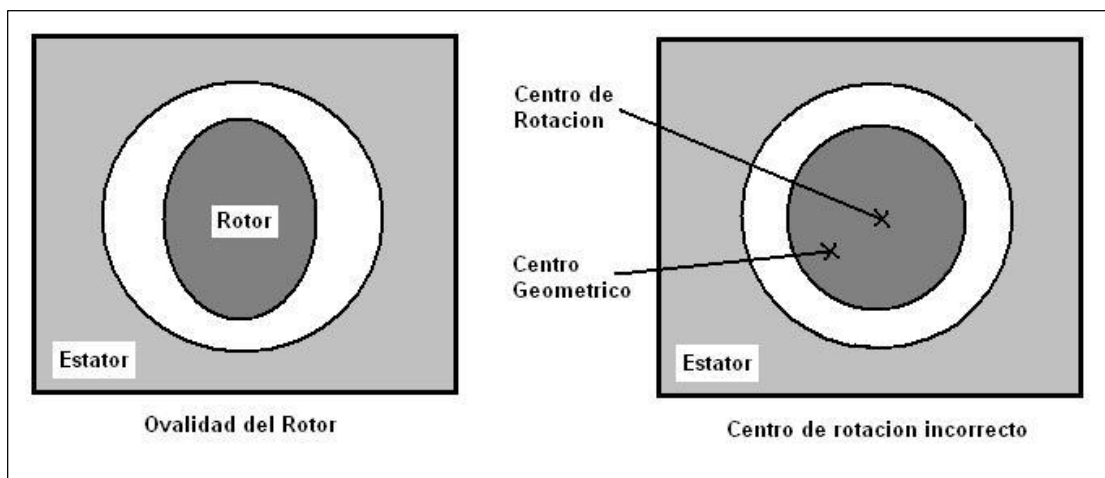
La vibración por *excentricidad estática*, en los motores eléctricos, se presenta cuando, tenemos una deformación del entrehierro (distancia entre el diámetro del rotor y el diámetro del estator), en una posición fija en el espacio. Esta excentricidad puede ser causada por la ovalidad del alojamiento estático, un incorrecto posicionamiento del rotor, causado por un mal apoyo en los rodamientos, malformación de los alojamientos de rodamientos, excesiva tolerancia y otros. La **Figura 54**, muestra las dos deformaciones posibles debido a la excentricidad estática.



*Figura 54 - Excentricidad estática*

### 3.3.1.2 VIBRACION POR EXCENTRICIDAD DINAMICA

En la *excentricidad dinámica* la deformación que se presenta en el entre hierro, no permanece en una posición fija en el espacio, sino que, gira junto con el rotor. Las razones de este tipo de excentricidad son; desgaste en los alojamientos de los rodamientos, deflexión del eje. En la **Figura 55**, se puede apreciar la excentricidad dinámica.



*Figura 55 – Excentricidad dinámica*

### 3.4 VIBRACION POR SOLTURA MECANICA

Las vibraciones por soldaduras mecánicas que suelen presentarse en los motores eléctricos, pueden tener una naturaleza muy distinta: Falta de apriete entre distintos elementos mecánicos (aflojamiento de pernos, rotura de anclajes, etc.), aumento de tolerancias producidas por desgastes (solturas en asientos y alojamiento de rodamientos).

La soldadura mecánica, se presenta debido al deterioro de la condición de ensamblaje de los elementos mecánicos, los cuales se han excedido en las tolerancias permitidas o simplemente se han aflojado debido al movimiento del motor, estas soldaduras, se manifiestan en las mediciones de vibración, siempre y cuando exista una fuente de excitación debida a un problema ajeno a la propia soldadura, como puede ser: el desbalance, desalineamiento, etc. de forma tal que, pequeñas fuerzas de excitación exterior pueden producir elevadas amplitudes de vibración, en presencia de soldaduras.

### 3.4.1 TIPOS DE SOLTURA MECANICA

Podemos hacer una clasificación general de las solturas, distinguiéndolas entre solturas de elementos rotativos y solturas estructurales.

#### 3.4.1.1 SOLTURA DE ELEMENTOS ROTATIVOS

Son las solturas mecánicas, asociadas a los elementos rotativos del motor eléctrico, tales como; rodamientos, acoplamientos, rotores, etc. Generalmente se manifiestan más claramente en las direcciones radiales de medida (horizontales y verticales) que en las direcciones axiales.

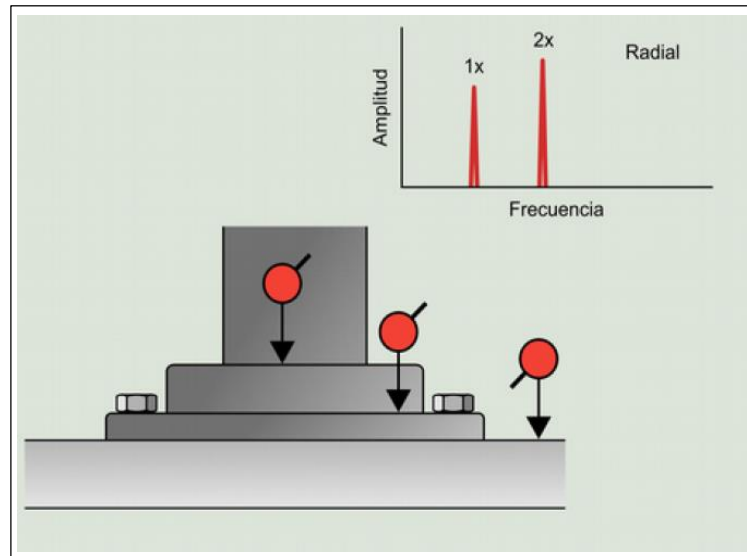
A medida que el desgaste por soltura de elementos rotativos se incrementa se generan cambios de incremento de la vibración, lo que permite hacer una clasificación de la severidad de la soltura en grupos:

- **Soltura Incipiente:** presencia de los primeros cuatro o cinco armónicos de la velocidad de giro, con armónicos superiores de menor amplitud.
- **Soltura Potencialmente seria:** incremento de la amplitud del primer armónico de la velocidad de giro y aparición de medios armónicos de muy baja amplitud.
- **Soltura seria:** aumento de la amplitud de los armónicos y medios armónicos de la velocidad de giro.
- **Soltura severa:** se caracteriza por presentar medios armónicos, armónicos y subarmónicos de la frecuencia de giro del rotor, de forma que en el espectro se observa una banda ancha de energía.

#### 3.4.1.2 SOLTURA ESTRUCTURAL

Son las solturas asociadas a los elementos mecánicos no rotativos del motor eléctrico, tales como: anclajes de fijación, uniones empernadas, alojamiento de rodamientos en tapas, etc. Normalmente se manifiesta más claramente en las direcciones radiales de medida que en las axiales, con la presencia en el espectro de frecuencias de varios armónicos de la velocidad de giro del eje.





*Figura 56 - Soltura estructural*

### 3.5 VIBRACION POR EJE FLEXIONADO

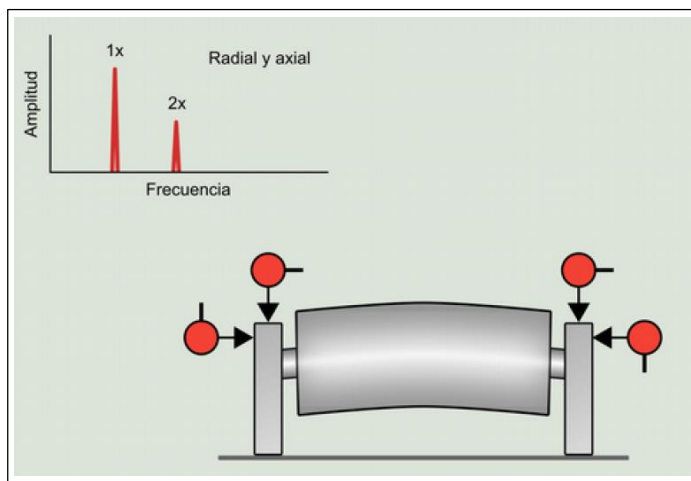
Son comunes las fallas en motores eléctricos por eje de rotor flexionado. La deformación puede tener origen en dilataciones térmicas o sobrecargas radiales y axiales.

Un eje deformado se manifiesta en el espectro a la frecuencia de giro del eje. Sin embargo, a diferencia del desbalanceo, se presentará una vibración axial significativa, cuyo espectro de frecuencias asociado presentará, acompañando al primer armónico de la velocidad de giro, un segundo armónico. Si se intenta el balanceo, normalmente, será necesario un gran peso de corrección.

La presencia de vibración axial no es exclusiva del eje deformado, también es posible encontrarla en el desbalanceo de ejes en voladizo y en la falta de alineamiento en acoplamientos o rodamientos. El parámetro que nos ayudará a dar un diagnóstico más preciso, como ocurre en muchos casos es el análisis de fases.

Las causas de un problema de eje flexionado son:

- Incorrecta manipulación del motor en el transporte.
- Alto torque de trabajo.
- Montaje cruzado.
- Impacto de golpes en el transporte o montaje del motor



*Figura 57 – Eje deflectado*

### **3.6 VIBRACION DEBIDO A RODAMIENTOS DEFECTUOSOS.**

Los rodamientos, son elementos mecánicos presentes en la mayoría de los motores eléctricos, que actúan como una fuente de ruido y vibración debido a sus características de operación como a la presencia de defectos en ellos. Su vida útil depende de una serie de factores: la carga, la velocidad de trabajo, la lubricación, el montaje, la temperatura, las fuerzas exteriores causadas por desalineaciones, desequilibrios, etc. De ahí que sea prácticamente imposible determinar su duración por métodos analíticos. La importancia y criticidad de estos elementos hace necesaria la utilización de técnicas modernas como el análisis de vibraciones, que contribuyan a un mejor reconocimiento de su estado.

El hecho de que la distribución de carga varíe sobre los elementos rodantes a medida que estos giran sobre las pistas de rodadura hace que los rodamientos se comporten por sí mismos como generador de vibraciones.

#### **3.6.1 TIPOS DE DEFECTOS EN RODAMIENTOS**

Los defectos o fallas que se producen en los rodamientos, se pueden clasificar como localizados y distribuidos.

##### **3.6.1.1 DEFECTOS LOCALIZADOS.**

Estos defectos, son en general, producidos por grietas, hendiduras, rebordes, resaltes de picaduras y descascaramiento. El defecto más común de todos ellos, es la picadura de las pistas o de los elementos rodantes, que se presenta cuando una grieta por fatiga originada subsuperficialmente se propaga hacia la superficie hasta que una pieza de

metal se desprende superficialmente, produciendo un pequeño defecto. La falla por fatiga superficial es acelerada cuando el rodamiento, esta sobrecargada o sometido a cargas de choque o impacto durante su funcionamiento o instalación y también con el incremento de velocidad.

### **3.6.1.2 DEFECTOS DISTRIBUIDOS.**

Dentro de estos defectos, se encuentran las rugosidades superficiales, ondulaciones sobre las pistas, desalineamiento de las pistas y elementos rodantes desiguales. Las vibraciones de defectos distribuidos en rodamientos, pueden ser causados por defecto de fabricación, almacenamiento inadecuado, ó debido al desgaste en funcionamiento, sin embargo, en la práctica las fallas en rodamientos por defectos de fabricación son muy bajas.

Las variaciones de las fuerzas de contacto entre los elementos rodantes y las pistas de rodadura de los rodamientos, causan un incremento del nivel de vibración, sin embargo, resulta difícil poder determinar cuando la vibración es causada por defectos localizados o distribuidos, por consiguiente, es recomendable analizar tanto la frecuencia como la amplitud de las componentes espectrales relacionadas con la vibración.

### **3.6.2 COMPONENTES Y FRECUENCIAS DE FALLO.**

Si existe una irregularidad en la superficie del elemento rodante o la pista del rodamiento, se generará un alto impacto a alta frecuencia de vibración cada vez que la pista defectuosa o elemento rodante, entran en contacto. Esta vibración de alta frecuencia, es conocida como una respuesta del alojamiento del rodamiento al impacto del elemento rodante o la pista que tiene la superficie irregular. Estos estallidos de vibración, se repetirán periódicamente a una velocidad determinada, por la geometría del rodamiento y la velocidad de giro de la máquina. Estas tasas de repetición son conocidas como frecuencias de fallo de rodamiento.

Los rodamientos están formados por varios componentes claramente diferenciados, como son: Pista interior, bolas o rodillos, jaula y pista exterior, el deterioro de cada uno de estos elementos, posee una frecuencia característica de falla según sean sus características dinámicas.

Estas frecuencias ayudan a identificar donde se encuentra localizada la falla dentro del rodamiento.

El deterioro de cada uno de estos elementos generará una o varias frecuencias características en los espectros de frecuencia que nos permitirán una rápida y fácil identificación.

Las cuatro posibles frecuencias de deterioro de un rodamiento son:

- **BPFO (Ball pass frequency of the outer race)**, es la frecuencia de deterioro de la pista exterior, se corresponde físicamente con el número de bolas o rodillos que pasan por un punto de la pista exterior cada vez que el eje realiza un giro completo.
- **BPFI (Ball pass frequency of the inner race)**, es la frecuencia de deterioro de la pista interior, se corresponde físicamente como el número de bolas o rodillos que pasan por un punto de la pista interior cada vez que el eje realiza un giro completo.
- **BSF (Ball spin frequency)**, es la frecuencia de deterioro de los elementos rodantes. Se corresponde físicamente con el número de giros que realiza una bola o rodillo del rodamiento cada vez que el eje da un giro completo.
- **FTF (Fundamental train frequency)**, es la frecuencia de deterioro de la jaula, se corresponde físicamente con el número de giros que realiza la jaula del rodamiento cada vez que el eje realiza un giro completo.

Cada rodamiento tiene unas características geométricas propias a partir de las cuales podemos determinar sus frecuencias de deterioro. Estas frecuencias aparecerán en las firmas espectrales cuando el rodamiento está deteriorado, y las fórmulas para su cálculo, se muestran a continuación:

$$BPFO = RPM \frac{N_b}{2} \left( 1 - \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)$$

$$BPFI = RPM \frac{N_b}{2} \left( 1 + \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)$$

$$BSF = RPM \frac{P_D}{2B_D} \left( 1 - \left( \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)^2 \right)$$

$$FTF = RPM \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)$$

Donde:

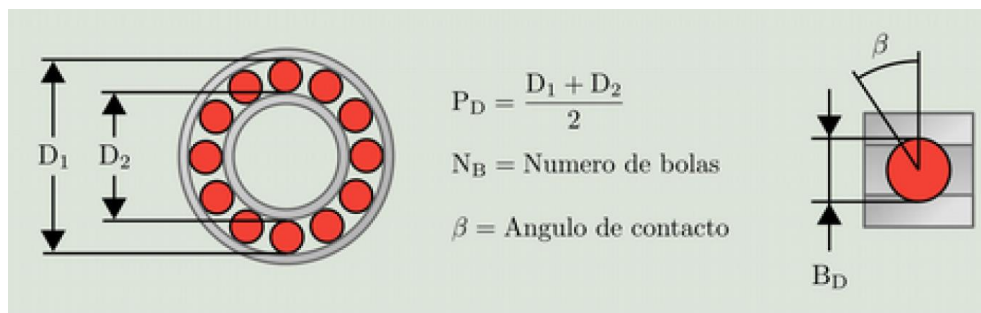
$N_b$  = Número de bolas del rodamiento.

$B_D$  = Diametro de la bola

$P_D$  = diámetro primitivo.

$\beta$  = Angulo de contacto, que en rodamientos de bolas, su valor es cero.

El diámetro primitivo será la media aritmética de los diámetros de la pista exterior e interior.



Para la mayoría de los rodamientos estas frecuencias de deterioro no serán números enteros, por lo que la vibración dominante, cuando exista un defecto de alguno de los componentes del rodamiento, será no sincrónica (no coincidente con armónicos de la frecuencia de giro del eje).

Cuando algunos de los componentes del rodamiento está dañado, distinguiremos en el espectro de frecuencias, la frecuencia fundamental correspondiente al elemento dañado, acompañada siempre de armónicos.

Las frecuencias de deterioro de los rodamientos, según fórmulas matemáticas expresadas anteriormente, dependen del ángulo de contacto, de ahí que cualquier pequeña variación de éste se traducirá en una variación de las frecuencias ideales de deterioro del rodamiento, dificultando la identificación de dichas frecuencias en el espectro. Las causas que pueden producir variaciones del ángulo de contacto pueden ser muy diversas: desalineación dilataciones térmicas, aprietes excesivos, picaduras o

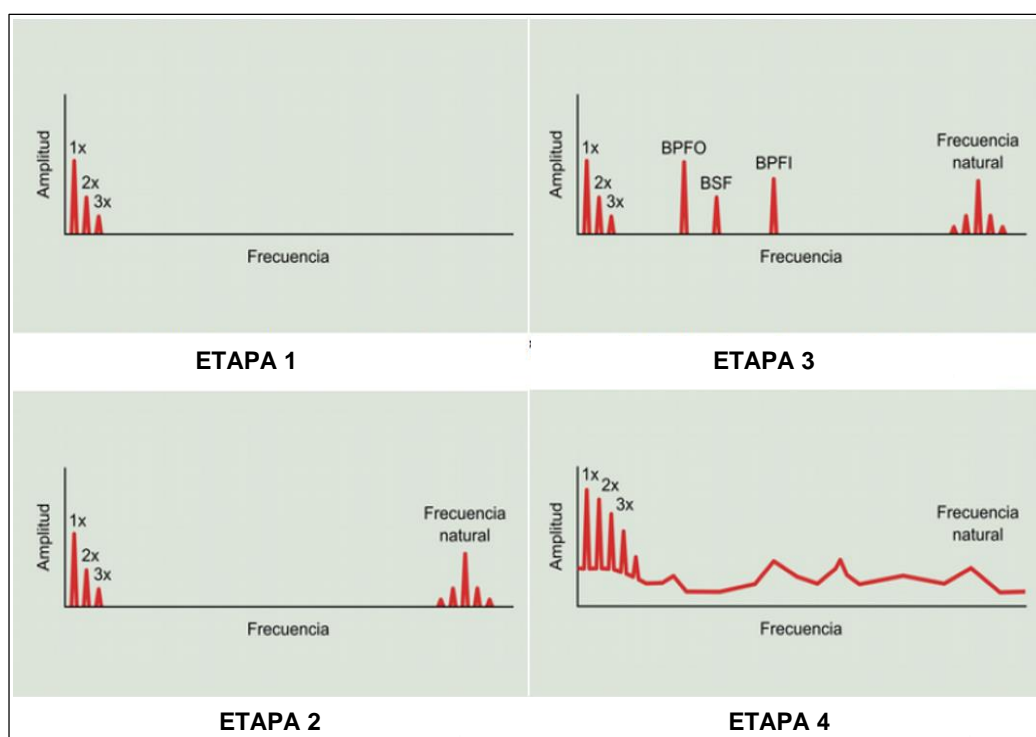
desconchamientos en las pistas, etc. Todo esto influirá en que las frecuencias precalculadas de antemano (frecuencias ideales) no coincidan exactamente con las frecuencias que aparecen en el espectro (frecuencias reales), por lo que en muchos casos hay que permitir cierto margen de error a la hora de identificar las frecuencias de defecto.

### 3.6.3 ETAPAS DEL DETERIORO DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos están formados por varios componentes claramente diferenciados, como son: Pista interior, bolas o rodillos, jaula y pista exterior, el deterioro de cada uno, presenta cuatro etapas identificables, las cuales detallamos a continuación.

- **Etapa 1:** Cuando se desarrolla un problema en un rodamiento, la señal de vibración es normalmente muy pequeña en comparación con las otras señales de vibración, emitidas por el motor eléctrico y, no será notable en un espectro de velocidad, con lo cual en el espectro solo se aprecian la frecuencia de giro y posiblemente algunos armónicos.
- **Etapa 2:** A medida que el problema del rodamiento se va desarrollando, empiezan a aparecer lecturas de vibración a alta frecuencia de los armónicos de la frecuencia fundamental del problema, suelen aparecer en un rango de frecuencias de 500 Hz a 2 kHz. Las cuales constituyen el primer indicador de inicio del deterioro del rodamiento, estas lecturas son provocadas por impactos de pequeños defectos, que suelen excitar la frecuencia natural de uno de los componentes del rodamiento.
- **Etapa 3:** A medida que el problema empeora, las frecuencias características de defectos y sus armónicos aparecen y, se van incrementando en su magnitud, mientras el problema se vuelve mas severo, más múltiplos y bandas laterales aparecen tanto en los rangos de la frecuencia fundamental como en la de los armónicos. En este momento, el rodamiento debe ser sustituido.
- **Etapa 4:** es la etapa final del deterioro del rodamiento. Cuando el problema progresa hasta esta etapa, más armónicos y bandas laterales aparecen y, el nivel de ruido empieza a crecer haciéndose detectable en aceleración a alta frecuencia, en esta etapa, usualmente la vibración del rodamiento, es lo suficientemente fuerte para afectar la frecuencia 1 x RPM y sus armónicos, aumentando su amplitud y, llegando

a disminuir y desaparecer las frecuencias de fallo de rodamiento enmascarado en el ruido de fondo.



*Figura 58 - Etapas del deterioro de un rodamiento*

### 3.7 VIBRACION POR FALLAS ELECTROMAGNETICAS

La vibración por fallas electromagnéticas, se presentan solo cuando el campo magnético se ve alterado debido a variaciones en el entrehierro, un corto circuito entre una bobina del estator o del rotor (en motores de rotor bobinado) y el núcleo, cuando una bobina o barra de rotor se rompe ó debido a una falla en la alimentación de corriente eléctrica del sistema, lo cual puede ocurrir por un falso contacto de un conductor eléctrico o cuando una de las protecciones del motor se abre, como sucede con un fusible.

Para identificar las vibraciones que se producen en los motores eléctricos, existen ciertos parámetros y frecuencias que es necesario, sean perfectamente identificados y, estos son:

- **FL:** Frecuencia de la red eléctrica, normalmente 60 Hz (3 600 CPM) en nuestro país.
- **2x FL:** La corriente alterna es suministrada como senoide, en cada ciclo, cada uno de los polos del motor recibe dos veces energía, una vez con un pico positivo y otra con un pico negativo. Esto significa que la frecuencia de vibración mas habitual que se produce no es la de la frecuencia de línea sino el doble de la frecuencia de línea.

- **P:** Número de polos del motor, el número de polos condiciona la frecuencia de giro del motor. Cuanto mayor es el número de polos, mas lento es el movimiento del motor. Normalmente el número de polos es un número par (2, 4, 6, etc.).
- **Ns:** Velocidad síncrona, es la velocidad de rotación del campo magnético generado y la velocidad que el rotor trata de lograr, pero nunca alcanza.

$$N_s = \frac{2F_L}{P} 60$$

- **FS:** Frecuencia de deslizamiento

$$F_s = N_s - RPM$$

- **FP:** Frecuencia de paso de polo

$$F_p = P \times F_s$$

- **WSPF:** Frecuencia de paso de bobina (Winding Slots Pass Frequency).

$$N^\circ \text{ de bobinas del estator } \times RPM$$

- **RBPF:** Frecuencia de paso de barra (Rotor Bar Pass Frequency).

$$N^\circ \text{ de barras de rotor } \times RPM$$

### 3.7.1 TIPOS DE VIBRACION POR FALLAS ELECTROMAGNETICAS A MOTORES ELECTRICOS.

#### 3.7.1.1 VIBRACION POR EXCENTRICIDAD DEL ROTOR.

Un rotor excéntrico que gira en el centro geométrico del estator, al no coincidir su centro geométrico con el centro de su giro, actuará como una leva provocando entrehierros variables entre el rotor y el estator, en donde la mayor fuerza de atracción del campo magnético del estator al rotor, será en el entrehierro mas estrecho, induciendo una vibración pulsante, normalmente localizada entre 2x FL y el armonico de velocidad de funcionamiento mas próximo. Frecuentemente es necesario “ampliar” el espectro para separar 2x FL y el armonico de velocidad de funcionamiento.



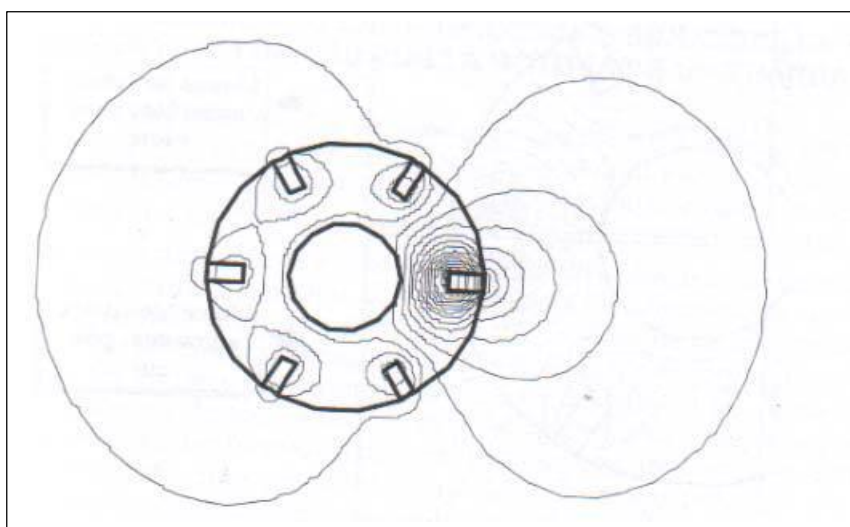
El valor máximo tolerable de vibración filtrada a 2FL es; para motores nuevos reparados, 1,27 mm / seg, para motores en servicio 2.54 mm/seg, y para motores de máquinas herramientas 0.64 mm /seg, esto es aplicable en motores de inducción de 50 a 100 Hp.

La excentricidad del rotor, puede ser causada por falla del aislamiento en las laminas del rotor, los cuales se producen por cortocircuitos que causan recalentamiento localizado en el rotor, distorsionándolo y reduciendo el entrehierro, esta falla térmica es fácilmente identificada, porque los niveles de vibración se incrementan con la temperatura inmediatamente después del arranque del motor.

### 3.7.1.2 VIBRACION POR ROTURAS DE BARRAS O ANILLOS DE CORTO CIRCUITO EN EL ROTOR.

Las Barras de rotor rotas, cuarteadas o corroídas, son causas comunes de fallas en motores de inducción. Como anteriormente se ha visto, el rotor de un motor de jaula de ardilla, consiste en un conjunto de barras conductoras cortocircuitadas en sus extremos por anillos y un núcleo magnético, formado por un conjunto de chapas magnéticas aisladas entre si, el cual ocupa el espacio entre las barras.

El campo magnético causado por la rotura de la barra presenta, un campo alternativo de eje fijo, y un par de polos localizados a ambos lados de la avería, tal como se observa en la **Figura 59**

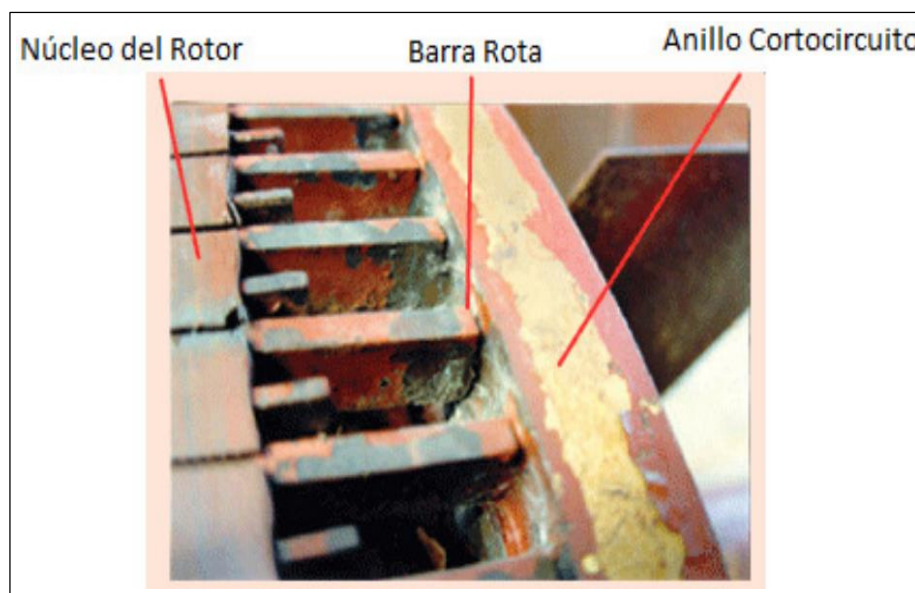


*Figura 59 – Campo magnético alrededor de una barra rota*

La rotura en las barras se presenta generalmente en la soldadura de unión, entre la barra y los anillos de corto circuito debido a que es donde se concentran los esfuerzos mecánicos, aunque éstas estén diseñadas para soportar el arranque y paro del motor, la falla ocurre debido a la fatiga del material.

Debido a los regímenes transitorios térmicos, el motor de jaula puede sufrir de esfuerzos variables dentro del paquete magnético rotórico, lo que conduce a torsiones y agrietamiento de los anillos.

Cuando empieza el agrietamiento de la barra o el anillo, el proceso es degenerativo, la parte defectuosa se calienta hasta romperse. Esta rotura provoca la aparición de arcos eléctricos, haciendo que las barras adyacentes soporten más corriente y por tanto la temperatura y esfuerzos mecánicos aumentan, con ello la aparición de nuevas grietas. La **Figura 60** muestra un rotor con las barras rotas.



*Figura 60 - Barras rotas en la proximidad del anillo*

### **3.7.1.3 VIBRACION POR PROBLEMAS EN LA FASE ELECTRICA.**

La vibración por problemas de fase eléctrica, suelen presentarse debido a soldaduras o roturas de las conexiones, falsos contactos por corrosión o desgaste en las superficies de contacto de una o mas fases de corriente. Esto representa especialmente un problema si el conector defectuoso solo hace contacto esporádicamente, los conectores con mal contacto o rotos deben ser reparados para evitar que se produzca un fallo catastrófico.

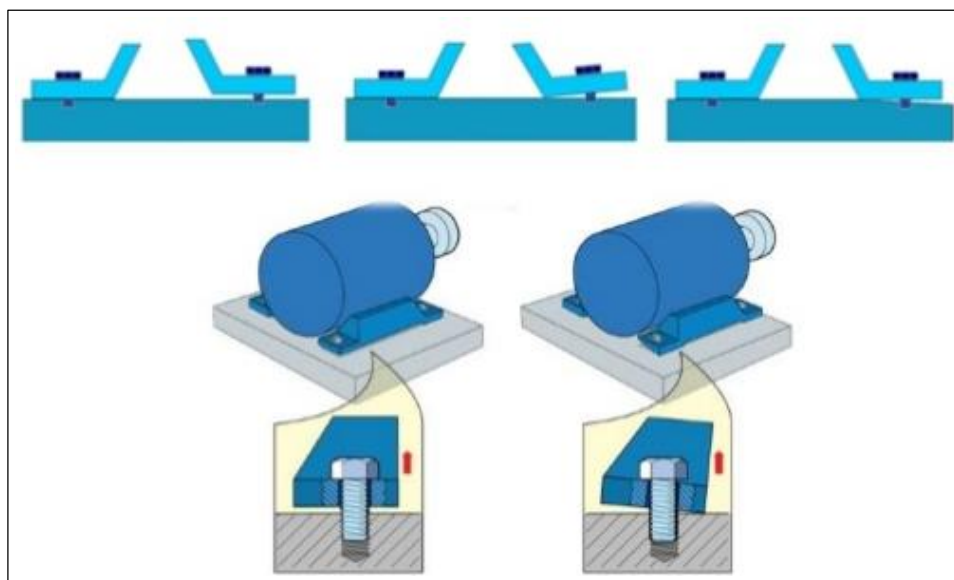
### 3.7.1.4 VIBRACION POR EXCENTRICIDAD DEL ESTATOR

Si el espacio del entrehierro no es uniforme, las fuerzas en el rotor, no serán balanceadas y esto generará una alta vibración inducida magnéticamente. La atracción magnética, es inversamente proporcional al cuadrado de la distancia entre el rotor y el estator, es por esta razón, que una pequeña excentricidad, puede causar un nivel de vibración, relativamente importante.

La excentricidad del estator, produce un entrehierro desigual entre el rotor y el estator que ocasionará una vibración muy direccional. Las diferencias en el entrehierro no deben exceder el 5% para motores de inducción y del 10% para motores síncronos. Las patas sueltas “pata coja” y las bases alabeadas (deformadas), pueden producir un estator excéntrico. Este problema, tiene su origen en la falta de rigidez de la bancada.

La pata coja, es uno de los problemas de instalación de máquinas de mayor relevancia, es una condición en donde una o mas bases del motor eléctrico, no están totalmente asentada, plana y completamente sobre la base. La distorsión creada en un motor eléctrico cuando una pata coja se ajusta, puede causar problemas de desalineamiento interno del motor y excentricidad en el entrehierro.

La pata coja, con frecuencia produce elevada amplitud en la velocidad de giro y se diagnostica con mayor frecuencia cuando nada parece encajar. La pata coja distorsiona el patrón de vibración del motor, lo que sesga los patrones normales esperados por desbalanceo y falta de alineamiento.



*Figura 61 – vibración por excentricidad del estator por pata coja*

### **3.7.1.5 VIBRACION POR CORTO CIRCUITO EN EL ESTATOR**

Este tipo de fallas ocurre solo cuando el campo magnético se ve alterado debido a un corto circuito entre una bobina del estator y el núcleo, la magnitud del campo magnético se ve afectado, debido a la falta de una de las corrientes en el estator y, como el par producido en el motor depende del campo magnético giratorio, esto provocará vibraciones en el motor eléctrico.

Las bobinas del estator cortocircuitadas, generan una fuente de calor localizada y desigual. Esto produce una vibración inducida térmicamente que puede ir aumentando significativamente con el tiempo.

## CAPITULO IV

### 4 METODOLOGIA DE ANALISIS VIBRACIONAL EN MOTORES ELECTRICOS

En este capítulo, describiremos la metodología para evaluar la condición del motor eléctrico, mediante el registro y comparación del nivel de vibraciones que genera el equipo en funcionamiento, así como también, identificando mediante el análisis de los espectros de las frecuencias de las vibraciones, las causas y los componentes de falla del motor eléctrico.

A través de la adquisición de datos mediante equipos colectores FFT, podremos registrar y comparar los datos de vibración global (velocidad RMS en mm/s), con la Norma ISO 10816-3 *Evaluación de vibración en máquinas por mediciones en partes no rotativas* (detallada en el Capítulo 2.3). y determinar las condiciones de operación del motor eléctrico.

Los problemas o defectos mecánicos de los componentes del motor eléctrico, generan patrones de vibración únicos. El análisis y comparación de los espectros (registrados con el equipo colector FFT), con los espectros de frecuencia de vibración típicos de fallas características (Detallado en el capítulo 3), nos permitirá, primero confirmar el diagnóstico del problema y segundo poder identificar la causa raíz del componente de falla.

Adicionalmente en los motores eléctricos es muy importante evaluar la condición de los rodamientos. Es posible que en los valores de vibración global y en los espectros de vibración en baja frecuencia no se observe ningún tipo de falla y, se encuentren dentro de las condiciones normales de operación, sin embargo, es posible que una pequeña falla en los rodamientos este en proceso de desarrollo, siendo tan pequeña que resulte imperceptible en los espectros de baja frecuencia. Un análisis de espectros de alta frecuencia y espectro envolvente, nos permitirá detectar fallas en algún componente de rodamiento en su etapa inicial.

El método para el análisis de vibraciones en motores eléctricos, toma en consideración los siguientes pasos:

- Acciones Preliminares.
- Recopilación de información.
- Identificación de los espectros de vibración
- Analisis de espectros y Diagnostico de falla

#### 4.1 ACCIONES PRELIMINARES

##### 4.1.1 ESTABLECER GRADO DE SEVERIDAD DE LA VIBRACION

Para establecer el grado de severidad de la vibración global del motor eléctrico, aplicaremos el estándar de la Norma ISO 10816-1, para las pruebas de aceptación del motor eléctrico en Taller y para las pruebas de aceptación en campo, aplicaremos la Norma ISO 10816-3.

El criterio que aplicaremos para la evaluación, es el de la magnitud de la vibración absoluta. La máxima magnitud de la vibración observada en cada punto de medición, será comparada contra cuatro zonas de evaluación establecidas a partir de la experiencia internacional. (Véase capítulo 2.3.7)

- **Zona A (Condición Aceptable):** Valores de la vibración de una máquina recién puesta en funcionamiento o con mantenimiento reciente.
- **Zona B (Condición satisfactoria):** Valores de vibración para máquinas que pueden funcionar indefinidamente sin restricciones.
- **Zona C (Condición Insatisfactoria):** La condición de la maquina no es adecuada para una operación continua solo puede operar en periodos de tiempo limitado. Se deben realizar acciones correctivas.
- **Zona D (Condición Inaceptable):** Los valores de vibración son peligrosos, la maquina puede sufrir daños

Velocidad de la vibración r.m.s (mm/s)	CLASE I	CLASE II	CLASE III	CLASE IV
0.28	A	A	A	A
0.45				
0.71				
1.12	B	B	B	A
1.8				
2.8	C	C	B	B
4.5				
7.1	D	D	C	C
11.2				
18			D	
28				
45				

*Tabla 22 – Límites de zonas típicos según la norma ISO 10816-1*

#### 4.1.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA MEDICIÓN DE VIBRACIONES

Para poder brindar un diagnóstico acertado, es muy importante contar con equipos confiables en ese sentido debemos considerar lo siguiente:

- El sistema de medición (analizador FFT, cables y transductor, superficie de contacto), deben ofrecer una precisión de  $\pm 5\%$  en el rango de frecuencia seleccionado.
- Se debe llevar a cabo una calibración anual con instrumentos de laboratorio calificados del sistema de medición.

Los componentes principales del sistema de medición son: el equipo analizador de vibración y el transductor.

##### 4.1.2.1 SELECCIÓN DEL EQUIPO ANALIZADOR DE VIBRACIONES

Para una buena selección del equipo analizador, deberemos tomar las siguientes consideraciones.

- El analizador de vibraciones, deberá tener una capacidad de resolución no menor a 1600 líneas.

- El equipo analizador de vibraciones, debe de estar en buenas condiciones de operación y contar con certificación vigente el cual debe de estar disponible para cuando se requiera.
- El equipo analizador de vibraciones seleccionado, deberá ser configurado bajo las siguientes características:

Rango de medición: 0,3 x RPM (Hz) a 2,000 Hz. (120-120,000 CPM)

Resolución del espectro: 1600 líneas

Recolección de datos en modo pico (peak)

#### **4.1.2.2 SELECCIÓN DEL TRANSDUCTOR**

Los datos de vibración del motor eléctrico, se obtendrán por medio de un transductor que convertirá la vibración mecánica en una señal eléctrica, la calidad de la señal, depende de la buena selección del transductor, de la forma como esta montado y del lugar donde este localizado.

Para esta aplicación, deberemos utilizar un transductor de aceleración (acelerómetro), con base magnética, en buen estado y con certificación vigente.

Las consideraciones más importantes para la selección del transductor son:

- Frecuencia de respuesta.
- Proporción de señal y ruido.
- Sensibilidad del transductor
- Magnitud de la señal ha ser medida.

El rango de frecuencias del transductor, debe ser compatible con las frecuencias generadas por los componentes mecánicos de la máquina



### **4.1.3 SELECCIÓN DE PERSONAL.**

La capacidad del personal, es el principal factor de éxito en la técnica de diagnóstico de fallas por análisis de vibraciones en motores eléctricos, la eficiencia del método, depende en gran parte de ello, el personal encargado que integra el grupo deberá cumplir los siguientes requisitos:

- Buena formación técnica.
- Experiencia en trabajos de mantenimiento de motores eléctricos.
- Capacidad de análisis.
- Observador y ordenado.
- Entrenado en la norma ISO18346-2 (Requerimientos para calificación y evaluación de personal – Monitoreo de la condición de vibración)

### **4.2 RECOPIACION DE INFORMACION.**

Para realizar un análisis de vibraciones y un diagnóstico acertado, debemos recopilar toda la información correspondiente:

- Identificación de componentes del motor que podrían causar vibraciones.
- Información histórica del motor eléctrico.
- Identificación de la velocidad de giro del motor
- Identificación del tipo de medición que ha generado el espectro.

#### **4.2.1 IDENTIFICACION DE LOS COMPONENTES DEL MOTOR QUE PODRIAN CAUSAR VIBRACIONES**

Antes de analizar los espectros, debemos indentificar los componentes con potencial para causar vibraciones en el motor eléctrico.

- Número de aspas del ventilador de enfriamiento.
- Tipo y código de rodamiento, disposición de montaje y sus frecuencias de falla.

- Orientación del montaje del motor (Vertical, horizontal).
- Velocidad nominal del motor a ser analizado

#### **4.2.2 INFORMACION HISTORICA DEL MOTOR ELECTRICO.**

- Revisión de registro de mediciones previas: espectros, variables o gráficos de tendencia si se dispone.
- Información de los encargados de la operación del equipo, a menudo, son los operadores los que pueden proporcionar una visión adicional del problema (componentes cambiados, trabajos de mantenimiento realizados, embocinados y/o metalizados de tapas o ejes, balanceo de rotores, etc.)
- Revisión de registro de mantenimientos previos.

#### **4.2.3 IDENTIFICACION DE LA VELOCIDAD DE GIRO DEL MOTOR ELECTRICO.**

Es un factor crítico e importante el conocer la velocidad de giro del motor al analizar los espectros de vibración, hay varias maneras de determinar la velocidad de giro:

- Revisar datos de placa de motor.
- Utilizar un tacómetro.
- Identificar picos predominantes a 1800 ó 3600 RPM.
- El pico de velocidad de rotación en un espectro de vibración, es a menudo, la primera lectura significativa.
- Identificar la cantidad de polos del motor (2 polos = 3600 RPM, 4 polos = 1800 RPM).

#### **4.2.4 SELECCION DE LOS TIPOS DE MEDICIÓN DE LOS ESPECTROS.**

- Selección de los tipos de espectros de frecuencia a utilizar para el análisis de la condición del motor eléctrico (desplazamiento, velocidad, aceleración o envolvente).

- Metodo de fijación y ubicación del acelerómetro.
- Verificación de las escalas del espectro.

### 4.3 ADQUISICION DE DATOS.

La apropiada adquisición de los datos de vibración asegurará lo siguiente:

- Confiabilidad de los datos.
- Diagnostico de falla efectivo.
- Buena evaluación del motor eléctrico.
- Pruebas precisas de aceptación del motor eléctrico.

Para la adquisición de datos, deberemos considerar lo siguiente:

- Las mediciones, se deben realizar con el motor operando sin carga y, cuando el motor eléctrico ha alcanzado una temperatura estacionaria de trabajo. El motor debe de estar funcionando en condiciones nominales de frecuencia, velocidad y voltaje.
- Los puntos de medición a considerar en los motores eléctricos, son los rodamientos de apoyo del rotor, P1 (Lado del ventilador de enfriamiento el motor) y P2 (Lado de acoplamiento), de no ser posible se buscará una posición lo mas cerca posible a ellos.
- Se debe prestar especial atención en el montaje de los acelerómetros, los cuales deben estar perfectamente fijados, afin de alcanzar un alto grado de precisión de la medición.
- Para la recolección de datos, se realizarán mediciones triaxiales, dos puntos ortogonales en la dirección radial en cada alojamiento de rodamientos (posición horizontal y vertical) y una medición en la dirección axial.
- Para realizar un análisis adecuado de los espectros de vibración es necesario tomar registro de los espectros de vibración en velocidad, aceleración y envolvente de aceleración.

- En motores cuya velocidad sea variable, las mediciones de vibración se deben realizarse bajo todas las condiciones esperadas de operación por periodos prolongados de tiempo.
- En máquinas sometidas a vibraciones externas, los valores máximos de vibración medidos, serán considerados representativos de la vibración. Si el nivel de vibración, es superior a lo que el criterio permite y, se sospecha de excesiva vibración de fondo, las mediciones se deben realizar nuevamente con la máquina detenida para determinar el grado de influencia de la vibración externa. Si con la máquina detenida, el nivel de vibración excede el 25% de la vibración medida con la máquina en funcionamiento, será necesario realizar acciones correctivas par reducir el efecto de la vibración de fondo.

#### **4.4 IDENTIFICACION DE ESPECTROS DE VIBRACION.**

Los problemas más comunes en bajas frecuencias (0 a 2000 Hz), que se presentan en los motores eléctricos, están relacionados con su velocidad de giro y sus primeros armónicos, en este capitulo, identificaremos las fallas principales en este rango de frecuencia, tales como, desbalance, falta de alineamiento, excentricidad, soltura, etc.

Si existen niveles de vibración crecientes en una o varias de las frecuencias de falla, entonces se puede sospechar que existe una falla que corresponde a esa frecuencia. En este rango de frecuencias, también se puede observar fallas de rodamientos, sin embargo, inicialmente los picos pueden ser muy pequeños en comparación con los otros componentes de vibración, debido a que estos, no afectan significativamente los niveles de vibración global. Además, estos picos pueden ser cubiertos por las vibraciones secundarias / el ruido de fondo y, en ese sentido, la falla de rodamiento, podría pasar desapercibida.

A continuación, identificaremos los espectros de frecuencia de vibración por fallas en los motores eléctricos.

#### **4.4.1 ESPECTRO DE VIBRACION DE FALLA POR DESBALANCE.**

Un motor eléctrico que presenta desbalance, como único problema, se identificará en el espectro de frecuencia, con un aumento de la amplitud de los armónicos cuya frecuencia será igual a la del giro del rotor, es decir, 1 x RPM del motor, y se detectará en las medidas radiales, debido a que el desbalance es producido por una fuerza radial, mientras que, es posible que las medidas de vibración axial pueden permanecer bajas.

##### **4.4.1.1 CARACTERISTICAS DEL ESPECTRO VIBRACION POR DESBALANCE**

Para identificar el desbalance como causa probable de las vibraciones del motor eléctrico, el espectro de vibración presentará las siguientes características:

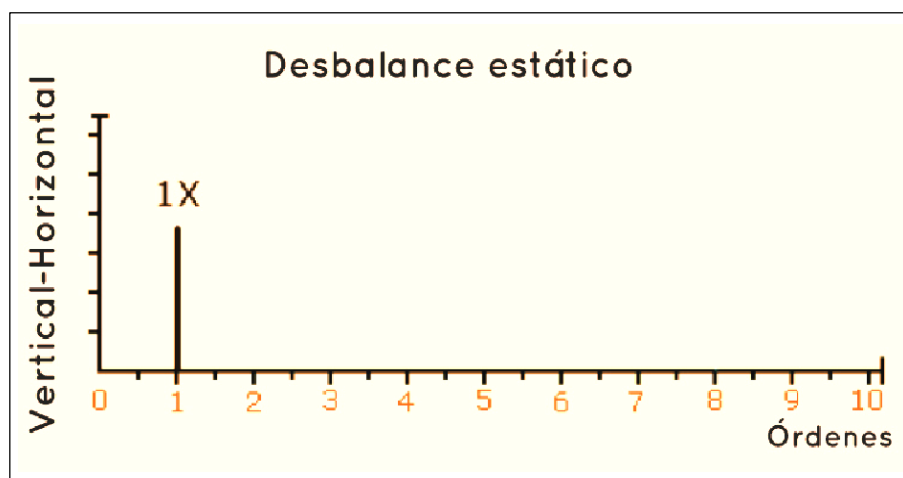
- Se observa una amplitud fuera de lo normal en la frecuencia de 1X (1 x RPM del motor) con poco o ningún incremento en la amplitud de las frecuencias armónicas (2X, 3X, 4X, etc.) de la velocidad de giro. Cuando el pico a 2X es inferior al 30% de la amplitud de 1X, podemos definir, el desbalanceo como la causa de la vibración.
- En un motor desbalanceado, la amplitud 1X aumentará proporcionalmente al incremento en la velocidad de rotación (hasta encontrar la primera velocidad crítica de la máquina).
- Se observa una diferencia de fase entre la dirección horizontal y vertical en el rodamiento de aproximadamente 90°, con una variación aceptable de  $\pm 30^\circ$ .
- En las mediciones de fase, para un desbalanceo estatico predominantemente, no se observarán diferencias de fase significativas en las lecturas de ambos lados del eje, en las mismas direcciones radiales. Si el desbalance, es un desbalance par, la lectura de fase radial nos indicará que ambos lados del eje tienen un desfase de 180°.
- En las mediciones globales de vibración, se observa alta energía a baja frecuencia y vibración radial (en motores horizontales, las amplitudes incrementan más en las medidas horizontales que en las verticales)

- En general si la señal tiene mas armónicos que la velocidad de giro, la falla no es desbalanceo puro. Sin embargo, los armónicos pueden aparecer cuando aumenta la severidad de desbalanceo, o cuando la rigidez de apoyo horizontal y vertical son muy diferentes entre si. Además, un desbalanceo puro en la maquinaria se presenta en raras ocasiones.

Es probable que no haya problema de desbalanceo en un motor eléctrico si:

- Un pequeño aumento en la velocidad de rotación hace que las vibraciones aumenten radicalmente (se debe verificar resonancia).
- El valor de medición en el plano vertical aumenta más que el valor del plano horizontal (se debe verificar soltura).
- Las amplitudes de las mediciones axiales aumentan mas que la radial (se debe verificar la alineación).
- Los armónicos de las velocidades de giro 2X y 3X, aumentan con la velocidad (verificar si hay problemas relacionados con la falta de alineamiento, rodamientos descascarados, eje doblado, etc).

La **Figura 62**, nos muestra el espectro de frecuencias cuando ocurre desbalance.



*Figura 62 – Espectro de vibración por desbalanceo estático*

#### **4.4.1.2 CORRECCION DE VIBRACION POR DESBALANCE**

El desbalance se corrige por medio de compensación de masa en el punto adecuado. La Norma EASA AR100 (Practica recomendada para la reparación de máquinas eléctricas), especifica el estándar del grado de balanceo para rotores de motores eléctricos, utilizando las técnicas para balanceo de rotores, descrito en el capítulo 2.6.4.

#### **4.4.2 ESPECTRO DE VIBRACION POR FALTA DE ALINEAMIENTO.**

En cualquier máquina acoplada habra sin duda desbalanceo y falta de alineamiento, los cuales, en gran o menor escala, serán apreciados en el espectro de frecuencia de vibración. Por lo tanto, el analista de vibraciones deberá ser capaz de determinar si una máquina esta más desbalanceada o “más” desalineada. Puesto que, si la causa de las vibraciones, es por desbalanceo, una corrección en el alineamiento del motor, que esta sobre todo desbalanceado, producirá una mejora insignificante en el nivel de vibración.

##### **4.4.2.1 CARACTERISTICAS DEL ESPECTRO DE VIBRACION POR FALTA DE ALINEAMIENTO.**

Las vibraciones por falta de alineamiento, presentarán las siguientes características:

- En valores globales de vibración, se observa alta energía a baja frecuencia y amplitudes de vibración radiales y axiales. Una característica típica de falta de alineamiento, es una amplitud de la vibración, anormalmente alta, en la dirección axial, en comparación con las lecturas radiales (mayor en un 30% que las radiales)
- El armonico 2X (2 x las RPM del motor eléctrico), en la dirección radial puede alcanzar un valor superior a 1X. Sin embargo, en algunos motores la vibración predominante debido a falta de alineamiento tiene lugar en 1X y puede llegar a confundirse con vibraciones por desbalance. En estos casos es necesario realizar un análisis complementario de fases, que nos permitirá diferenciar los problemas de falta de alineamiento y de desbalance.
- En la amplitud de vibración, si 2X, es inferior al 30% de 1X, posible problema de desbalance, si el valor esta es  $> 30\%$  y menor al 50%, probabilidad de falta de

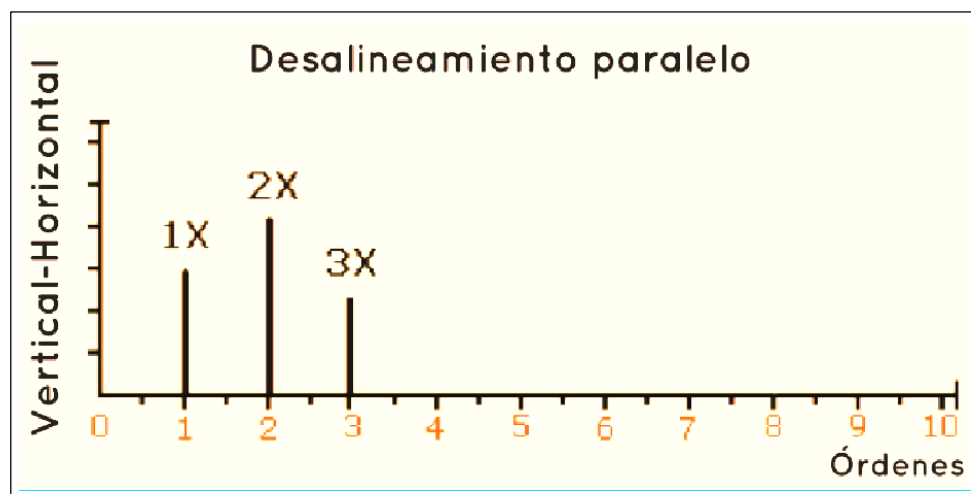
alineamiento, si es  $> 50\%$  e inferior al  $100\%$ , fuerte desalineamiento,  $>100\%$ , probabilidad de resonancia.

- La falta de alineamiento, se diagnostica dependiendo de su tipo, si el desalineamiento es paralelo, el espectro presentará vibraciones radiales en  $1X$ ,  $2X$  y  $3X$  con una amplitud mayor en el armónico  $2X$  y, si la falta de alineamiento es angular, se producirán vibraciones axiales de mayor amplitud que las vibraciones radiales a las frecuencias armónicas en  $1X$ ,  $2X$  y  $3X$
- Si las tres armónicas presentes son significativas, medidas en dirección horizontal, entonces es muy probable que la falta de alineamiento sea vertical.
- Si las tres armónicas presentes son significativas, medidas en dirección vertical, entonces es muy probable que la falta de alineamiento sea horizontal.
- Si las tres armónicas presentes son significativas, medidos en dirección axial, entonces es muy probable que la falta de alineamiento sea angular.

Probablemente no haya falta de alineamiento si:

- La amplitud de vibración en la dirección axial, es baja (verificar soldadura).
- Las amplitudes de las armónicas de la velocidad de giro, están entre  $4X$  y  $10X$  y también son altas o si medios armónicos  $1/2X$ , están presentes (verificar soldadura).

La **Figura 63**, muestra el espectro de frecuencias cuando se presenta la falta de alineamiento.



*Figura 63 – Espectro de vibración por desalineamiento paralelo*



#### 4.4.2.2 CARACTERISTICAS DE DESALINEACION EN RODAMIENTOS

- Fuerte vibración axial en 1X con posible presencia de armónicos en 2X y 3X.
- El armónico 2X en dirección axial puede alcanzar un valor igual o incluso superior a 1X.
- Las lecturas de fase axial en la parte inferior, izquierda y superior derecha del rodamiento, aparecen desfasadas 90°.
- Las medidas de fase axial a ambos lados del acoplamiento se encuentran desfasadas 180°
- Los rodamientos de bolas o rodillos desalineados se caracterizan por presentar vibración axial independientemente del estado de balanceo. La vibración puede aparecer a 1X, 2X, 3X ó al número de bolas o rodillos del rodamiento por la velocidad de giro.

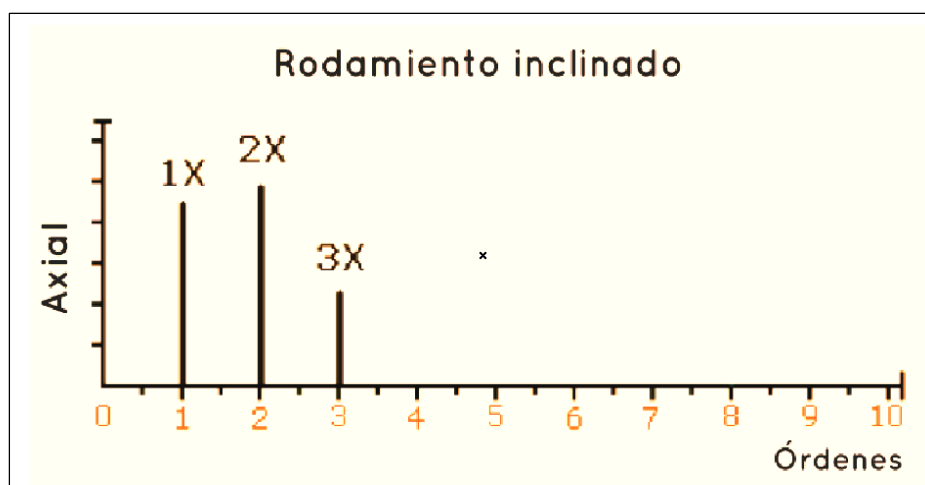


Figura 64 – Desalineamiento en rodamientos

#### 4.4.2.3 CORRECCION DE VIBRACION POR FALTA DE ALINEAMIENTO

Verificar si el motor está perfectamente alineado al plano vertical y horizontal. Realizar los ajustes adecuados, colocando los calces debajo del motor. La nivelación debe ser verificada con un equipo adecuado, el motor debe estar apoyado sobre una superficie con una planicidad de hasta 0,08 mm/m.

Realizar corrección de alineamiento del eje motor eléctrico, de acuerdo a los límites permisibles para este tipo de máquina.

La desalineación en una vuelta completa del eje, acoplamiento rígido o flexible, no puede ser superior a 0,03 mm (Fuente WEG)

#### **4.4.3 ESPECTRO DE VIBRACION POR EXCENTRICIDAD DEL ROTOR.**

La presencia de excentricidad en los motores eléctricos asíncronos trifásicos, generará un entrehierro variable de manera giratoria entre el rotor y el estator que induce una vibración pulsante, en el campo magnético, este tipo de espectro, lo detallaremos en el *capítulo 4.4.7*, en donde identificaremos los espectros de vibración por fallas electromagnéticas.

#### **4.4.4 ESPECTRO DE VIBRACION POR SOLTURA MECANICA**

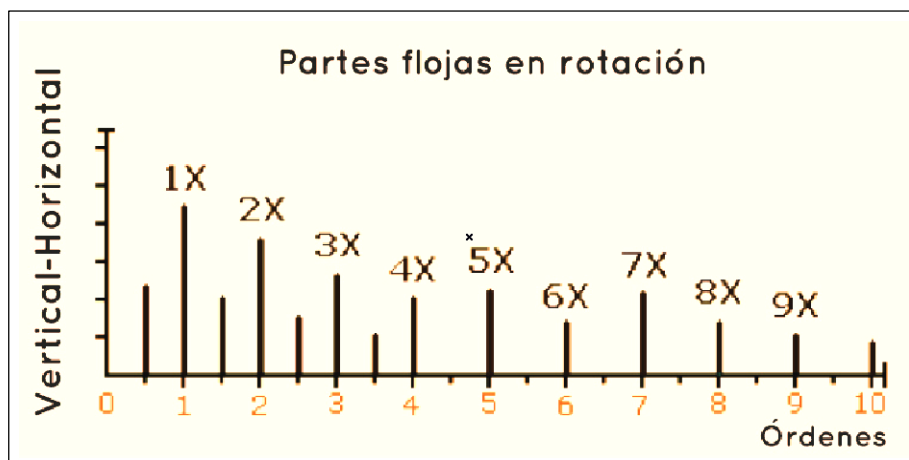
Un motor eléctrico, que presente un ligero problema de desbalance, actuará como fuerza de excitación de las soldaduras mecánicas que estén presentes en la máquina a evaluar. A medida que el punto pesado de desbalance va girando hasta completar una vuelta, nos originará varios armónicos de la frecuencia de giro en el espectro de vibración.

Hay dos aspectos a considerar en el caso de soldaduras mecánicas, tenemos soldadura de elementos rotativos y soldadura de elementos estructurales

##### **4.4.4.1 CARACTERISTICAS DEL ESPECTRO DE VIBRACION POR SOLTURA MECANICA DE ELEMENTOS ROTATIVOS**

- El espectro de vibraciones por soldadura mecánica de elementos rotativos, se caracteriza por presentar un espectro con una gran cantidad de frecuencias relacionadas con la frecuencia de giro del rotor en 1X, armónicos (2X, 3X, etc.), subarmónicos (0.5X), y medios armónicos (1.5X, 2.5X, 3.5X, etc.).
- Una soldadura podrá ser identificada, si hay una presencia en serie de tres o más armónicos o medios armónicos de la velocidad de giro (en el rango de 2X a 10X) y, sus magnitudes, son mayores a un 20% de 1X.

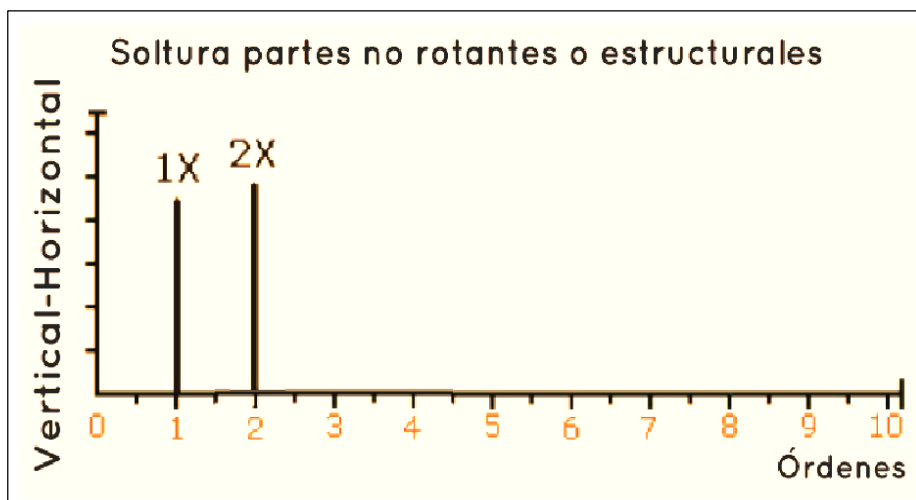
- Una soltura severa, se caracteriza por presentar medios armónicos, armónicos y subarmónicos de la frecuencia de giro del rotor de forma que en el espectro se observa una banda ancha de energía.
- En los valores de vibración global se manifiesta mas claramente en las direcciones radiales, especialmente en el plano de medición vertical.



*Figura 65 – Espectro de soltura de elementos rotativos*

#### 4.4.4.2 CARACTERISTICAS DEL ESPECTRO DE VIBRACION POR SOLTURA MECANICA EN ELEMENTOS ESTRUCTURALES

- Las solturas en elementor estructurales, se caracterizan por presentar en el espectro de vibración con varios armónicos de la frecuencia de giro (1X, 2X, 3X, 4X, etc).
- Un indicador de la severidad de la soltura estructural, es la comparación de la amplitud de los armónicos en 2X y 3X con respecto a la frecuencia 1X, cuando la amplitud de estos armónicos esta por encima del 50% de la amplitud del pico 1x, nos indicará una mayor severidad de la soltura.
- El motivo por el que este tipo de solturas se manifiestan en los espectros de frecuencia con varios amónicos de la frecuencia de giro (1X, 2X, 3X, etc.) se debe a la fuerza de excitación de un ligero desbalance del rotor, sobre las holguras del aflojamiento de los anclajes de las patas del motor y la base de la estructura.



*Figura 66 – Espectro de vibración por soldadura en elementos estructurales*

#### **4.4.4.3 CORRECCION DE VIBRACION POR SOLTURA MECANICA**

La vibración por soldadura de elementos rotativos, como desgastes en rodamientos, ventiladores, se corrige con el reemplazo de los mismos.

Soldaduras en ajuste de rodamientos en eje y tapas de motor eléctrico, se corrige mediante trabajos de embocinado y rectificado de tapas, metalizado y rectificado de asiento de rodamientos en eje rotor.

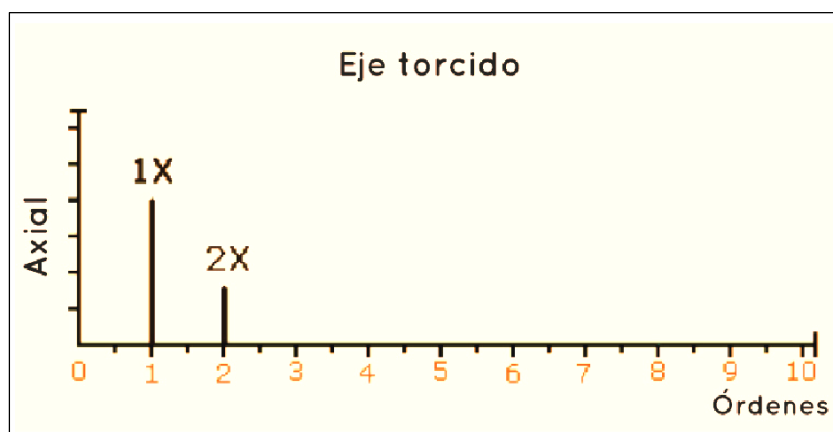
Soldaduras estructurales se corrigen mediante el reajuste de pernos para incrementar la rigidez del sistema, de identificarse algún perno en mal estado, se procederá al reemplazo del mismo.

#### **4.4.5 ESPECTRO DE VIBRACION POR EJE DOBLADO.**

Un problema de eje doblado, por lo general, en los registros de vibración global y el espectro de vibración se revelarán en forma idéntica a un problema de falta de alineamiento, por consiguiente, será necesario, realizar mediciones de fase y compararlas para poder diferenciarlas.

#### 4.4.5.1 CARACTERISTICAS DEL ESPECTRO DE VIBRACION POR EJE DOBLADO.

- Un eje doblado ó eje torcido, presenta un espectro de vibración característico similar a una falla por falta de alineamiento, en ese sentido, las mediciones de fase, son esenciales para identificar una falla por eje doblado.
- Las mediciones de fase en la dirección axial, muestran la existencia de un cambio de fase de 180°.
- Las mediciones de fase en las direcciones radiales, no presentan cambio de fase.



*Figura 67 - Espectro de vibración por eje doblado*

#### 4.4.5.2 CORRECCION DE EJE DOBLADO

La corrección de falla por eje doblado en un motor eléctrico, se corrige, dependiendo de la severidad de la excentricidad del eje doblado, para pequeños niveles de excentricidad, la corrección es posible, mediante el enderezamiento del eje, para problemas severos de eje doblado, será necesario realizar un injerto o cambio de eje rotor. Las dimensiones de excentricidad permisible están indicadas en la *Tabla 2-3-* de la Norma EASA AR100.

#### 4.4.6 ESPECTRO DE VIBRACION POR RODAMIENTOS DEFECTUOSOS.

Las fallas en los motores eléctricos por rodamientos defectuosos, se pueden identificar dependiendo de la etapa deterioro en la cual se encuentren. Fallas con un deterioro avanzado, se podrán identificar en los espectros de baja frecuencia, mientras que fallas pequeñas o insipientes se identificarán en los espectros de alta frecuencia,

#### **4.4.6.1 ESPECTRO DE VIBRACION DE RODAMIENTOS DEFECTUOSOS – BAJAS FRECUENCIAS**

Las fallas en los componentes de rodamientos, son identificables en los espectros de baja frecuencia, cuando el rodamiento se encuentre en la etapa 3 de deterioro, etapa en la cual se deberá programar la sustitución del rodamiento.

Las fallas de los componentes de un rodamiento se suelen observarse en los espectros en el orden siguiente: Pista exterior, pista interior, elementos rodantes y finalmente en la jaula. Esto ocurre siempre y cuando el rodamiento haya sido correctamente montado.

Para identificar los espectros de vibración, deberemos considerar las frecuencias de fallo del rodamiento, (BPFO, BPFI, BSF y FTF) detalladas en el Capítulo 3.6.2

#### **4.4.6.2 ESPECTRO DE VIBRACION DE RODAMIENTOS DEFECTUOSOS - ALTA FRECUENCIA**

El análisis de espectros de alta frecuencia de velocidad o aceleración producida por un elemento rodante del rodamiento, nos brinda una herramienta adicional para evaluar la condición de los rodamientos y poder detectar fallas en los componentes del rodamiento, en sus etapas iniciales de deterioro. Mientras que la aceleración es el indicador mas sensible a los defectos de rodamientos, el nivel de velocidad, puede ofrecer evidencia de una inminente falla. Esta técnica, no trata de correlacionar los picos de vibración con las frecuencias de defectos conocidos, ya que esto ocurre a bajas frecuencias.

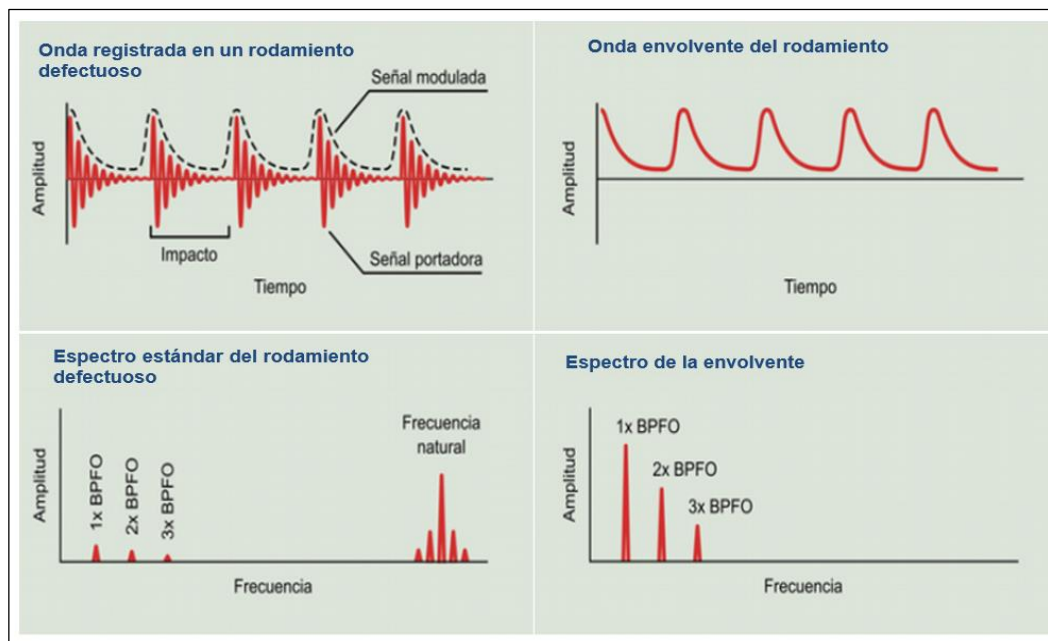
Una técnica complementaria en la identificación de fallos de componentes de rodamiento, es la demodulación, ó análisis del espectro envolvente, la cual detallaremos a continuación

##### **4.4.6.2.1 DEMODULACION O ANALISIS DE ENVOLVENTE**

La técnica del análisis del espectro envolvente, hace uso de las altas frecuencias de los armónicos de vibración que pueden ser medidas en el alojamiento del rodamiento. El alojamiento del rodamiento, actua como un amplificador mecánico y un portador

de información de la condición de falla., lo que daría una señal mejorada en la proporción de la condición de falla a baja frecuencia.

El proceso de demodulación consiste en obtener a partir de la vibración original una nueva señal, que contenga únicamente la señal modulada, tal y como se representa en la **Figura 68**. Esta nueva señal, también es conocida como señal envolvente de la señal original.



*Figura 68 – Proceso de formación de la envolvente*

El uso de la técnica de análisis del espectro envolvente presenta las siguientes ventajas:

- Permite la detección temprana de un fallo de rodamiento, dado que las frecuencias de fallo de rodamiento que aparecen en el espectro envolvente constituyen el primer indicador de deterioro de un rodamiento.
- Permite detectar frecuencias de falla de rodamiento, antes de que se vuelvan lo suficientemente fuertes como para aparecer en el espectro estándar, si se observa un pico a una determinada frecuencia en el espectro envolvente, es muy probable que sea una frecuencia de fallo de rodamiento y será solo una cuestión de tiempo para que el deterioro aparezca en el espectro estándar.
- El espectro envolvente, es de gran utilidad para diagnosticar problemas en rodamientos de máquinas de muy baja velocidad. Si usted tiene una máquina que

gira a 60 RPM (1 Hz) y quiere encontrar frecuencias de rodamiento en un rango de 3 x RPM y 10 x RPM, la frecuencia de esos armónicos será inferior a 10 Hz.

No es posible hacer uso del espectro envolvente como una herramienta exclusiva de diagnóstico, porque no permite correlacionar la amplitud de las frecuencias de fallo con el estado de deterioro del rodamiento. El motivo de esto es que a medida que avanza el deterioro del rodamiento, se incrementa el número de defectos en el mismo, haciendo que la señal envolvente, sea cada vez mas aleatoria. Por ello a medida que el deterioro del rodamiento avanza, los armónicos en el espectro envolvente, perderan amplitud, pudiendo llegar incluso a desaparecer.

En la *Tabla 23*, se observan los límites para los valores de envolvente de aceleración

<b>Valores de alarma para la envolvente de aceleración según criterios de SKF ( para observar estado de rodamientos) - Valor de alerta : 2 gE, - Valor de parada: 5 gE</b>			
Severidad de Envolvente	Diámetro de eje y velocidad		
<b>gE</b> peak to peak	Diámetro entre 200 - 500 mm velocidad <500 rpm	Diámetro entre 50 - 300 mm 500 < velocidad <1800 (rpm)	Diámetro entre 20 - 150 mm velocidad >1800 (rpm)
0.1	<b>BUENO</b>	<b>BUENO</b>	<b>BUENO</b>
0.5	<b>SATISFACTORIO</b>	<b>BUENO</b>	<b>BUENO</b>
0.75		<b>SATISFACTORIO</b>	
1	<b>INSATISFACTORIO (alerta)</b>	<b>SATISFACTORIO</b>	<b>SATISFACTORIO</b>
2	<b>INACEPTABLE (PELIGROSO)</b>	<b>INSATISFACTORIO (alerta)</b>	<b>INSATISFACTORIO (alerta)</b>
4		<b>INACEPTABLE (PELIGROSO)</b>	<b>INACEPTABLE (PELIGROSO)</b>
10		<b>INACEPTABLE (PELIGROSO)</b>	

*Tabla 23 – Severidad de la envolvente de aceleración (SKF)*



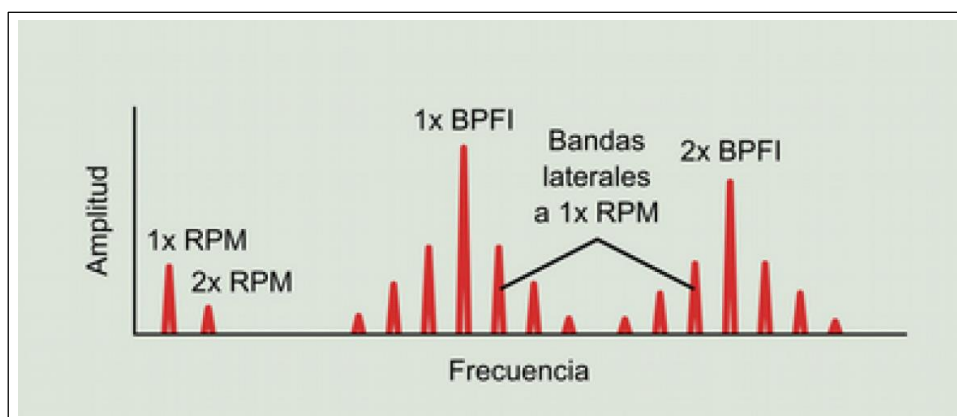
#### **4.4.6.3 CARACTERISTICAS DE LOS ESPECTRO DE VIBRACION PARA DETECCION DE FALLOS EN RODAMIENTOS.**

Los espectros de vibración por problemas rodamientos defectuosos presentaran las siguientes características:

- Las lecturas de picos de vibración a alta frecuencia, son el primer indicador del inicio del deterioro del rodamiento, ya que los impactos originados por un pequeño defecto, suelen excitar las frecuencias naturales de las pistas de rodadura (a alta frecuencia). Estas medidas se realizan en unidades de aceleración en la banda comprendida entre 1 y 20kHz.
- En la etapa inicial del deterioro del rodamiento, aparecen armónicos a altas frecuencias con bajas amplitudes. A medida que el daño progresa aumentarán las amplitudes de las frecuencias de fallo localizadas inicialmente y aparecerán armónicos intermedios de dichas frecuencias de fallo, hasta que, en una etapa final, de máxima severidad del daño, aparecerán claramente los primeros armónicos de las frecuencias de fallo.
- Las frecuencias de deterioro en los componentes de un rodamiento, pueden ir acompañadas por bandas laterales cuya diferencia en frecuencia, con respecto a la fundamental coinciden con la frecuencia de giro del eje. El aumento del número y amplitud de bandas laterales indicaran la progresión del daño.
- Defectos idénticos en las dos pistas de rodadura de un mismo rodamiento se caracterizan porque las amplitudes de las frecuencias de defecto de la pista interior serán menores que las amplitudes de las frecuencias de la pista exterior. La razón esta basada en la propia construcción del rodamiento y en la trayectoria que recorre la vibración hasta llegar al sensor.

#### 4.4.6.4 ESPECTRO DE VIBRACION POR DEFECTOS EN LA PISTA INTERNA

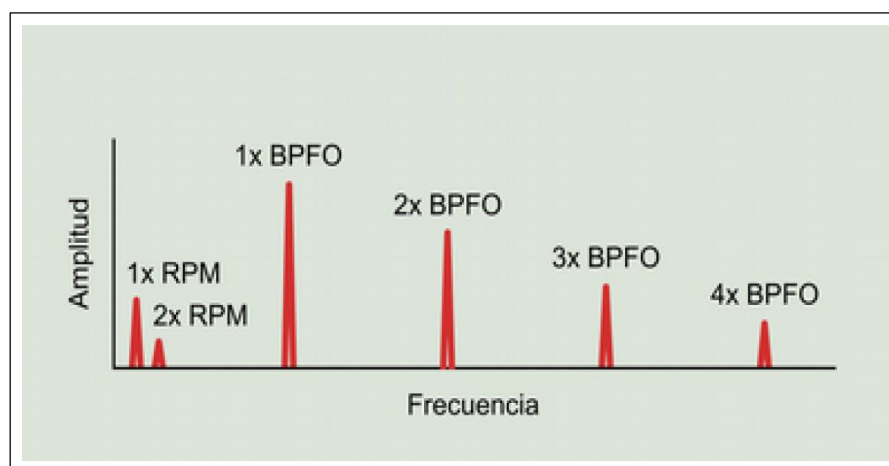
Los espectros presentan varios picos armónicos de la frecuencia de deterioro de la pista interior (normalmente entre 8 y 10 armónicos de la BPFI) modulados por bandas laterales a 1x RPM.



*Figura 69 – Espectro de vibración de defecto en la pista interna de rodamiento*

#### 4.4.6.5 ESPECTRO DE VIBRACION POR DEFECTOS EN LA PISTA EXTERNA

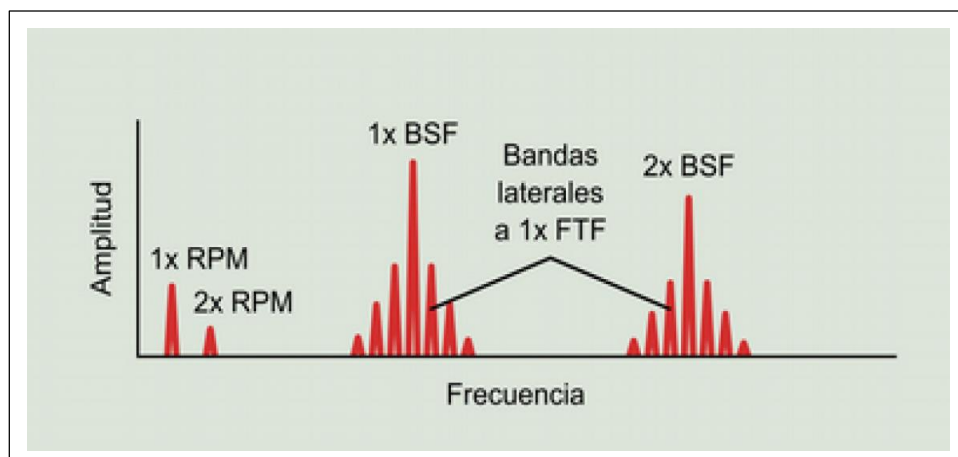
Los espectros se caracterizan por presentar picos armónicos de la frecuencia de deterioro de la pista exterior (normalmente entre 8 y 10 armónicos de la BPFO).



*Figura 70 – Espectro de vibración por defecto en la pista externa del rodamiento*

#### 4.4.6.6 ESPECTRO DE VIBRACION POR DEFECTOS EN LAS BOLAS O RODILLOS DEL RODAMIENTO

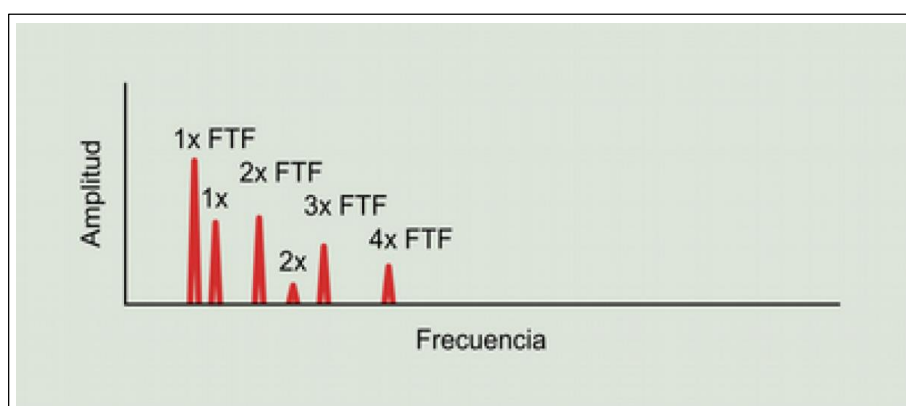
Se caracterizan por presentar en los espectros las frecuencias de deterioro de los elementos rodantes (BSF). En la mayoría de las ocasiones, el armónico de mayor amplitud nos suele indicar el número de bolas o rodillos deteriorados. Normalmente van acompañadas por defectos en pista.



*Figura 71 - Espectro de vibración por defectos en bolas o rodillos de rodamiento*

#### 4.4.6.7 ESPECTRO DE VIBRACION POR DETERIORO EN LA JAULA DE SOPORTE DE LAS BILLAS DEL RODAMIENTO

Generalmente un defecto en la jaula va acompañado por defectos en pistas y las FTF suelen modular a estas frecuencias de deterioro de pistas como sumas y/o diferencias de frecuencias.



*Figura 72 – Espectro de vibración por fallos en la jaula de soporte del rodamiento*

#### **4.4.6.8 CORRECCION DE LOS DEFECTOS DE VIBRACION POR RODAMIENTOS DEFECTUOSOS.**

La corrección de la vibración por defectos en los componentes de los rodamientos, solo es posible por medio de la sustitución de los mismos, sin embargo, si la lubricación no es la adecuada, se acelerará el deterioro del rodamiento, en consecuencia, cuando se detecta el daño, es conveniente mejorar el sistema de lubricación del rodamiento para tratar de prolongar su vida.

También es importante saber si el rodamiento tiene defecto en la pista interior o en la pista exterior. La importancia de la localización del tipo de defecto se encuentra en la necesidad de saber cual es la vida útil que le queda al rodamiento. Los rodamientos con defectos en la pista exterior tienen generalmente una mayor esperanza de vida de los rodamientos con defectos en la pista interior.

#### **4.4.7 ESPECTRO DE VIBRACION POR FALLAS ELECTROMAGNETICAS**

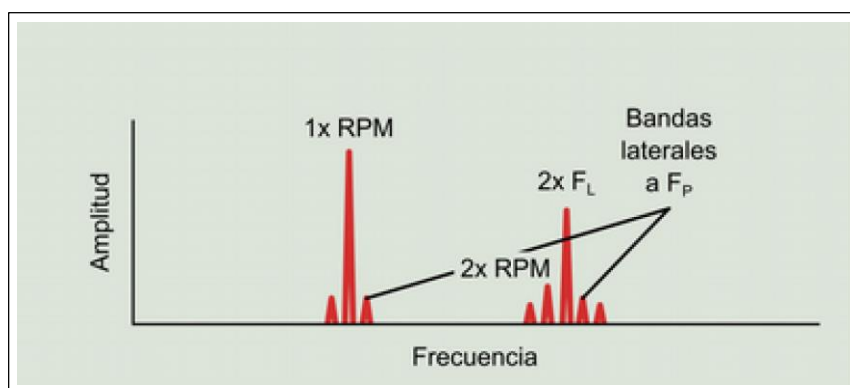
Lo más importante a tener presente cuando se trata de vibración relacionada con problemas eléctricos, es buscar amplitudes que se incrementen, no únicamente la presencia de un pico o patrones de picos. Una vez que el problema ha sido detectado mediante vibraciones, el siguiente paso, será el seguimiento de la amplitud de la vibración para poder detectar una tendencia de subida o no, adicionalmente se debe realizar algunas pruebas eléctricas como el análisis de corrientes. En este punto, es necesario aclarar que, el análisis de vibraciones en motores eléctricos, NO es la mejor técnica para monitorear los problemas eléctricos.

##### **4.4.7.1 ESPECTRO DE VIBRACION POR EXCENTRICIDAD EN EL ROTOR.**

La excentricidad del rotor por circunferencia del rotor no uniforme o por desgaste en los rodamientos o en los alojamientos de los rodamientos, desarrollará modificaciones en el entrehierro del motor asíncrono generando cambios en la fuerza magneto motriz, originando fuerzas pulsantes a las frecuencias relacionadas a la velocidad de giro del rotor.

El espectro de vibración por excentricidad en el rotor, se caracteriza por:

- Los rotores excéntricos generan picos a  $2xFL$  ( $FL$ , es la frecuencia de la red eléctrica), rodeado por bandas laterales de la frecuencia de paso del polo ( $F_p$ ) así como bandas laterales  $F_p$  alrededor de la velocidad de funcionamiento.  $F_p$  aparece a baja frecuencia ya que los valores comunes de  $F_p$  oscilan aproximadamente entre 20 y 120 CPM (0,3 ~ 2,0 Hz).
- Aparición de armónicos de alta y baja frecuencia en el espectro de las corrientes del estator, aparición de fuerzas pulsatorias de origen eléctrico que producirán vibraciones características y el incremento de las vibraciones
- La frecuencia de vibración cuando ocurre vibración estática es dos veces la frecuencia de la corriente de alimentación del rotor  $2 \times F_{línea}$ , también es frecuente la aparición de frecuencias de 60 y 240 Hz causado por la modificación del entrehierro, debida a desgastes de los rodamientos.



*Figura 73 – Espectro de vibración por rotor excéntrico*

#### **4.4.7.2 ESPECTRO DE VIBRACION POR ROTURA DE BARRAS EN EL ROTOR.**

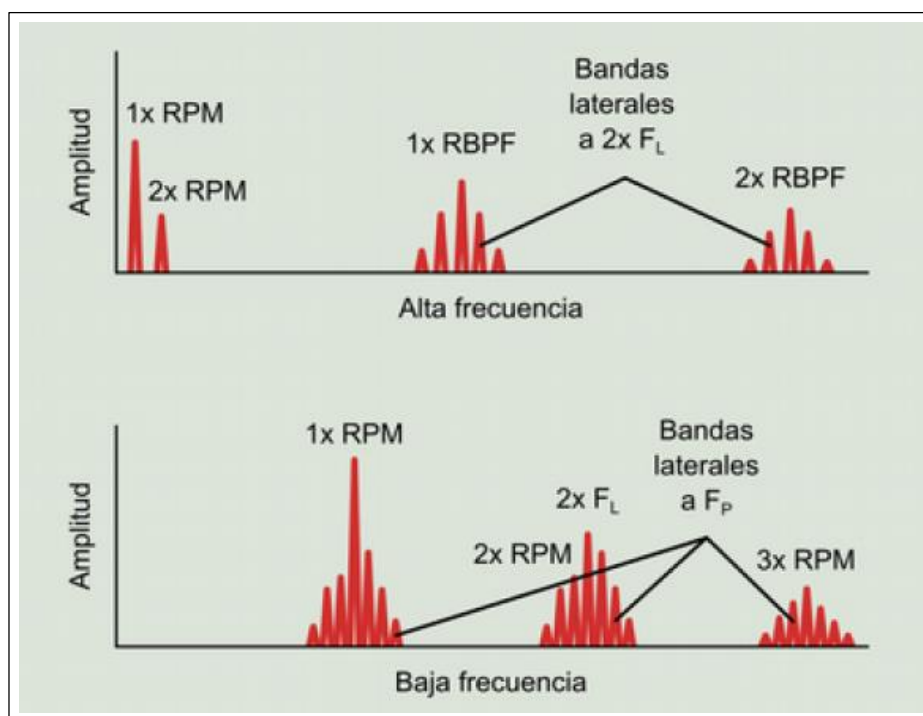
El análisis que se realiza para determinar si existen barras rotas en el rotor del motor eléctrico, no es a través de la medición de las vibraciones, sino con el análisis de la corriente de alimentación del motor eléctrico debido a los efectos en el campo magnético en la corriente de alimentación cuando existe una barra rota.

El espectro de vibración por rotura de barras, se caracteriza por:

- Las barras de rotor o anillos de cortocircuito rotos o rajados; juntas en mal estado entre las barras del rotor y los anillos de cortocircuito; o las laminaciones cortocircuitadas del rotor, causarán desbalance eléctrico y producirán una firma

de vibración a la velocidad de funcionamiento 1X, con bandas laterales a la frecuencia de paso (FP) en torno al segundo, tercer, cuarto y quinto armónico de la velocidad de funcionamiento.

- La separación o apertura de barras del rotor, se identifica, además, por bandas laterales al doble de la frecuencia de línea ( $2x FL$ ) en torno a la frecuencia de paso de barras rotas (RBPF) y/o sus armónicos.
- El arco inducido eléctricamente entre las barras rotas del rotor y los anillos finales mostrará frecuentemente unos altos niveles en  $2x$  RBPF (con bandas laterales  $2x FL$ ); pero poco o ningún aumento de amplitudes en  $1x$  RBPF.
- Debido a que los devanados de un motor no son ideales siempre existirán armónicos en la corriente de línea. Los armónicos producidos por la rotura de una barra, aparecerán superpuestas a los armónicos ya existentes en el motor.

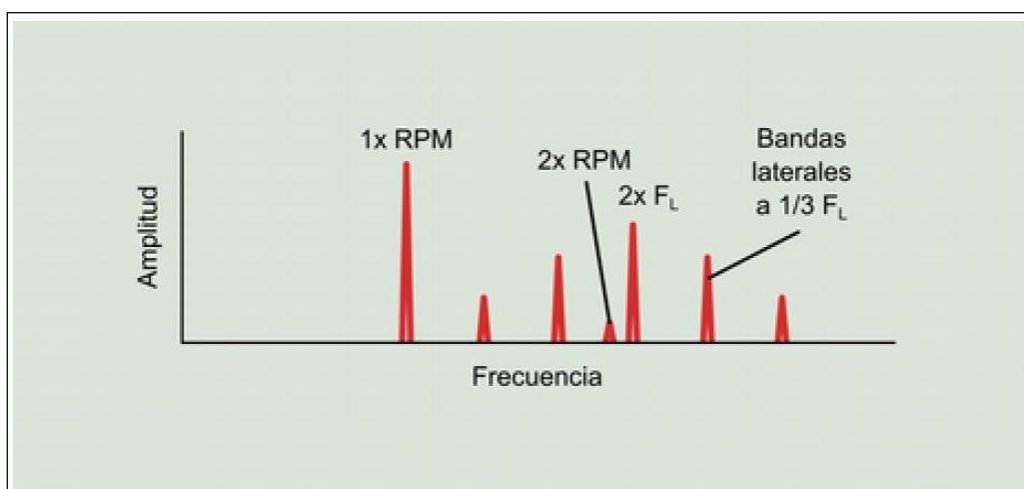


*Figura 74 – Espectro de vibración por barras rotas en el rotor*

#### 4.4.7.3 ESPECTRO DE VIBRACION POR PROBLEMAS DE FASE (CONECTOR SUELTO).

Los problemas de fase debido a conectores sueltos o rotos, presentan las siguientes características:

- Presentan vibración excesiva al doble de la frecuencia de línea ( $2 \times F_L$ ), la cual tendrá bandas laterales alrededor de ella espaciadas a  $1/3$  de la frecuencia de línea ( $1/3 \times F_L$ ).
- Los niveles en  $2 \times F_L$  crecen en forma significativa si no se corrige el problema. Sin embargo, puede haber casos en los que el único síntoma sea un incremento de la amplitud en  $2 \times F_L$

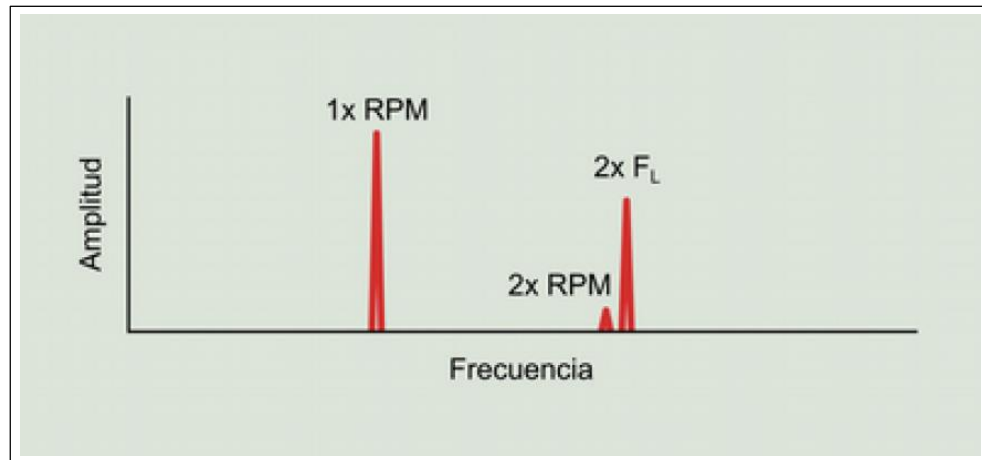


*Figura 75 – Espectro de vibración por problemas de fase (conector suelto)*

#### 4.4.7.4 ESPECTRO DE VIBRACION POR EXCENRICIDAD DEL ESTATOR.

Los espectros de vibración, debido a problemas de excentricidad del estator, presentan las siguientes características:

- Presentan vibración a la frecuencia de velocidad de giro  $1 \times \text{RPM}$ .
- Presentan alta vibración al doble de la frecuencia de línea ( $2 \times F_L$ ), la cual tendrá bandas laterales alrededor de ella espaciadas a  $1/3$  de la frecuencia de línea ( $F_L$ ).

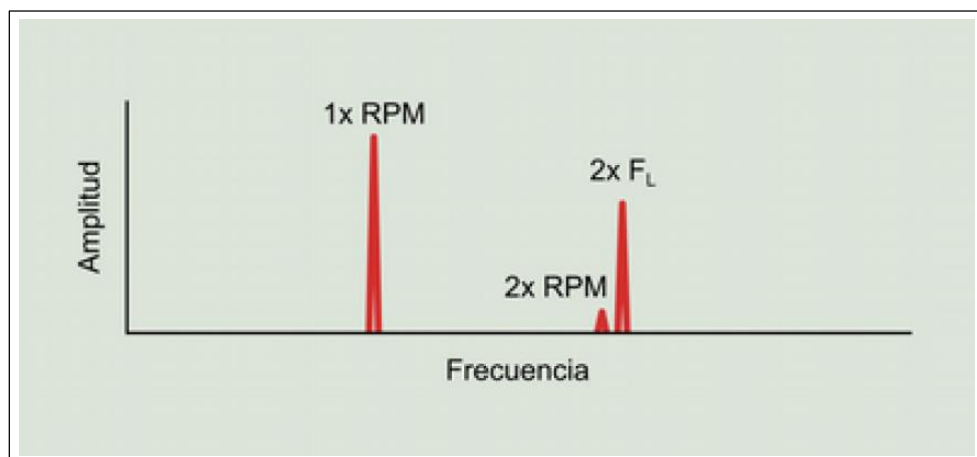


*Figura 76 – Espectro de vibración por excentricidad del estator*

#### 4.4.7.5 ESPECTRO DE VIBRACION POR CORTOCIRCUITO EN EL ESTATOR.

Los espectros de vibración, debido a problemas de cortocircuito en el estator, presentan las siguientes características a los espectros por excentricidad en el estator:

- Presentan vibración a la frecuencia de velocidad de giro 1X.
- Presentan alta vibración al doble de la frecuencia de línea ( $2 \times F_L$ ), la cual tendrá bandas laterales alrededor de ella espaciadas a  $1/3$  de la frecuencia de línea ( $1/3 \times F_L$ ).



*Figura 77 – Espectro de vibración por corto circuito en el estator*



## 4.5 ANALISIS Y DIAGNOSTICO DE FALLAS.

### 4.5.1 ANALISIS DE ESPECTROS DE FRECUENCIA.

Una vez que se haya recopilado la información e identificado los espectros de frecuencia, se procederá al análisis de los mismos. Mediante un proceso de descarte, se eliminará los problemas que no están en el espectro, lo restante, será la razón más probable del problema.

- Una vez que la velocidad de giro esta definida, pasaremos a identificar los rangos de baja frecuencia, (de 10 Hz a 1000 Hz) y de alta frecuencia (mayor a 1000 Hz).
- Identificación en el espectro de frecuencias de vibración, la frecuencia de la velocidad de giro 1X y las armónicas (2X, 3X, 4X, etc.)
- Identificación en el espectro, las frecuencias características de fallo de componentes de rodamientos y sus armónicos.
- Identificación en el espectro, la frecuencia de paso del ventilador de enfriamiento.
- Identificar en el espectro, picos en la frecuencia de línea y determinar, si las fuentes son eléctricas o mecánicas.
- Verificar las frecuencias de falla sospechosas, los espectros, pueden registrar picos en las frecuencias de falla indicadas, para verificar estos picos, es necesario identificar también armónicos de estas frecuencias de falla.
- Determinar la severidad de las vibraciones, comparándola con la tabla de la Norma ISO 10816, o con la amplitud obtenida en otros motores de las mismas características o condiciones. Una lectura superior, indicará un problema.
- Reconocer patrones de vibración, picos menores que la velocidad 1X, podrán indicar defectos sub-sincronicos (Defecto en jaula de rodamientos, fricción , soldadura, resonancia), picos entre 1X y 10X, presentaran defectos a la velocidad de giro (Desbalance, Falta de alineamiento, Eje doblado, Soldadura mecánica, desajuste en rodamientos, resonancia, problemas eléctricos), picos por encima de la velocidad de giro, mayores a 10X, indicaran defectos en alta frecuencia (Deterioro de componentes de rodamiento).

#### 4.5.2 TABLA DE DIAGNOSTICO DE FALLA POR ANALISIS VIBRACIONAL PARA MOTORES ELECTRICOS.

TABLA DE DIAGNOSTICO POR ANALISIS DE VIBRACION			
FALLAS IDENTIFICABLES EN LOS ESPECTROS DE VIBRACION - BAJAS FRECUENCIAS			
FALLA	FRECUENCIA DE EXCITACIÓN	PLANO DOMINANTE	CARACTERISTICA EN EL ESPECTRO
Desbalance	1X	Horizontal	1X, con picos de amplitud menor en 2X y 3X, etc. (pico en 2X < 30% de 1X)
Desalineamiento angular	2X	Axial	2X con picos de amplitud iguales o mayores en 1X, en el axial (2X > 30% de 1X), a veces con picos en 3X
Desalineamiento paralelo	2X	Radial	2X con picos de amplitud iguales o mayores en 1X en la dirección radial (2X > 30% de 1X), a veces con picos en 3X
Soltura mecánica de elementos rotativos	1X, 2X, 3X	Horizontal y vertical Vertical ≥ Horizontal	Alto 1X, con armónicas de 1/2X, con bajos valores de amplitud
Soltura mecánica en elementos fijos	1X, 2X, 3X, etc	Horizontal y vertical Vertical ≥ Horizontal	Amplitud de 2X o 3X es 50% mayor a la amplitud del pico 1X
Eje Flexionado	1X	Horizontal y axial	1X elevado, angulo de fase cambiante
Rodamiento Desviado	2X, 1X	Radial y Axial	2X con amplitudes iguales o mayores a 1X en la dirección axial
Soltura entre el rodamiento y el alojamiento del rodamiento	1X, 2X, 3X, etc	Radial	1X con varios armónicos, con multiplo dominante en 3X
Soltura entre el rodamiento y el alojamiento del rodamiento	1X, 2X, 3X, etc	Radial	1X con varios armónicos, con mayor amplitud en 1X y 4X
Resonancia	1X, 2X, 3X, etc		Alta sensibilidad al balanceo, alta amplitud de vibración, armónicas
Excentricidad del rotor	1X, 2 x FL, con bandas laterales	Horizontal	Alto en 1X, 2x FL, rodeado por bandas laterales de la frecuencia de paso Fp
Barras rotas del rotor	1X, 1 x RBPF, 2 x RBPF	Horizontal	Alto en 1X, 1RBPF, 2RBPF, con bandas laterales en 2x FL
Falso contacto	2 x FL	Horizontal	Alto en 2 x FL, con bandas laterales a 1/3 de la Frecuencia de línea (FL)
FALLAS IDENTIFICABLES EN LOS ESPECTROS DE VIBRACION - ALTAS FRECUENCIAS			
Falla en pista interna del rodamiento	Armonicos de BPFI con Bandas laterales	Radial	Picos armonicos a la frecuencia BPFI (entre 8X y 10X de BPFI) con bandas laterales de 1X RPM
Falla en pista externa del rodamiento	Armonicos de BPFO	Radial	Picos armonicos a la frecuencia BPFO (entre 8X y 10X de BPFO)
Falla en Elemento rodante (bolas o rodillos) de rodamiento	BSF con Bandas laterales	Radial	Picos armonicos a la frecuencia BSF (entre 8X y 10X BSF) con bandas laterales a 1x FTF
Falla en la jaula soporte del rodamiento	FTF y armonicos de FTF	Radial	Picos armonicos a la frecuencia FTF (entre 8X y 10X)
Rodamientos desalineados	1X, 2X, 3X, etc	Radial	1X con varios armónicos, con mayor amplitud en NB x RPM (NB= Numero de elementos rodantes del rodamiento)
Lubricación inadecuada de rodamientos	Armonicos en BPFI, BPFO, BSF, FTF	Radial	Picos de alta frecuencia entre (1kHz y 20 kHz) con bandas de picos distanciadas a las frecuencias de componentes de rodamiento

*Tabla 24 – Tabla de diagnostico de fallas en motores eléctricos*

## CAPITULO V

### 5 DESARROLLO DE PROCEDIMIENTOS Y FORMATOS PARA EL DIAGNOSTICO DE UN MOTOR ELECTRICO POR ANALISIS VIBRACIONAL.

En este capítulo, desarrollaremos y aplicaremos el procedimiento para el registro de vibraciones y los formatos para el diagnóstico de la condición en un motor eléctrico.

#### 5.1 PROCEDIMIENTO PARA MEDICION DE VIBRACIONES Y EVALUACION DE LA CONDICION DE UN MOTOR ELECTRICO

##### 5.1.1 OBJETIVO

Definir de los pasos a seguir para la correcta medición de vibraciones y evaluación de la condición de un motor eléctrico, por el método de análisis de los espectros de frecuencia de vibraciones

##### 5.1.2 ALCANCE

El presente procedimiento, debe ser de conocimiento obligatorio del personal encargado de realizar el proceso de análisis de vibraciones, técnico operador del equipo analizador de vibraciones, técnico de sala de pruebas, supervisor encargado y Jefe de Taller.

Se ejecutarán charlas de inducción, capacitación o actualización del procedimiento a los colaboradores seleccionados, donde se explicará todos los puntos y definiciones mencionados en el presente procedimiento.

Este procedimiento se aplicará para la tarea de medición de vibraciones a los motores eléctricos, en el taller de reparación y mantenimiento de AEI S.R.L. – Arequipa.

##### 5.1.3 DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

- **Motor eléctrico**, Máquina que convierte la energía eléctrica en energía mecánica.
- **Corriente**, Flujo de energía eléctrica que recorre por un conductor.
- **Vibración**, Son oscilaciones de un cuerpo cualquiera con respecto a un punto de referencia.

- **Acelerómetro**, transductor de aceleración para la toma de muestras.
- **Espectro de Frecuencia**, Es el grafico en donde se muestra como es la descomposición de una señal en el dominio de la frecuencia.
- **Armónicos**, frecuencias múltiplos de la frecuencia fundamental.

#### **5.1.4 RESPONSABILIDADES.**

##### **5.1.4.1 JEFE DE TALLER**

- Coordina con el supervisor, técnico de sala de pruebas y técnico operador del equipo analizador, el arranque del motor eléctrico.
- Verifica las condiciones del entorno, delimitación del área de pruebas y autoriza el arranque del motor
- Es responsable de analizar la información y emitir el informe correspondiente del análisis de vibraciones realizado.
- Es responsable por su seguridad y la de los trabajadores que laboran en el área a su mando.

##### **5.1.4.2 SUPERVISOR**

- Coordina con el técnico de sala de pruebas y el Jefe de taller, el arranque del motor eléctrico.
- Coordina con el técnico de sala de pruebas el posicionamiento del equipo para el arranque en vacío del motor.
- Verifica el correcto posicionamiento del motor eléctrico
- Coordina con el técnico analizador y con el técnico de sala de pruebas la delimitación del área de trabajo.
- Supervisa el desarrollo de las tareas a realizar.
- Actúa inmediatamente frente a cualquier peligro que se presente en el lugar de trabajo.
- Detiene el trabajo, cuando las condiciones de seguridad para la realización de la tarea no son las adecuadas

### 5.1.4.3 TECNICO DE SALA DE PRUEBAS

- Coordina con el Jefe de taller, el supervisor y el técnico operador del equipo analizador, el arranque del motor eléctrico.
- Realiza el arranque en vacío del motor e informa cuando el motor se encuentra en sus parámetros nominales de operación.
- Actúa inmediatamente frente a cualquier peligro que se presente en el lugar de trabajo.
- Detiene el trabajo, cuando las condiciones de seguridad para la realización de la tarea no son las adecuadas.

### 5.1.4.4 TECNICO OPERADOR DE EQUIPO ANALIZADOR

- Coordina con el técnico de sala de pruebas y el supervisor del área, el arranque del motor eléctrico.
- Tomar lecturas de vibración y registrarlas en el equipo analizador.
- Informa al Técnico de sala de pruebas el apagado y desconexión del equipo, cuando el registro de vibraciones a sido finalizado.
- Actúa inmediatamente frente a cualquier peligro que se presente en el lugar de trabajo.
- Detiene el trabajo, cuando las condiciones de seguridad para la realización de la tarea no son las adecuadas

## 5.1.5 REQUERIMIENTO

### 5.1.5.1 REQUERIMIENTO DE PERSONAL

Cantidad	Descripción
01	Técnico operador del equipo analizador
01	Técnico de sala de pruebas
01	Técnicos mecánico

### 5.1.5.2 REQUERIMIENTO DE EQUIPO DE PROTECCION PERSONAL

Item	Descripción
01	Casco de Seguridad ANSI/ISEA Z89.1-2009 Tipo 1 Clase E.
02	Lentes de Seguridad ANSI Z87+
03	Zapatos dieléctricos NTP.ISO 20345.2008. ANSI 53.19
04	Chaleco de seguridad con cintas reflectivas
05	Guantes Anticorte HYFLEX
06	Tapones auditivos de silicona NRR 23 ANS.53.19-19741/ EN 352-2

### 5.1.5.3 REQUERIMIENTO DE EQUIPOS Y HERRAMIENTAS

Cantidad	Descripción
01	Equipo analizador de vibraciones
01	Transductor de aceleración (acelerómetro)
01	Equipo medidor de temperatura laser
01	Tacometro
01	Equipo espectrofotómetro

### 5.1.6 DESCRIPCION DEL PROCEDIMIENTO

- Verificar las condiciones de seguridad y medio ambiente del entorno.
- Verificar el buen estado de los equipos (analizador de vibraciones, acelerómetro, Equipo de medición de temperatura laser).
- Verificar posicionamiento estable del motor eléctrico, el motor debe probarse sobre una base aislada del tipo antisísmico.
- Identificar y limpiar los puntos de medición del motor P1 (lado del ventilador de enfriamiento) y P2 (Lado de acoplamiento), los puntos de medición deben ser lo más cercanos posibles a los rodamientos de soporte.

- Arrancar el motor y llevar a parámetros nominales de operación (Frecuencia, tensión y velocidad).
- Permita que el motor gire durante unos 10 minutos para que la grasa se distribuya en el interior de los rodamientos y éstos alcancen una temperatura estable.
- Fijar la base magnética del acelerómetro al punto de medición, y proceder al registro de mediciones.
- Tomar lectura y registrar los espectros de vibración de velocidad, aceleración y envolvente, en los puntos seleccionados y en las tres direcciones (Horizontal, vertical y axial) y guardar el registro.
- Una vez registrados los espectros de vibración, se procede a salir de la zona demarcada y se informa el término de las mediciones para que se proceda con el apagado del motor.
- Se procede con el análisis de los espectros registrados y emisión del diagnóstico en el formato establecido.

#### **5.1.7 RESTRICCIONES**

- No se realizarán las mediciones, si el área no está delimitada.
- No se realizarán las mediciones, si no se cuenta con los documentos de seguridad revisados y aprobados (IPERC Continuo, PETAR, permisos específicos).
- No se realizarán trabajos si las herramientas, equipos, materiales no están inspeccionados o no se encuentren en buenas condiciones.

#### **5.1.8 DOCUMENTOS DE REFERENCIA**

- SGIst0001 Inspección de Herramientas, Equipos e Instalaciones
- SSOst0010 Restricción y Demarcación de Áreas
- SSOst0018 Selección, Distribución y Uso de EPPs
- SSOpr0005 Permiso Escrito para Trabajo de Alto Riesgo.
- SSOst022 Estándar para puesta a tierra de protección personal

## 5.2 ANALISIS VIBRACIONAL DE MOTORES ELECTRICOS.

En esta parte del capítulo desarrollaremos el método de análisis vibracional en un motor eléctrico asíncrono, trifásico de media tensión.

El análisis de vibraciones se realizó en los talleres de la Empresa A.E.I S.R.L., sucursal de Arequipa.

### 5.2.1 ANALISIS VIBRACIONAL EN UN MOTOR ELECTRICO DE 800 HP SERIE 59100172.

#### 5.2.1.1 ACCIONES PRELIMINARES.

##### 5.2.1.1.1 GRADO DE SEVERIDAD DE LA VIBRACION

El grado de severidad de la vibración global del motor eléctrico, se establecerá en base a la norma ISO 10816- 1 (*Tabla 3*).

De acuerdo a la **Tabla 3**; para potencia del motor 800 HP (Clase III), en base rigida para valores de velocidad rms tenemos:

- **Condición Aceptable:** Valores de la vibración menores a 1.8 mm/seg.
- **Condición Satisfactoria:** Valores de vibración entre 1.8 y 4.5 mm/seg.
- **Condición Insatisfactoria:** Valores de vibración entre 4.5. y 11.2 mm/seg.
- **Condición Inaceptable:** Valores de vibración por encima de 11.2 mm/seg

##### 5.2.1.1.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS PARA MEDICION DE VIBRACIONES

- **Equipo Analizador;** para esta medición, se utilizará un equipo analizador de vibraciones portátil ERBESSED INSTRUMENTS.
- **Transductor;** se utilizará un transductor de aceleración (acelerómetro) piezo eléctrico, con base de fijación magnética.



### **5.2.1.1.3 SELECCIÓN DE PERSONAL.**

Técnico entrenado en la Norma ISO18346-2 (Requerimientos para calificación y evaluación de personal – Monitoreo de la condición de vibración), con experiencia en trabajos de mantenimiento de motores eléctricos, de acuerdo al requerimiento.

### **5.2.1.2 RECOPIACION DE INFORMACION.**

#### **5.2.1.2.1 COMPONENTES DEL MOTOR QUE PODRIAN GENERAR VIBRACIONES.**

- Condición del Rotor
- Condición de la base del motor
- Condición de los Rodamientos
- Condición del ventilador

#### **5.2.1.2.2 INFORMACION HISTORICA.**

Motor eléctrico con servicio de mantenimiento culminado, se realiza el análisis de vibraciones para la aceptación por parte del cliente del servicio de mantenimiento culminado.

Las tareas de mantenimiento realizadas al motor eléctrico fueron:

- Mantenimiento de Estator.
- Mantenimiento de rotor.
- Cambio de rodamientos 01 Pza 6320/C3 y 01 pza 6324/C3.
- Embocinado y rectificado de alojamiento de rodamiento en tapa P1 (lado de ventilador)
- Reacondicionamiento de aislamiento de bobina y cables de alimentación
- Balanceo Dinámico de rotor y conjunto rotor-acople-ventilador
- Pruebas eléctricas

### 5.2.1.2.3 IDENTIFICACION DEL MOTOR ELECTRICO, VELOCIDAD DE GIRO Y PARAMETROS DE OPERACION.

DENOMINACIÓN	MOTOR ASINCRONO DE MEDIA TENSION
MARCA	TOSHIBA
MODELO	WB 8004FFJ
TIPO	TIK-FCWK
FRAME	N6810
SERIAL	59100172
POTENCIA	800 HP
TENSIÓN	4000 Voltios
CORRIENTE	102.5 Amperios
VELOCIDAD	1780 RPM
FRECUENCIA	60 Hz
AISLAMIENTO CLASE	F
PESO	8973 Lbs

*Datos de placa del motor*

### 5.2.1.2.4 IDENTIFICACION DE LOS TIPOS DE ESPECTROS A ANALIZAR.

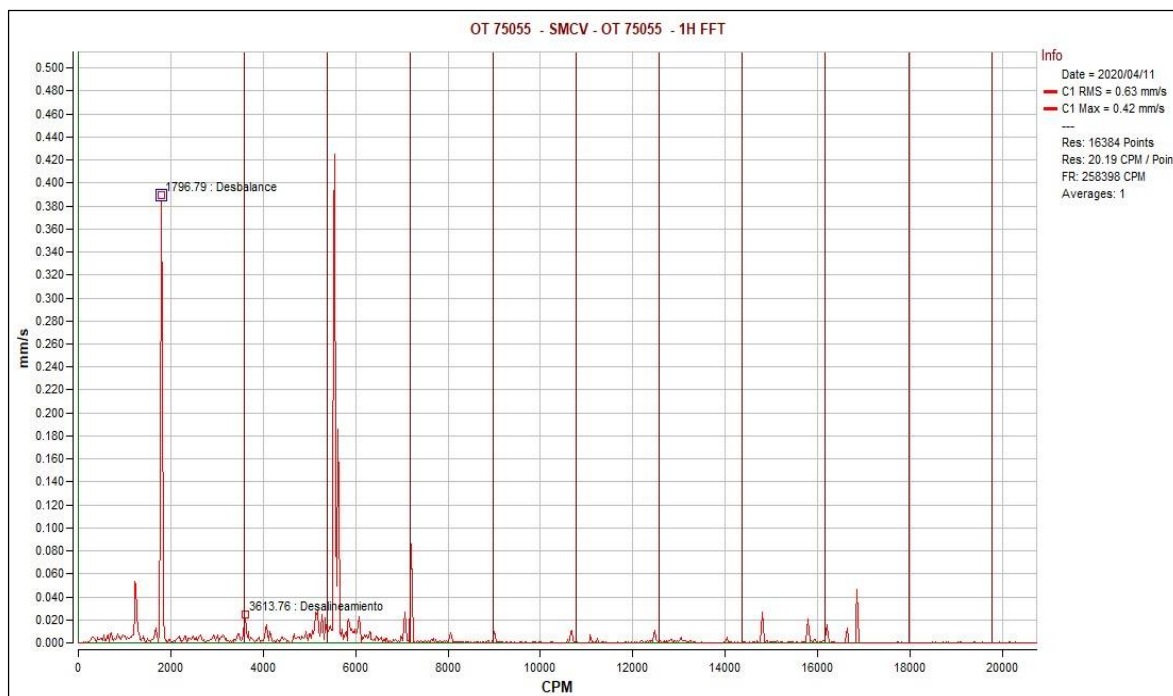
- Espectro de frecuencias de velocidad
- Espectro de frecuencias de aceleración
- Espectro Envolvente de la aceleración.

### 5.2.1.2.5 IDENTIFICACION DE LAS FRECUENCIAS CARACTERISTICAS.

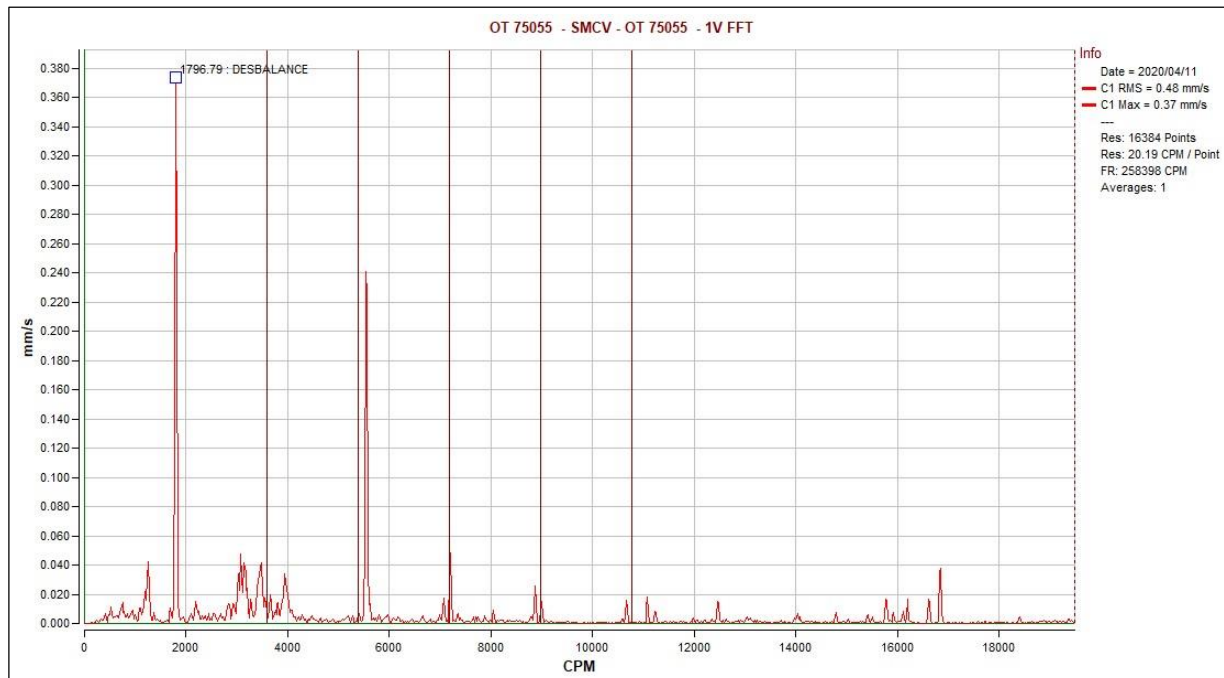
FRECUENCIAS FUNDAMENTALES Y SUS ARMONICOS				
	1X	2X	3X	4X
<b>VELOCIDAD DE GIRO</b>	1780	3560	5340	7120
<b>FRECUENCIA DE LINEA</b>	1800	3600	5400	7200
RODAMIENTO EN P1 (LADO DEL VENTILADOR - SKF 6320)				
<b>BPFO</b>	5520	11040	16560	22080
<b>BPMF</b>	8835	17670	26505	35340
<b>BSF</b>	7380	14760	22140	29520
<b>FTF</b>	690	1380	2070	2760
RODAMIENTO EN P2 (LADO DE ACOPLAMIENTO - FAG 6324)				
<b>BPFO</b>	5400	10800	16200	21600
<b>BPMF</b>	11100	22200	33300	44400
<b>BSF</b>	9000	18000	27000	36000
<b>FTF</b>	1800	3600	5400	7200

### 5.2.1.3 ANALISIS DE ESPECTROS DE VIBRACION.

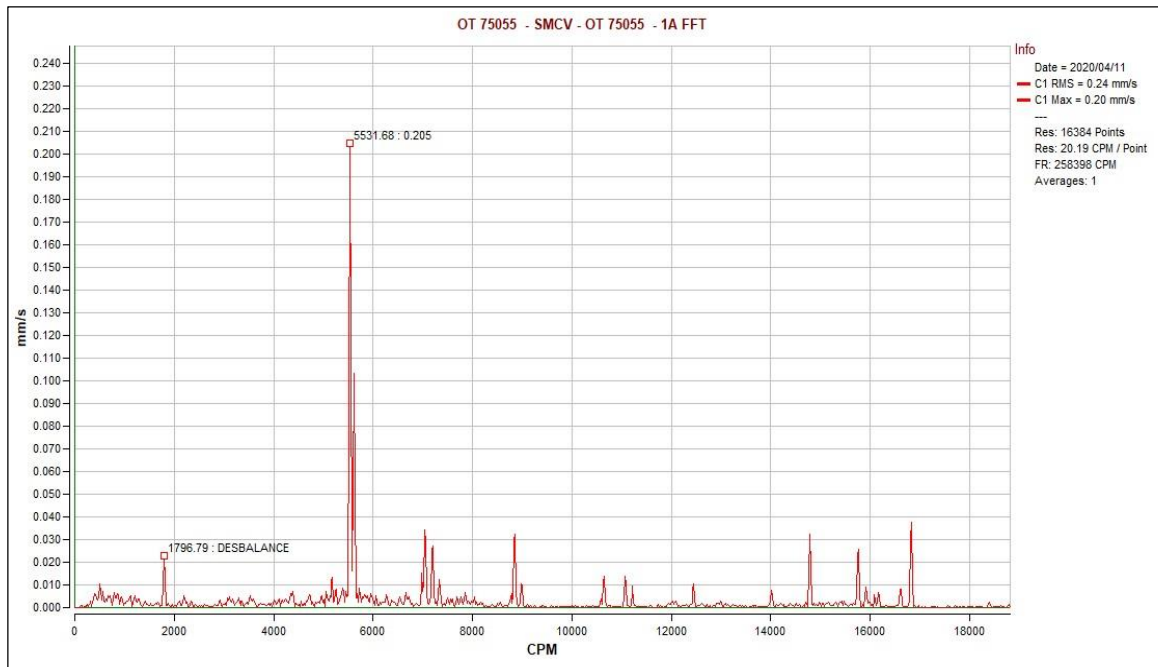
#### 5.2.1.3.1 ANALISIS DE ESPECTROS DE FRECUENCIA DE VELOCIDAD P1.



*Figura 78 – Espectro de frecuencia de velocidad en P1 – Dirección horizontal*



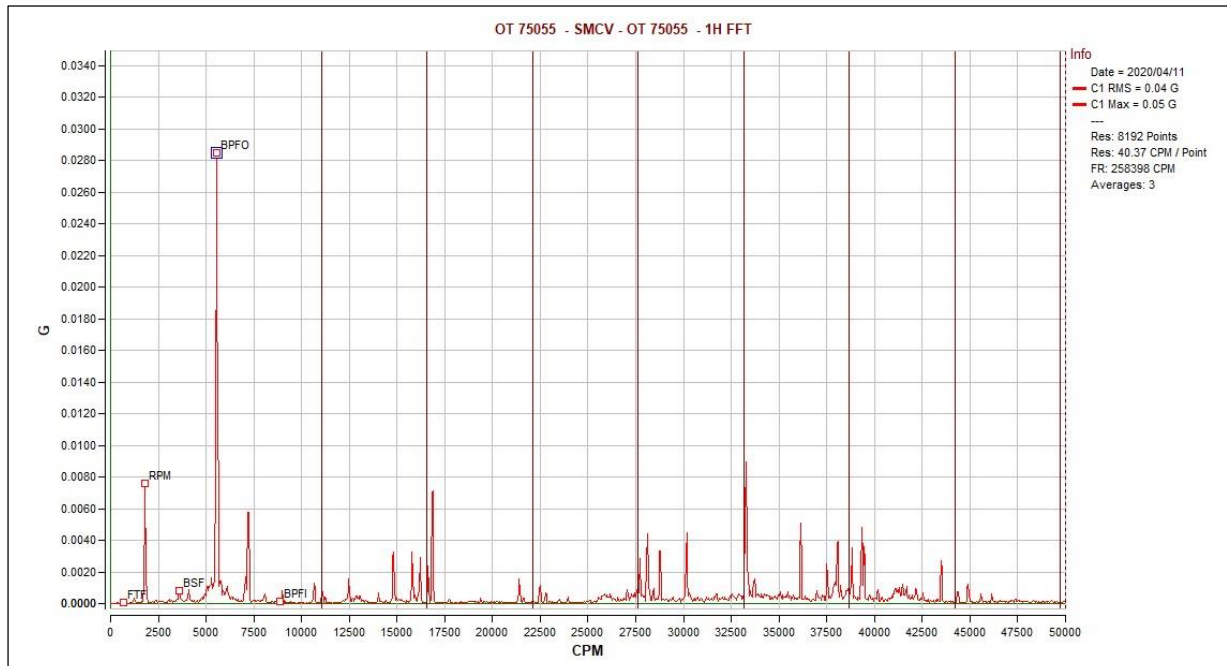
*Figura 79 – Espectro de frecuencia de velocidad en P1 – Dirección vertical*



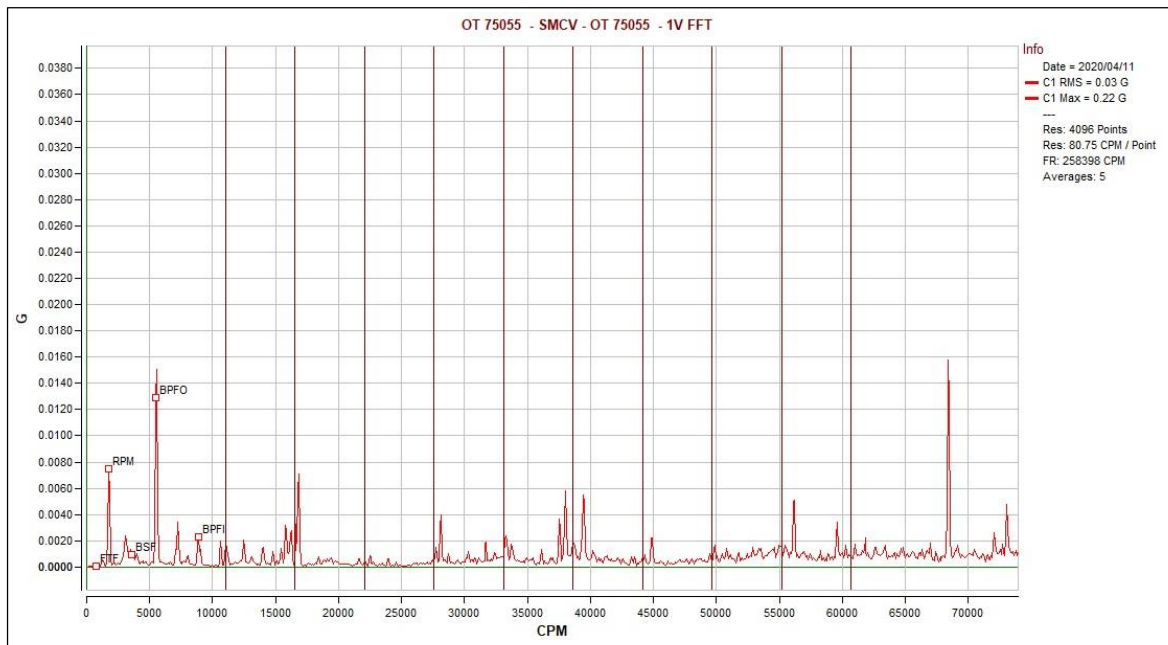
**Figura 80 – Espectro de frecuencia de velocidad P1 – Dirección axial**

**Resultado:** Los valores de vibraciones globales indican que el motor eléctrico se encuentra en *Condición buena*, se identifican las frecuencias de falla del motor, las cuales se encuentran en niveles bajos.

### 5.2.1.3.2 ANALISIS DE ESPECTROS DE FRECUENCIA DE ACELERACION P1.



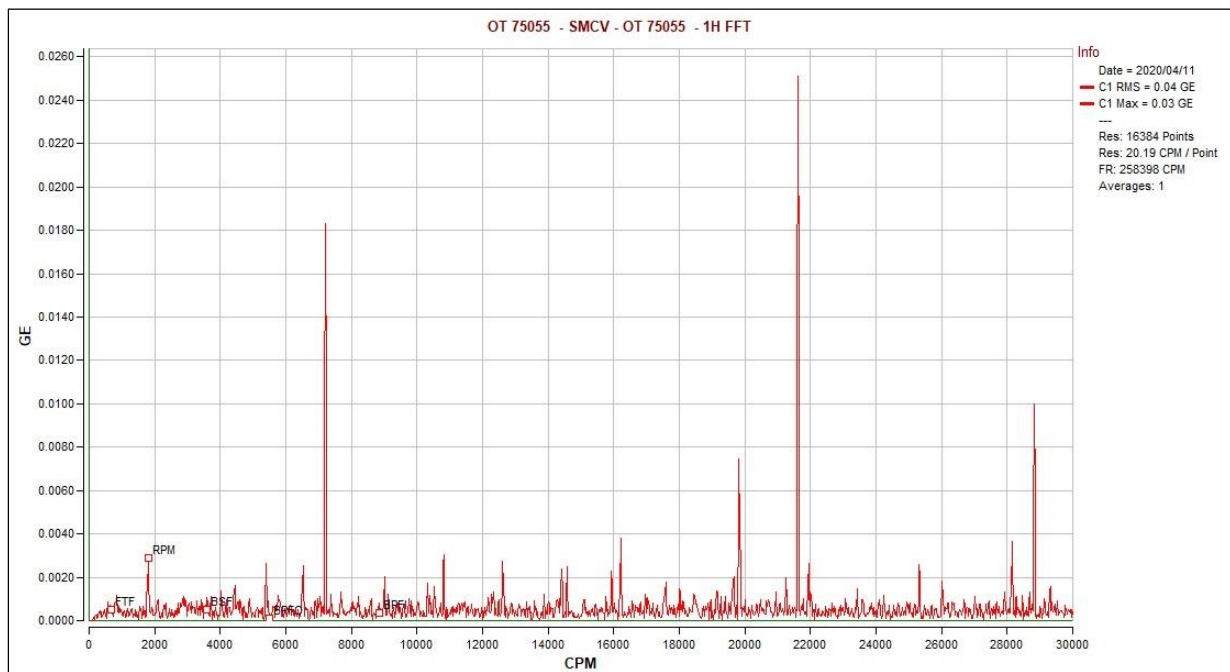
**Figura 81 – Espectro de frecuencia de aceleración en P1 – Dirección horizontal**



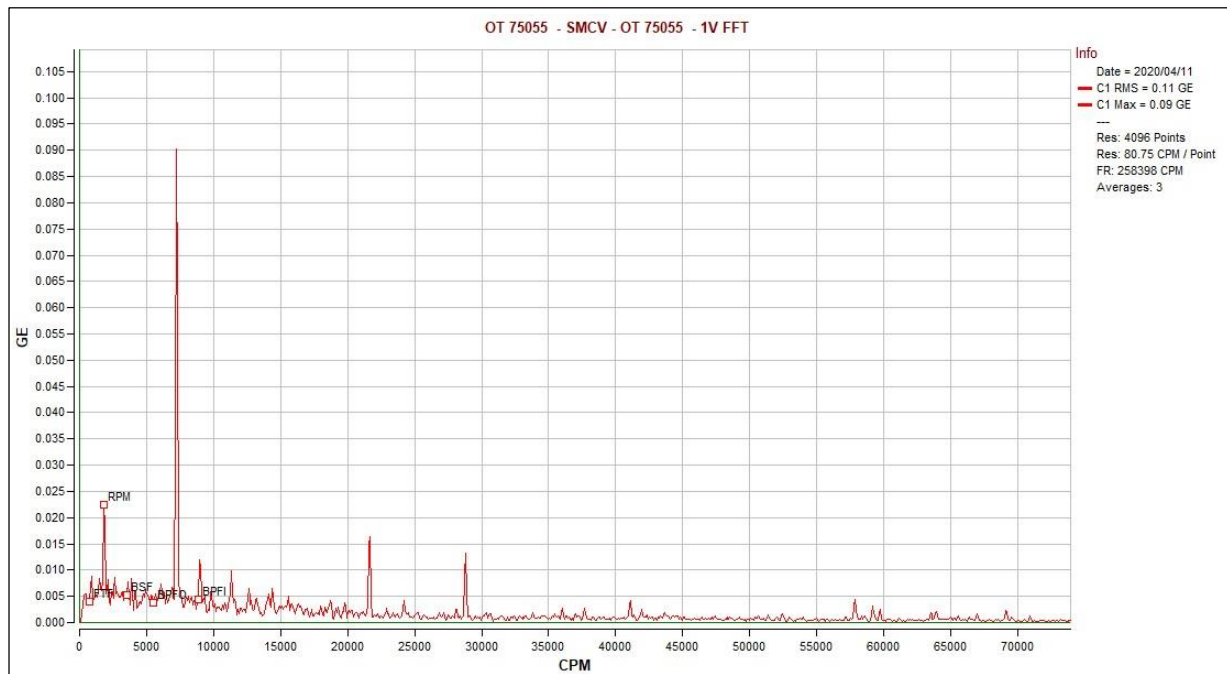
**Figura 82 – Espectro de frecuencia de aceleración en P1 – Dirección vertical**

**Evaluación:** Los valores de vibraciones globales (RMS) indican que el rodamiento se encuentra en *Condición buena*, se identifican las frecuencias de falla de rodamientos, las cuales se encuentran en niveles muy bajos.

**5.2.1.3.3 ANALISIS DE ESPECTROS DE FRECUENCIA DE ENVOLENTE DE ACELERACION P1**



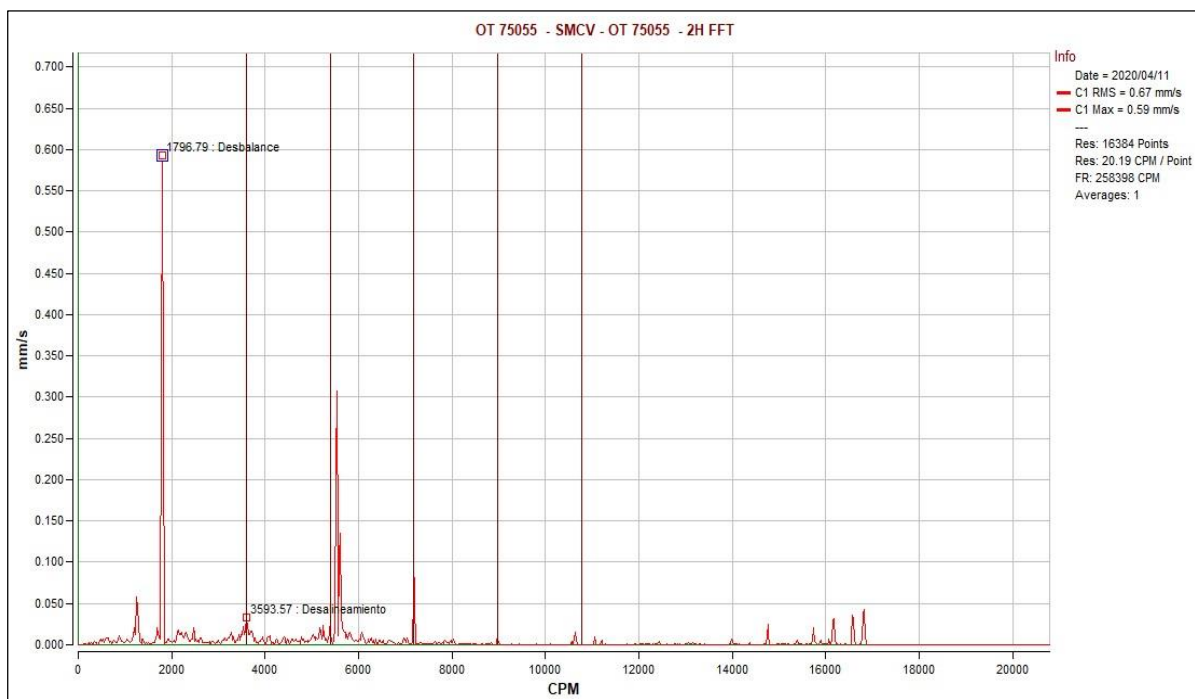
**Figura 83 – Espectro de envolvente de aceleración en P1 – Dirección Horizontal**



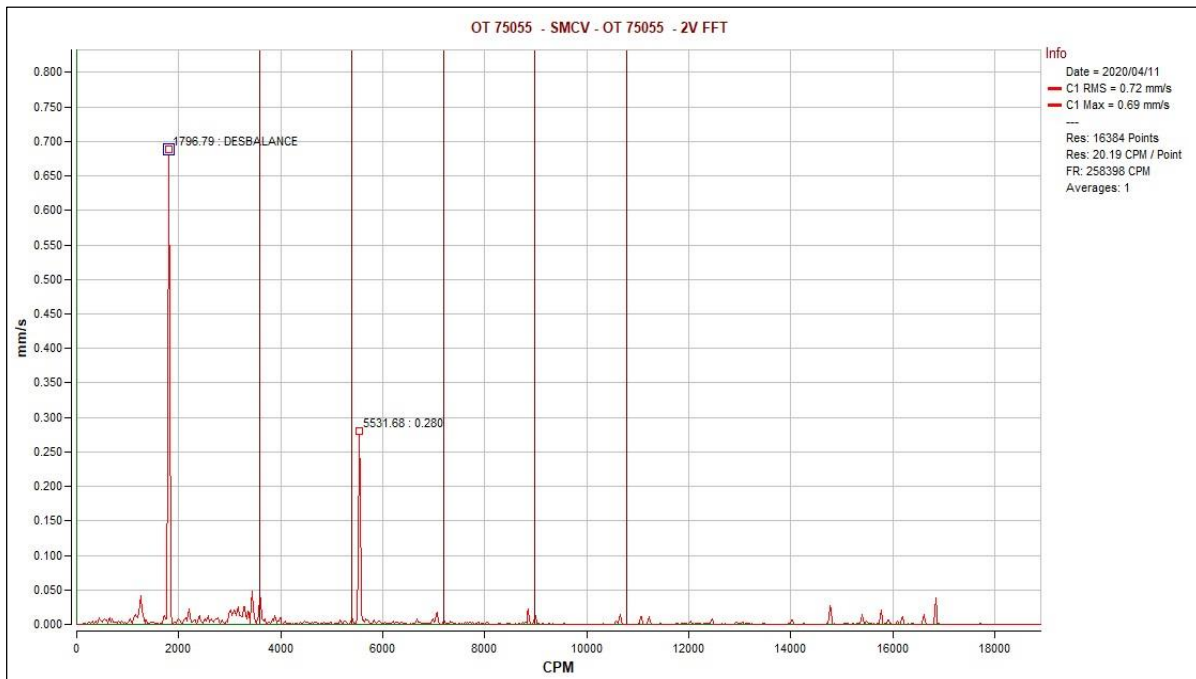
**Figura 84 – Espectro de envolvente de aceleración en P1 – Dirección vertical**

**Evaluación:** Los espectros de envolvente, evidencian la presencia de una pequeña falla de calificación insipiente, la cual se puede apreciar mejor en el espectro de la dirección vertical.

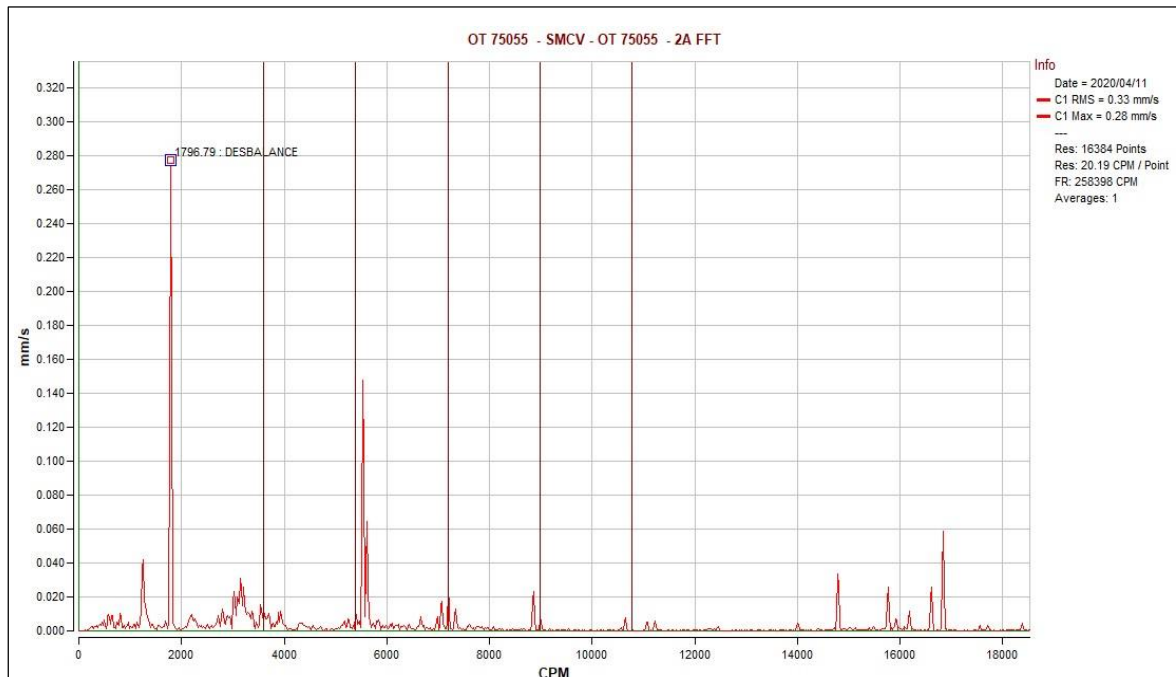
#### 5.2.1.3.4 ANALISIS DE ESPECTROS DE FRECUENCIA DE VELOCIDAD P2.



**Figura 85 – Espectro de frecuencia de velocidad en P2 – Dirección horizontal**



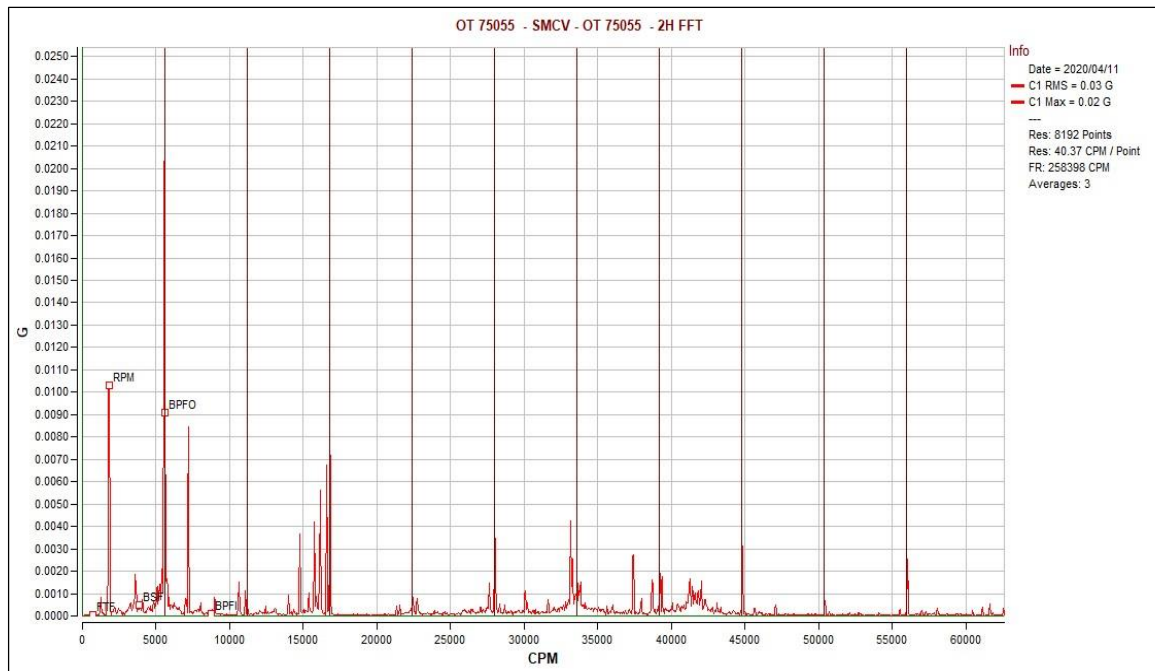
**Figura 86 – Espectro de frecuencia de velocidad en P2 – Dirección vertical**



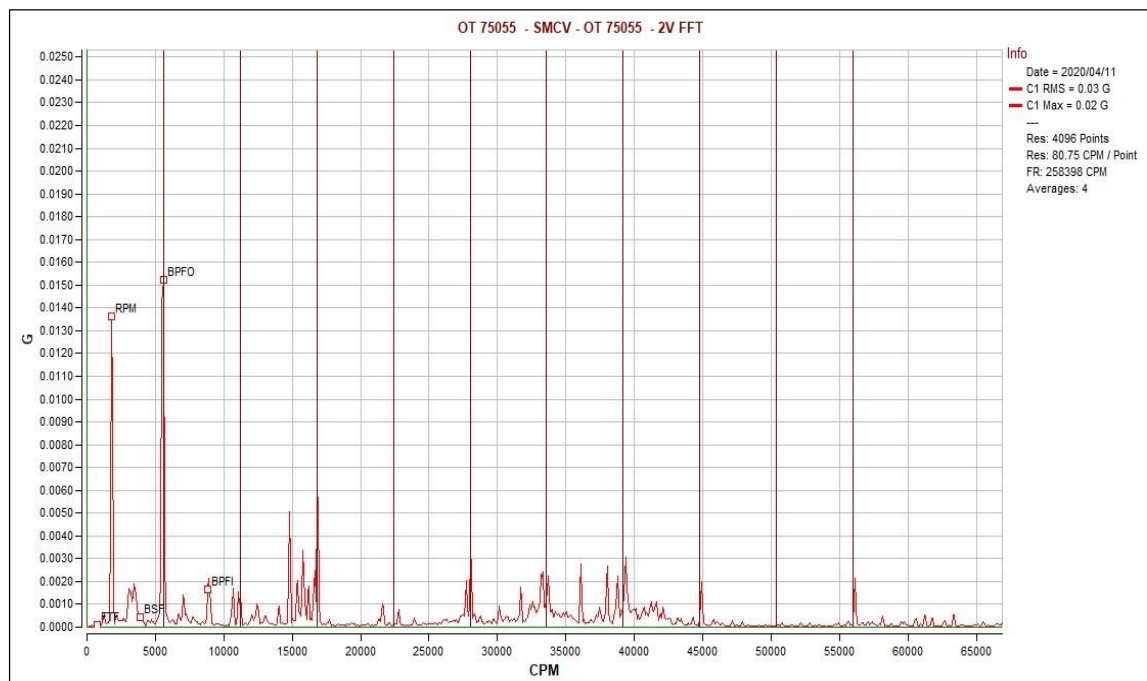
**Figura 87 – Espectro de frecuencia de velocidad en P2 – Dirección axial**

**Evaluación:** Los valores de vibraciones globales indican que el motor eléctrico se encuentra en *Condición buena*, se identifican las frecuencias de falla del motor, las cuales se encuentran en niveles muy bajas.

### 5.2.1.3.5 ANALISIS DE ESPECTROS DE FRECUENCIA DE ACELERACION P2.



**Figura 88 – Espectro de frecuencia de aceleración en P2 – Dirección horizontal**

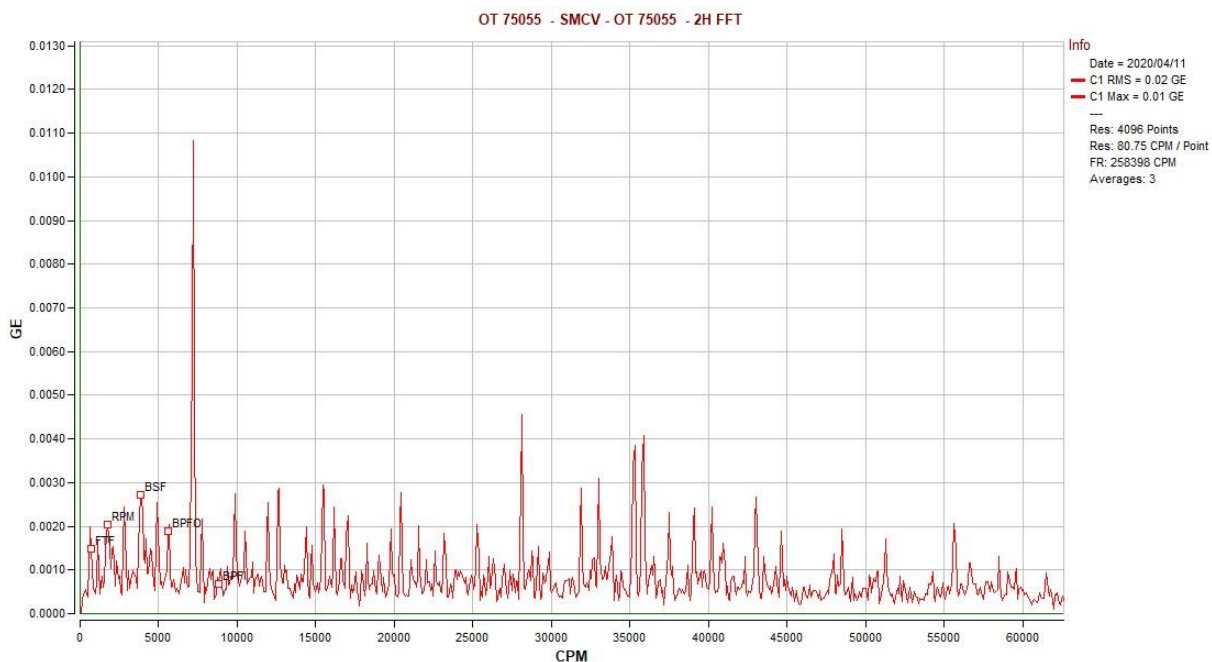


**Figura 89 – Espectro de frecuencia de aceleración en P2 – Dirección vertical**

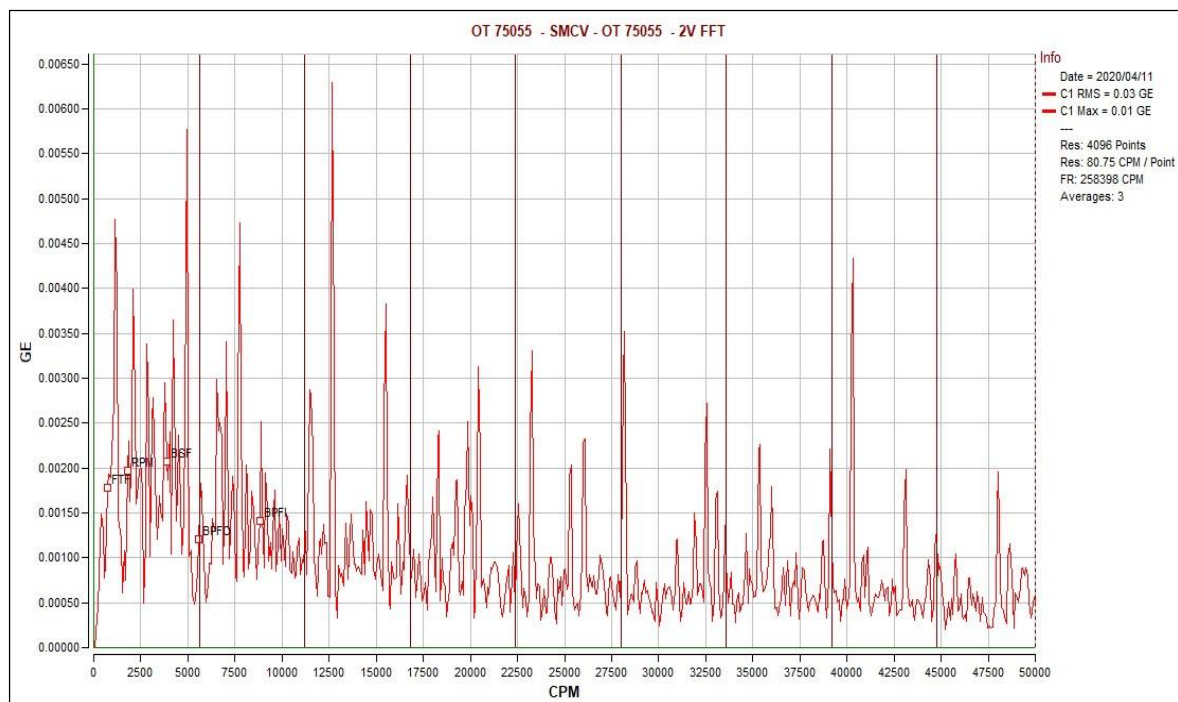
**Evaluación:** Los valores de vibraciones globales (RMS) indican que el rodamiento se encuentra en *Condición buena*, se identifican una frecuencia de falla de rodamiento en la pista externa BPFO, con armónicas a 4X BPFO.



### 5.2.1.3.6 ANALISIS DE ESPECTROS DE FRECUENCIA DE ENVOLVENTE DE ACELERACION P2.



*Figura 90 – Espectro de frecuencia de aceleración en P2 – Dirección horizontal*



*Figura 91 – Espectro de frecuencia de aceleración en P2 – Dirección vertical*

**Evaluación:** Los espectros de envolvente, no evidencian presencia de falla de componentes de rodamientos.

## 5.2.1.4 DIAGNOSTICO DE LA CONDICION DEL MOTOR.

Actividades Electromecánicas Industriales S.R.L.						
Jr. Huancabamba 1059 – Breña – C.Telefónica (0511) 425-1111 Fax 431-9100 Calle Tacna Nro. 111 P.J. Río Seco – Cerro Colorado – Arequipa – Telefax (054) - 316315 E-mail: aeiventas@gmail.com / sarequipa@yahoo.com						
						
ANALISIS DE VIBRACIONES						
CLIENTE:	SMCV			O.T.	75055	
OBJETO:	Análisis de vibraciones de motor sin carga					
DATOS DEL ANALIZADOR DE VIBRACIONES			DATOS DE MAQUINA / EQUIPO			
MARCA	ERBESSD INSTRUMENTS		MAQUINA	Motor de Media Tensión		
VERSION	9.2		MARCA	TOSHIBA		
SOFT WARE	DIGVIBEMX 9.01		N° SERIE	59100172		
LICENCIA			POTENCIA	800 HP		
NORMA	ISO 10816		VELOCIDAD	1780 RPM		
			RODAMIENTOS	P1: 6320	P2: 6324	
				SKF	FAG	
VISTA GENERAL						
						
PUNTO	POSICION	VALORES RMS (10 - 10000 Hz)			Parametros de aceptacion - Características del motor	
		VELOCIDAD (mm/s)	ACELERACION (g)	ENVOLVENTE ACELERACION (gE)	Velocidad (mm/s) (ISO 10816)	
1 LADO VENTILADOR	Horizontal	0.63	0.04	0.09	<i>Aceptable</i>	mm/s < 1.8
	Vertical	0.53	0.11	0.24	<i>Satisfactorio</i>	1.8 < mm/s < 4.5
	Axial	0.25	0.04	0.08	<i>Insatisfactorio</i>	4.5 < mm/s < 11.2
2 LADO ACOPLE	Horizontal	0.68	0.03	0.06	<i>Inaceptable</i>	mm/s > 11.2
	Vertical	0.73	0.03	0.06	Aceleración (g's)	
	Axial	0.34	0.03	0.07	Recomendable g < 0.8	
					Envolvente de Aceleración (gE's)	
					Valor de alerta (P - P) gE < 2.0	
<b>Observaciones:</b>						
<ul style="list-style-type: none"> <li>Valores de vibracion en velocidad (mm/s) en las tres direcciones (Horizontal, vertical y axial) <b>en condición Aceptable</b></li> <li>Valores de medición en aceleración (g's) y envolvente de aceleración (gE) <b>dentro de lo recomendable</b></li> <li>Estado de Rodamientos bueno</li> </ul>						
<b>Recomendaciones</b>						
Se recomienda el monitoreo periodico del motor para evaluar tendencias						
Realizado por:	Richard Melodias			FIRMA:	FE 19/04/2020	
Revisado Por:	Ing. Nicolás Serruto			FIRMA:	FE 19/04/2020	

## **6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.**

### **6.1 CONCLUSIONES.**

En el presente informe de suficiencia profesional, se han logrado alcanzar los objetivos esperados:

- Establecer el método para la evaluación de la condición de los motores eléctricos por el método de análisis de vibraciones, como un servicio adicional que permitirá garantizar la calidad de los servicios de reparación y mantenimiento de motores eléctricos realizados en taller.
- El análisis de vibraciones, es una técnica de mantenimiento predictivo con la cual se puede determinar la condición de los componentes del motor eléctrico y con esto definir las actividades de mantenimiento adecuadas para la preservación del equipo.
- Todos los motores eléctricos vibran en su operación y estas vibraciones son factibles de monitorearse y evaluarse, para poder determinar la condición operativa de la máquina, así como poder predecir la severidad de las mismas.
- Cada componente de los motores eléctricos vibra a determinadas frecuencias al ocurrir una falla en los componentes, la magnitud de la vibración se va incrementando dependiendo de la severidad de la falla, pudiendo ser detectada con el análisis de vibraciones.
- Las fallas electromagnéticas en los motores eléctricos, como por ejemplo la rotura de barras del rotor, son muy difíciles de identificar con el análisis de vibraciones, es por ello que en este tipo de fallas, es recomendable usar el análisis espectral de corrientes del estator.
- El análisis de la envolvente de aceleración, es una técnica complementaria para la evaluación de fallas incipientes en los rodamientos de los motores eléctricos, que nos permitirá determinar el estado de los rodamientos, así como también, para el presente informe la calidad del mantenimiento o reparación realizada al motor.

## **6.2 RECOMENDACIONES.**

- Dada la importancia de la recolección de datos en el proceso de análisis de vibraciones, es importante que el personal encargado de la recolección de los mismos este debidamente certificado y calificado.
- Para que el análisis de vibraciones del motor nos de los datos mas acertados de la condición de la máquina, la recolección de datos, se debe de realizar, cuando la máquina este operando a los parámetros de operación nominales (velocidad, frecuencia y tensión) y una temperatura de operación estable.

## BIBLIOGRAFIA

- Power MI – Manual análisis de vibraciones
- Ciro Martinez - Analisis Vibracional en equipos rotativos y Mantenimiento Predictivo – ASME Internacional.
- D.L. Bernhard – Manual de mantenimiento industrial
- Glen White – Introducción al análisis de las vibraciones
- John Moubray – Mantenimiento centrado en confiabilidad.
- Ciro Martinez - Vibraciones Basicas de Máquinas - Vibration Institute
- SKF – ISO 18436 Análisis de vibraciones categoría 1
- Norma ISO 10816 Evaluacion de vibración de una máquina mediante mediciones en partes no rotativas.
- WEG- Motores eléctricos – Guía de especificación.
- McGraw Hill – Unidad 11 – Motores eléctricos.
- SIEMENS – Manual de Servicios – Motores IEC Estándar.
- Richard Budynas y Keith Nisbett – Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.
- NTN – Manual de Rodamientos.
- SKF – Manual de Rodamientos.
- David Bukowitz – Principios y técnicas de balanceo de rotores.
- Técnicas para el mantenimiento y diagnostico de maquinas eléctricas rotativas. – Manes Fernandez Cabanas
- Ana Sanchez – Técnicas de mantenimiento predictivo
- Norma EASA AR100 -2015 -Práctica recomendada para la reparación de máquinas eléctricas.
- Norma ISO 1940 - Vibración mecánica – requerimientos para un correcto balanceo de rotores

- Nota técnica EASA TN27-499 - Causas y análisis de fallas en ejes y rodamientos de motores eléctricos.
- Nota técnica EASA TN32. - Estandar para Balanceo dinámico en motores eléctricos.