

DOCUMENTO GUÍA PARA EL ESTUDIO DEL EXAMEN DE CERTIFICACIÓN
EN VIBRACIONES MECÁNICAS CATEGORÍA II SEGÚN LA NORMA ISO 18436
(CONDITION MONITORING AND DIAGNOSTICS OF MACHINES –
REQUIREMENTS FOR TRAINING AND CERTIFICATION OF PERSONNEL)

MIGUEL ANGEL ARDILA CONTRERAS

JAIRO ANDRÉS FIGUEROA ALFONZO

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

2014

DOCUMENTO GUÍA PARA EL ESTUDIO DEL EXAMEN DE CERTIFICACIÓN
EN VIBRACIONES MECÁNICAS CATEGORÍA II SEGÚN LA NORMA ISO 18436
(CONDITION MONITORING AND DIAGNOSTICS OF MACHINES –
REQUIREMENTS FOR TRAINING AND CERTIFICATION OF PERSONNEL).

MIGUEL ANGEL ARDILA CONTRERAS

JAIRO ANDRÉS FIGUEROA ALFONZO

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

JABID EDUARDO QUIROGA MÉNDEZ

Ingeniero Mecánico

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

2014

DEDICATORIA

“No puedo siempre comprender los caminos por los que Dios me conduce. El por qué, el cuándo y el dónde son con frecuencia un misterio. Pero puedo confiar en su sabiduría, y sé que su camino es el mejor.”

L.B COWMAN. Manantial del desierto

Dedicado a Dios y a su infinito amor, que en su grandeza puso a mi tía como ese gran instrumento que impulsó mi crecimiento profesional. A la Virgen y a su escuadrón de ángeles que persistieron junto a mí en los momentos más difíciles. A María Andrea mi hermana y Blanquita, que con el pasar de los años no dejan de asombrarme con su forma de ver la vida.

Jairo Andrés Figueroa Alfonzo

Trabajo dedicado a Dios, agradeciendo su incondicional ayuda para dar fin a este proyecto y permitir que se cumplan las metas propuestas. A mi familia por su confianza puesta en mí, y a todas esas personas que creyeron que se podía lograr.

Miguel Ángel Ardila Contreras

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	44
1 FORMULACION DEL PROBLEMA	45
1.1 IDENTIFICACION DEL PROBLEMA	45
1.2 JUSTIFICACION PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA.....	46
1.3 OBJETIVO GENERAL.....	47
1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	47
2 METODOLOGIA DE INVESTIGACION.....	49
2.1 PLANEACION	49
2.1.1 SELECCIÓN DEL TEMA.....	50
2.1.2 ESTUDIO BIBLIOGRÁFICO	50
2.1.3 ESTUDIOS PREVIOS A LA INVESTIGACIÓN RELACIONADA AL PROYECTO	52
2.2 EJECUCION.....	53
2.2.1 PROCESO DE INVESTIGACIÓN Y RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN	53
2.2.2 TEMAS Y SUBTEMAS	53
2.3 FINALIZACION.....	57
3 PRICIPIOS DE VIBRACION MECANICA.....	59
3.1 VIBRACIÓN MECÁNICA	59
3.2 FENOMENO VIBRATORIO EN SISTEMAS MECANICOS.....	60
3.2.1 ELEMENTOS DEL FENÓMENO VIBRATORIO.....	60
3.3 CLASIFICACION DE LAS VIBRACIONES	62

3.3.1	SISTEMAS LINEAL Y NO LINEAL	62
3.3.2	SEÑAL ESTACIONARIA.....	63
3.3.3	SEÑAL DETERMINISTA.....	64
3.3.4	VIBRACIÓN ARMÓNICA	64
3.3.5	VIBRACIÓN PERIÓDICA	65
3.3.6	VIBRACIÓN ALEATORIA.....	66
3.3.7	SEÑAL NO ESTACIONARIA	67
3.4	UNIDADES DE VIBRACION.....	67
3.5	CARACTERISTICAS DE UNA VIBRACION	68
3.5.1	PERIODO (T)	69
3.5.2	FRECUENCIA (F).....	69
3.5.3	FASE.....	70
3.5.4	AMPLITUD	72
3.6	DOMINIO DE TIEMPO Y FRECUENCIA	76
3.6.1	EL DOMINIO DEL TIEMPO.....	76
3.6.2	EL DOMINIO DE FRECUENCIA.....	77
3.7	PARAMETROS DE UNA VIBRACION.....	80
3.7.1	DESPLAZAMIENTO.....	81
3.7.2	VELOCIDAD	81
3.7.3	ACELERACIÓN	82
3.8	EXCITACIÓN EN MAQUINARIA	92
3.9	RESPUESTA VIBRATORIA DE LAS MAQUINAS	94
3.9.1	FRECUENCIA NATURAL	95
3.9.2	FORMA MODAL	95
3.9.3	FENÓMENO DE RESONANCIA	96
3.10	CUESTIONARIO DEL TEMA EN GENERAL	97
4	LA ADQUISICION DE DATOS.....	101
4.1	CADENA GENERAL PARA ADQUISICIÓN DE DATOS DE VIBRACIÓN.....	102

4.1.1	ACONDICIONADOR Y AMPLIFICADOR	104
4.1.2	TARJETA DE ADQUISICIÓN (DAQ).....	105
4.1.3	COMPUTADORA	106
4.2	TRANSDUCTORES DE VIBRACIÓN	107
4.2.1	TRANSDUCTORES DE DESPLAZAMIENTO	108
4.2.2	TRANSDUCTORES DE VELOCIDAD.....	112
4.2.3	ACELERÓMETRO.....	113
4.3	ACCESORIOS DE DISPARO Y SENSORES	116
4.3.1	SENSOR ÓPTICO (TACÓMETRO).....	116
4.3.2	SENSOR MAGNÉTICO	117
4.3.3	LUZ ESTROBOSCÓPICA.....	118
4.3.4	DISPARADOR TRIGGERING	118
4.4	SELECCIÓN DE UNA MEDIDA	119
4.5	SELECCIÓN DEL TRANSDUCTOR	122
4.6	MONTAJE DE UN TRANSDUCTOR	128
4.6.1	MONTAJE CON PERNO (ESPARRAGO).....	130
4.6.2	MONTAJE CON ADHESIVO (CERA ABEJA , CEMENT, EPOXY)	130
4.6.3	MONTAJE CON DISPOSITIVO MAGNÉTICO	131
4.6.4	MONTAJE Sonda MANUAL (PUNTERO).....	131
4.7	UBICACIÓN DEL TRANSDUCTOR Y ORIENTACIÓN DE PUNTOS PARA LA MEDICIÓN.....	135
4.7.1	TOMA DE DATOS E INFORMES EN GENERALES	140
4.8	PLANIFICACIÓN DE PRUEBAS PARA LA TOMA DE DATOS DE VIBRACIÓN 142	
4.9	BASE DE DATOS CARGA / DESCARGA.....	143
4.10	CUESTIONARIO DEL TEMA EN GENERAL	144
5	PROCESAMIENTO DE LA SEÑAL.....	148
5.1	ANÁLISIS DE ESPECTRO	148

5.2	LA TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT)	148
5.3	ANALIZADOR FFT	149
5.4	MUESTREO ANÁLOGO-DIGITAL	150
5.4.1	MUESTREO	150
5.4.2	FENÓMENO DE ALIASING	154
5.4.3	FENÓMENO LEAKAGE (FUGA ESPECTRAL)	157
5.5	VENTANAS DE PONDERACIÓN	160
5.5.1	VENTANA HANNING	161
5.5.2	VENTANA FLAT TOP	163
5.5.3	VENTANA UNIFORME O RECTANGULAR	163
5.6	FILTROS	165
5.6.1	FILTRO PASA – BAJA	166
5.6.2	FILTRO PASA –ALTA	168
5.6.3	FILTRO PASA – BANDA	169
5.7	RANGO DINAMICO	171
5.8	PROMEDIADO	176
5.8.1	PROMEDIO ESPECTRAL	177
5.8.2	PROMEDIO SINCRÓNICO	179
5.8.3	PROMEDIO CON TRASLAPE (OVERLAP)	182
5.9	RESOLUCIÓN Y ANCHO DE BANDA	183
5.9.1	RESOLUCIÓN	183
5.9.2	ANCHO BANDA	185
5.10	TIEMPO DE ADQUISICIÓN	186
5.11	CUESTIONARIO DEL TEMA EN GENERAL	191
6	DIAGNOSTICO GENERAL DE FALLAS EN EQUIPOS	196
6.1	FORMA ONDAS Y ESPECTROS EN GENERAL	198
6.1.1	ONDA ARMÓNICA	198
6.1.2	FORMA DE ONDA TRUNCADA	198

6.1.3	FORMA DE ONDA MODULADA	199
6.1.4	ONDA EN FORMA DE PULSOS.....	202
6.2	TÉCNICA DE ANÁLISIS DE FRECUENCIAS	204
6.2.1	IDENTIFICACIÓN DE FRECUENCIAS DIRECTAS	204
6.2.2	ARMÓNICOS	205
6.2.3	ORDEN Y RESONANCIA INDUCIDA EN FORMA ALEATORIA.....	205
6.2.4	FRECUENCIAS NO SINCRÓNICAS MÚLTIPLES	206
6.2.5	FORMA DEL ESPECTRO	206
6.2.6	DEMODULACIÓN	206
6.3	TÉCNICAS DE ANÁLISIS DE FALLAS EN MÁQUINA ROTATIVA.....	209
6.4	FALLAS A LA VELOCIDAD DE OPERACIÓN	210
6.4.1	VELOCIDADES CRÍTICAS.....	211
6.4.2	RESONANCIA.....	212
6.4.3	DESBALANCE DE MASA (DESEQUILIBRIO).....	214
6.4.4	ACOPLES	220
6.4.5	DESALINEACIÓN	221
6.4.6	SOLTURA MECÁNICA.....	227
6.4.7	SOLTURA DE LA MAQUINA RESPECTO A SU BASE (PATA COJA)	228
6.4.8	PANDEO EN EJE O ROTOR	232
6.5	CHUMACERAS Y COJINETES	233
6.5.1	HOLGURA O JUEGO EXCESIVA.....	233
6.5.2	TORBELLINO DE ACEITE (OIL-WHIRL)	234
6.5.3	GOLPE DE ACEITE O LATIGAZO DE ACEITE (OÍL WHIP)	235
6.6	RODAMIENTOS.....	236
6.6.1	VIDA NOMINAL DEL RODAMIENTO.....	237
6.6.2	COMPONENTES Y FRECUENCIAS DE LOS RODAMIENTOS	238
6.6.3	DEFECTOS EN RODAMIENTOS	243
6.6.4	DETECCIÓN DE DEFECTOS EN RODAMIENTOS	244
6.6.5	ÉTAPAS O FASES DE FALLA EN RODAMIENTOS	249
6.6.6	DETECCIÓN DE LA ENVOLVENTE (DEMODULACIÓN)	251

6.7 MOTORES ELÉCTRICOS Y GENERADORES	255
6.7.1 CONOCIMIENTO GENERAL DEL EQUIPO.....	255
6.7.2 FALLAS EN MÁQUINAS ELÉCTRICAS.....	262
6.8 ENGRANAJES Y CAJAS DE ENGRANAJES	270
6.8.1 GENERALIDADES DE ENGRANAJES.....	272
6.8.2 CONSIDERACIÓN EN LA MEDICIÓN DE VIBRACIÓN EN ENGRANAJES	275
6.8.3 FRECUENCIAS DE ENGRANAJES	276
6.8.4 FALLA Y DEFECTOS EN ENGRANAJES	278
6.9 BOMBAS, VENTILADORES, COMPRESORES CENTRÍFUGOS Y TURBINAS	
284	
6.9.1 BOMBAS CENTRIFUGAS	284
6.9.2 VENTILADORES.....	290
6.9.3 TURBINAS	295
6.9.4 COMPRESORES	298
6.10 CORREAS DE TRASMISIÓN EN POLEAS	300
6.10.1 CORREAS.....	300
7 ACCIONES CORRECTIVAS.....	305
7.1 BALANCEO DE MAQUINA ROTATIVA	305
7.2 TIPOS DE DESBALANCEO	308
7.3 FUERZA DEL DESBALANCE Y PLANOS DE CORRECCIÓN	309
7.3.1 EL EFECTO DE UN PESO DE PRUEBA	312
7.3.2 EQUIPO DE BALANCEO	313
7.3.3 VERIFICACIONES PREVIAS AL BALANCEO	314
7.3.4 MEDICIONES	316
7.3.5 RESPUESTA AL DESBALANCE, ÁNGULOS DE FASE Y RELACIÓN VELOCIDAD	
OPERACIÓN-CRITICA	316
7.3.6 SELECCIÓN DEL PESO DE PRUEBA.....	322
7.3.7 MÉTODO DE BALANCEO VECTORIAL	323

7.3.8	BALANCEO EN DOS PLANOS (COEFICIENTES DE INFLUENCIA).....	327
7.3.9	NIVELES ACEPTABLES DE VIBRACIÓN Y DESBALANCE RESIDUAL.....	329
7.4	ALINEACIÓN EN MÁQUINAS	333
7.4.1	TÉCNICA DE ALINEACIÓN DE EJES.....	333
7.4.2	ALINEACION POR LASER	335
7.5	CUESTIONARIO DEL TEMA EN GENERAL DE BALANCEO	339
8	PRUEBAS EN MÁQUINAS	342
8.1	PLANES DE PRUEBA	342
8.2	SELECCIÓN DEL EQUIPO DE PRUEBA	345
8.3	INSPECCIÓN EN EL SITIO	346
8.4	PRUEBAS DE MEJORA.....	347
8.5	PRUEBAS DE ACEPTACIÓN	348
8.6	PRUEBAS DE REFERENCIA.....	349
8.7	ESPECIFICACIONES Y ESTÁNDARES	350
8.8	PRESENTACIÓN DE DATOS (REPORTES)	357
8.9	INFORMES	358
8.10	RESUMEN DE PRUEBAS EN MÁQUINAS.....	360
8.11	PRUEBA DE IMPACTO (BUMP TEST).....	361
8.11.1	INSTRUMENTACIÓN DE LA PRUEBA.....	363
8.11.2	DIAGRAMAS DE BODE Y POLAR	368
8.11.3	DIAGRAMA DE CASCADA	371
9	ANÁLISIS DE LA CONDICIÓN DE LAS MÁQUINAS.....	373
9.1	TIPOS DE MONITOREO	374
9.1.1	MONITOREO PERIÓDICO.....	374
9.1.2	MONITOREO PERMANENTE	374
9.2	TIPOS DE NIVELES DE VIBRACIÓN MEDIDOS	375

9.2.1 NIVELES GLOBALES DE VIBRACIÓN (OVERALL LEVEL)	376
9.2.2 COMPONENTES INDIVIDUALES.....	377
9.2.3 NARROWBAND.....	381
9.3 ELABORACIÓN DE UN PROGRAMA DE MONITOREO.....	381
9.3.1 DETERMINACIÓN DEL TIPO DE MONITOREO	381
9.3.2 TABULACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LAS MÁQUINAS	382
9.3.3 SELECCIÓN DEL TRANSDUCTOR	383
9.3.4 SELECCIÓN DE LOS PUNTOS DE MEDICIÓN	385
9.3.5 SELECCIÓN DE LA FRECUENCIA DE MEDICIÓN.....	385
9.3.6 PLANEACIÓN DE LA RUTA DE ADQUISICIÓN	386
9.4 EVALUACIÓN DE LA CONDICIÓN DE UNA MÁQUINA.....	387
9.4.1 MEDICIÓN Y PROCESAMIENTO.....	387
9.4.2 PLANEACIÓN DE LA MEDICIÓN	388
9.4.3 EVALUACIÓN DE LA SEÑAL.....	395
9.5 MÉTODOS DE EVALUACIÓN DEL ESTADO DE UNA MÁQUINA (SEVERIDAD).....	404
9.5.1 ANÁLISIS DE TENDENCIAS.....	405
9.5.2 ANÁLISIS PROFUNDO	408
9.5.3 DIAGRAMAS Y ESTÁNDARES DE SEVERIDAD.....	411
10 PROGRAMAS EN MATLAB.....	421
10.1 NIVELES DE VIBRACIÓN	421
10.2 ARMÓNICOS Y SUPERPOSICIÓN (OVERLAPPING)	423
10.3 PARÁMETROS DE UNA VIBRACIÓN POR MEDIO DE LA INTEGRACIÓN Y DERIVACIÓN DE UNA SEÑAL DE TIEMPO	425
10.4 FRECUENCIA DE MUESTREO.....	427
10.5 RESOLUCIÓN DEL ESPECTRO Y FUGA ESPECTRAL.....	429
10.6 VENTANA HANNING.....	431
10.7 ZEROPADDING (RELLENO DE CEROS)	433

10.8 PROMEDIO DE UNA SEÑAL.....	435
10.9 MODULACIÓN	437
10.9.1 DEMODULACIÓN.....	440
10.10 LA ENVOLVENTE (ENVELOPIND).....	442
10.11 TIEMPO DE ADQUISICIÓN DE UNA SEÑAL.....	444
10.12 BALANCEO.....	446
10.13 FILTROS.....	448
10.13.1 FILTRO PASA BAJA.....	450
10.13.2 FILTRO PASA ALTA.....	452
10.13.3 FILTRO PASA BANDA	454
10.14 CEPSTRUM.....	456
10.15 RESPUESTA EN FRECUENCIA.....	458
11 CONCLUSIONES.....	460
CITAS BIBLIOGRAFICAS.....	463
BIBLIOGRAFÍA.....	465
ANEXOS.....	468

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1 Metodología para el desarrollo de la investigación	49
Figura 2 Elementos del fenómeno vibratorio	60
Figura 3 Clasificación de las vibraciones mecánicas	62
Figura 4 Vibración Armónica.....	64
Figura 5 Forma de onda armónica.....	65
Figura 6 Vibracion periódica compuesta.....	66
Figura 7 Vibracion aleatoria (Dominio del Tiempo).....	67
Figura 8 Señales desfasadas en dos puntos de medición de un motor.....	71
Figura 9 Fase de un rotor	72
Figura 10 Niveles de vibración,.....	74
Figura 11 Forma de onda armónica con frecuencia de 11.5 Hz	76
Figura 12 Señal de tiempo de una maquina (soplador)	77
Figura 13 Dominio de tiempo y frecuencia.....	78
Figura 14 Señal de vibración de una máquina.....	79
Figura 15 Componentes en el espectro de máquinas a 1500[rpm] y 1580[rpm]....	80
Figura 16 Relación entre desplazamiento, velocidad, y aceleración en un movimiento armónico.....	82
Figura 17 Gráfica de la magnitud de los parámetros de vibración a diferentes frecuencias.....	83
Figura 18 Grafica de Desplazamiento y Aceleración, para una Velocidad constante de 0.2 pulg/seg	84
Figura 19 Diagrama de relaciones entre parámetros, magnitudes para 1800 rpm	87
Figura 20 Relaciones entre parámetros de vibración.....	88
Figura 21 Diagrama de relaciones entre parámetros, magnitudes para 384 rpm ..	89
Figura 22 Relaciones entre parámetros, magnitudes para 23000 rpm	90

Figura 23 Variación de los parámetros de la vibración en función de la frecuencia	91
Figura 24 Esquema general de un sistema de adquisición de datos	103
Figura 25 Sistema colector analizador de vibraciones Fluke 810	104
Figura 26 Acondicionador y amplificador de carga Brüel & Kjaer empleado en medición de vibraciones.	105
Figura 27 Tarjetas de adquisición de datos <i>National Instruments para PC portátil y PC escritorio respectivamente</i>	106
Figura 28 Esquema general para la obtención de espectro de vibración	108
Figura 29 Transformador Diferencial Lineal Variable (LVDT 3)	109
Figura 30 Sensores de desplazamiento (proximidad), separado 90 ° en un apoyo	110
Figura 31 Montaje de sondas de proximidad en un apoyo	111
Figura 32 Diseño de un sensor sísmico (transductor de velocidad).....	112
Figura 33 Componentes de un acelerómetro piezoeléctrico	114
Figura 34 Sensor óptico (tacómetro) montado sobre una máquina para tomar las rpm, también para referencia del Angulo de fase la fase.	116
Figura 35 Sensor magnético sobre un engranaje	117
Figura 36 Lámpara estroboscópica.....	118
Figura 37 Respuesta de frecuencia ideal de un transductor (acelerómetro piezoeléctrico).....	123
Figura 38 Respuesta real de un transductor (acelerómetro).....	124
Figura 39 Rango operativo de un sensor (acelerómetro).....	125
Figura 40 Sensibilidad de diferentes sensores (acelerómetros)	127
Figura 41 Sensibilidad del transductor dependiendo en la dirección donde se reciba la señal.....	129
Figura 42 Métodos de montaje del acelerómetro.....	130
Figura 43 Rangos de respuesta de frecuencia según el tipo de montaje	132
Figura 44 Montaje del cable en el sensor	133
Figura 45 Punto óptimo donde debe ir el transductor para la toma de datos.....	136

Figura 46 Puntos de medición Radial (vertical), Tangencial (horizontal), Axial (axial).....	137
Figura 47 Puntos de medición en máquinas montadas en vertical y horizontal...	139
Figura 48 Designación de los apoyos de máquinas cada plano (P) contiene las tres medidas (axial, radia, tangencial)	141
Figura 49 Analizador FFT para vibraciones mecánicas	150
Figura 50 Muestreo de una señal	151
Figura 51 Muestreo de una señal compuesta.....	152
Figura 52 Muestreo cuando no se cumple el criterio de Nyquist.....	154
Figura 53 Señal con armónicos a 60 y 120 Hz, frecuencia de muestreo a 500 Hz	155
Figura 54 Efecto aliasing para señal compuesta por señales de 60 y 120 HZ, frecuencia muestreo a 200 Hz	156
Figura 55 Fenómeno de fuga espectral en dos registros de tiempo. A) registro que empieza y termina en cero y en ciclos completos. B) registro que empieza en cero pero no termina en cero y sin ciclos completos	158
Figura 56 Registros de tiempo (muestras) adquiridas para la reconstrucción de la señal, si la onda reconstruida termina en cero o tiene períodos completos el espectro se observará bien.....	159
Figura 57 Señal temporal y espectro de una vibración con efecto leakage	160
Figura 58 Tipos de ventanas de Ponderación	161
Figura 59 Ventana Hanning multiplicando una onda armónica.....	162
Figura 60 Ventana hanning utilizada en señales transitorias, es muy probable que se pierda información.....	162
Figura 61 Señal de vibración armónica con fuga espectral, se observa el cambio cuando se hace pasar por la ventana hanning	163
Figura 62 Ventana uniforme apliada a señales que no terminan en cero, la ventana realiza esta función para evitar fuga espectral.....	164
Figura 63 Respuesta filtro pasa bajo	166

Figura 64 Filtro pasa baja diseñado en matlab, maxima frecuencia que deja pasar es 39 Hz.....	167
Figura 65 Señal compuesta después de pasar por un filtro pasa baja, el filtro elimina componentes superiores a 40 Hz	167
Figura 66 Respuesta filtro pasa alta	168
Figura 67 Filtro pasa alta diseñado en matlab, mínima frecuencia que deja ver en 39 Hz	169
Figura 68 Filtro pasa banda	169
Figura 69 Filtro pasa banda diseñada en matlab, rango de frecuencias que deja pasar es de 80 a 120 Hz.....	170
Figura 70 Señal compuesta filtrada a pasa banda.....	171
Figura 71 Comparación entre la escala lineal y logarítmica.....	172
Figura 72 Espectro en escala lineal y logarítmica.....	173
Figura 73 Promedio RMS o de potencia	177
Figura 74 Promediado rms realizado en una señal de vibración, se observa el cambio en el ruido a pesar de que no se logra eliminar.....	178
Figura 75 Promedio sincrónico	179
Figura 76 Promedio síncrono para una señal, 5, 10,50 promedios. El ruido se elimina a medida que la cantidad de promedios aumenta	181
Figura 77 Promedio con traslape	182
Figura 78 Espectro de señal de vibración compuesta por armónicas de 40 y 84 Hz, A) resolución buena. B) resolución mala	185
Figura 79 Numero de muestras (Ns) optenido de una señal de vibracion	186
Figura 80 Líneas o bins del espectro de vibración.....	188
Figura 81 Tiempo de adquisición de datos	191
Figura 82 Forma de onda senoidal y su espectro para una maquina desbalanceada girando a 1200 rpm.....	198
Figura 83 Señales temporales con truncamientos	199
Figura 84 Señal temporal modulada en frecuencia FM	201
Figura 85 Modulación en amplitud AM generada por una frecuencia simple.....	202

Figura 86 Pulsos inducidos por dos bombas cercanas.....	203
Figura 87 Espectro de una señal desmodulada.....	207
Figura 88 Demodulación de una señal de alta frecuencia (116 Hz) modulada por una de baja frecuencia (12Hz)	208
Figura 89 Manifestaciones generales de frecuencias fallas en el espectro de vibracion	211
Figura 90 Comportamiento de la fase en la zona de resonancia.....	213
Figura 91 Señal obtenida de un rotor desbalanceado girando a 2400 rpm	215
Figura 92 Desbalance Estatico de un rotor representado por un punto pesado ..	217
Figura 93 Desbalance de par de fuerzas (desfasadas aproximadamente en 180°).	218
Figura 94 Tipos de desbalance.....	219
Figura 95 Espectro típico de problemas en el acoplamiento de ejes	221
Figura 96 Tipos de Desalineación.....	222
Figura 97 Espectro típico de una desalineación paralela.....	225
Figura 98 Espectro típico de una desalineación combinada.....	226
Figura 99 Modo de vibración en desalineamiento.....	227
Figura 100 Soltura por perno de sujeción suelto en la base, espectro de vibración en dirección radial.....	229
Figura 101 Espectro de soltura, holgura excesiva entre el aro de un rodamiento y el eje.	230
Figura 102 Espectro típico de holgura excesiva de un rodamiento respecto a su alojamiento.....	231
Figura 103 Espectro típico de un eje pandeado girando a 1200 rpm.....	232
Figura 104 Espectro general de vibración cuando un juego excesivo está presente en los cojinetes	234
Figura 105 Espectro típico de un problema con remolino de aceite	235
Figura 106 Soporte de un rodamiento	237
Figura 107 Elementos de un rodamiento	238
Figura 108 Rodamiento de bolas nomenclatura	239

Figura 109 Datos de un rodamiento.....	241
Figura 110 Espectro que muestra las frecuencias de fallos de rodamiento girando a 900 rpm.....	242
Figura 111 Espectro típico de un rodamiento desalineado ten al direcion axial...	244
Figura 112 Epectro típico de fallo en la pista interior de un rodamiento BPFI.....	245
Figura 113 Espectro típico de fallo en la pista exterior de un rodamiento BPFO .	246
Figura 114 Epectro típico de fallo en elemento rodante de un rodamiento BSF ..	247
Figura 115 Epectro típico de fallo en jaula de unrodamiento FTF.....	248
Figura 116 Envoltente de la señal (falla pista externa)	253
Figura 117 Partes de un motor electrico	257
Figura 118 Espectro típico de un rotor excéntrico de un motor de 3 polos girando a 2300 rpm.....	263
Figura 119 Espectro de típico de barras rotas en un rotor de motor eléctrico girando a 3300 rpm y con 16 barras en el rotor	265
Figura 120 Espectro típico de problemas en entrehierro	266
Figura 121 Espectro de vibración de un motor operando a 1740 rpm	268
Figura 122 Espectro típico de un motor, presenta problemas cuando los conectores estan sueltos	269
Figura 123 Par engranado	271
Figura 124 Nomenclatura de engranajes.....	273
Figura 125 Espectro típico de un par engranado	277
Figura 126 Espectro típico de engranes excéntrico montados o eje doblados	280
Figura 127 Espectro típico de la desalineación de engranajes.....	281
Figura 128 Señal de vibracion general de un par engranado	283
Figura 129 Curva de funcionamiento de una bomba	285
Figura 130 Espectro típico de una bomba de 1800 rpm con cinco aspas.....	287
Figura 131 Espectro típico de una bomba con problemas de cavitación	288
Figura 132 Espectro de una Bomba con vibración aleatoria.....	289
Figura 133 Espectrode una bomba con resonancia.....	290
Figura 134 Curvas características de un ventilador	291

Figura 135 Espectro general de vibración de un ventilador 896 rpm	293
Figura 136 Espectro de vibración de ventilador a 2400rpm.....	294
Figura 137 Espectro de de turbina hidráulica 750 rpm y 22 cucharas en el rotor	296
Figura 138 Espectro de turbina con modulacion.....	298
Figura 139 Espectro típico de un compresor centrífugo	300
Figura 140 Espectro de vibración de una transmisión por poleas	302
Figura 141 Desalineación de poleas.....	303
Figura 142 Espectro de una trasmision	304
Figura 143 Tipos de desbalance.....	309
Figura 144 Fuerza de desbalance en rotor con masa de prueba.....	310
Figura 145 Cambio del ángulo de fase la variar la relación (R) velocidad operación- critica.....	318
Figura 146 Angulo de retraso mecánico cuando la relación $R < 0.1$	319
Figura 147 Angulo de retraso mecánico cuando la relación $R < 0.5$	320
Figura 148 Angulo de retraso mecánico cuando la relación $R = 1$ (resonancia)	321
Figura 149 Angulo de retraso mecánico cuando la relación $R > 1$ (superando la velocidad critica)	322
Figura 150 Plano polar con los vectores de vibración.....	326
Figura 151 Programa en matlab para el cálculo de la masa de corrección y su respectiva ubicación	327
Figura 152 Cálculo de las masas de corrección en matlab, para un balanceo en dos planos	328
Figura 153 Límites para grados de calidad del desbalanceo residual de acuerdo a ISO 1940.....	332
Figura 154 Alineador de ejes TKSA 20 de SKF	336
Figura 155 Medidas requeridas por el instrumento para realizalas correcciones respectivas.....	337
Figura 156 Grafica de 0.25 mils/in angular y 2.6 mils de desplazamiento para un rango de tolerancia residual de 2000-3500rpm.....	339
Figura 157 Localización de los puntos de medición.....	344

Figura 158 Bomba jockey de un sistema contraincendios	347
Figura 159 Clasificación de Estándares según los autores	355
Figura 160 Contenido de un reporte de vibraciones de Dedicated Computing	359
Figura 161 Respuesta en frecuencia de un martillo con varias puntas.....	362
Figura 162 Analizador de cuatro canales.....	364
Figura 163 Respuesta en el tiempo de una prueba de impacto a una bomba API	365
Figura 164 Espectro de una prueba de impacto a una bomba API.....	366
Figura 165 Prueba de impacto usando un analizador CSI 2130.....	367
Figura 166 Diagrama de Bode (amplitud y fase) de motor a 1770 [rpm]	368
Figura 167 Diagrama de Bode.....	369
Figura 168 Diagrama Polar.....	370
Figura 169 Diagrama de cascada, transición de oil “whirl” a oil “whip”	371
Figura 170 Bandas de Frecuencia.....	377
Figura 171 Falla en la pista interna de un rodamiento (BPFI 66.25 Hz)	378
Figura 172 Acercamiento de la falla de pista interna	379
Figura 173 Análisis de Vibraciones usando un Espectro de Referencia y la Curva de Tendencia	380
Figura 174 Posición de Transductor de proximidad X-Y tipo Eddy current.....	384
Figura 175 Datos iniciales de una transmisión de doble reducción	390
Figura 176 Bomba centrífuga con vibraciones excitadas por el ruido del flujo.....	391
Figura 177 Generador con muestreo insuficiente para la onda de tiempo (4.26 muestras/ciclo).....	392
Figura 178 Onda de tiempo del generador (8.5 muestras/ciclo)	394
Figura 179 Onda de tiempo del generador (34 muestras/ciclo)	394
Figura 180 Onda de tiempo del generador con procesamiento dual	395
Figura 181 Onda de tiempo recortada del propulsor de un barco.....	396
Figura 182 Onda de tiempo (2x), desalineación generada en un excitador.....	397
Figura 183 Frecuencia de dientes modulada por la velocidad baja del rotor	398

Figura 184 Zoom de la actividad en la frecuencia de dientes de un soplador lobulado	399
Figura 185 Pulsaciones sincrónicas de entrada/salida del rotor	400
Figura 186 Pulsaciones recortadas de un ventilador impulsado por un motor.....	401
Figura 187 Caja de cambios con un diente de engranaje roto.....	402
Figura 188 Impactos en una prensa de impresión off-set	403
Figura 189 Tendencia del defecto en los elementos rodantes de un rodamiento	408
Figura 190 Vibración de caja de cambios con problemas severos en la frecuencia de engranaje	409
Figura 191 Vibración en la chumacera del rodamiento de un generador de 200 Mw	410
Figura 192 Diagrama de Blake, Vibration Institute (vi-institute)	417
Figura 193 Carta de severidad para evaluación de la condición usando procesamiento R.M.S	420
Figura 194 Interfaz de usuario para el cálculo de niveles de vibración.....	422
Figura 195 Niveles de vibración para una señal de 1800rpm	422
Figura 196 Interfaz de usuario para armónicas y superposición.....	424
Figura 197 Superposición de señales con velocidad de 1200 rpm	425
Figura 198 Interfaz de usuario para parámetros de una vibración.....	426
Figura 199 Parámetros de vibración obtenidos a partir de aceleración	427
Figura 200 Interfaz de usuario para la frecuencia de muestreo	428
Figura 201 Espectro obtenido a partir de las muestras de la señal	429
Figura 202 Interfaz de usuario para la resolución y fuga espectral.....	430
Figura 203 Resolución espectral de dos señales 30 y 41.65 Hz	431
Figura 204 Interfaz de usuario para ventaneo (ventana hanning.....	432
Figura 205 Señal obtenida después de pasar por la ventana hanning	433
Figura 206 Interfaz de usuario para Zeropadding (relleno de ceros)	434
Figura 207 Espectro después de un relleno de ceros.....	435
Figura 208 Interfaz de usuario para promediado de una señal.....	436
Figura 209 Promediado de una señal con 20 promedios.....	437

Figura 210 Interfaz de usuario del programa de modulación AM y FM.....	438
Figura 211 Modulación en AM de una señal de 200Hz	439
Figura 212 Modulación en FM de una señal de 166 Hz.....	440
Figura 213 Interfaz de usuario del programa de demodulación	441
Figura 214 Demodulación de una de baja frecuencia de 30Hz	442
Figura 215 Interfaz de usuario para la obtención de envolvente (enveloping) ...	443
Figura 216 Obtención de la señal envolvente que corresponde la componente de falla de un rodamiento	444
Figura 217 Interfaz de usuario para el tiempo de adquisición de la señal	445
Figura 218 Tiempo de adquisición de una señal compuesta	446
Figura 219 Interfaz de usuario para la masa de corrección en balanceo.....	447
Figura 220 Masas de corrección para uno y dos planos respectivamente	448
Figura 221 Interfaz de usuario para filtro pasa baja.....	449
Figura 222 Señal compuesta filtrada en pasa banda.....	449
Figura 223 Interfaz de usuario del programa de filtro pasa baja.....	450
Figura 224 Filtrando a pasa baja a 40Hz	451
Figura 225 Interfaz de usuario del programa de filtro pasa alta.....	452
Figura 226 Filtrando a pasa alta con 50Hz	453
Figura 227 Interfaz de usuario del programa de filtro pasa banda.....	454
Figura 228 Filtrando a pasa banda entre 80-120Hz.....	455
Figura 229 Interfaz de usuario del programa para cepstrum	456
Figura 230 Cepstrum para una falla de rodamiento.....	457
Figura 231 Interfaz de usuario del programa de Respuesta en frecuencia.....	458
Figura 232 Simulación ejecutada con los parámetros especificados.....	459

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Temas y subtemas del documento final.....	54
Tabla 2 Conversiones entre los niveles de la vibración	74
Tabla 3 Parametros de vibracion	92
Tabla 4 Algunas frecuencias de fuerzas excitadas asociadas a componentes y fallas en máquinas.....	93
Tabla 5 Rango de frecuencias de acuerdo al tipo de componente de la máquina	120
Tabla 6 Selección de una medida.....	121
Tabla 7 Rango de frecuencias de respuesta aproximadas para un acelerómetro de 100 mV/g	132
Tabla 8 Selección de medidas para varios tipos de equipos	134
Tabla 9 Selección de la ventana, error de amplitud y factor de ventana.....	165
Tabla 10 Magnitudes de referencia para niveles vibratorios.....	174
Tabla 11 Valores de escala dB v/s proporciones de nivel lineal de amplitud	176
Tabla 12 Algunas técnicas para diagnosticar maquinaria rotativa	209
Tabla 13 Análisis de defectos en los elementos rodantes de los rodamientos	250
Tabla 14 Analogía entre sistema eléctrico y mecánico	255
Tabla 15 Análisis general de falla de un Generador-Motor.....	269
Tabla 16 Principales tipos de desbalance.....	308
Tabla 17 Modelo para el balanceo.....	311
Tabla 18 Equipo mínimo requerido para el balanceo de rotores.....	314
Tabla 19 Verificaciones previas al proceso de balanceo	315
Tabla 20 Balanceo por el método vectorial “grafico”	323
Tabla 21 Grados de calidad para un grupo de rotores rígidos	330
Tabla 22 Técnicas generales de alineación de ejes	334
Tabla 23 Tolerancias de alineación	338
Tabla 24 Plan de adquisición de datos para un turbo generador.....	343

Tabla 25 Siglas usadas.....	352
Tabla 26 Resumen de Estándares Internacionales según actividades.....	353
Tabla 27 Descripción de las normas más importantes en vibraciones mecánicas	356
Tabla 28 Criterios de clasificación de las máquinas para programa de monitoreo	382
Tabla 29 Fenómenos característicos del tipo de máquina.....	389
Tabla 30 Resumen de Normas y Diagramas empleados para evaluar la severidad	413
Tabla 31 Factores de servicio para el diagrama de Blake	418

INDICE DE ANEXOS

Anexo A. FIGURA A.1 RELACIÓN ENTRE ACELERACIÓN (M/S ² -RMS), VELOCIDAD (MM/S- RMS), Y DESPLAZAMIENTO (UM-P-P) DE LA NORMA ISO 18432-2.....	468
Anexo B. DIAGRAMAS DE SEVERIDAD	469

GLOSARIO

AC (corriente alterna): Señal dinámica cuya polaridad cambia a intervalos regulares, exhibiendo un comportamiento en amplitud que es función del tiempo.

Aceleración: Cantidad vectorial que especifica la razón de cambio de la velocidad en el tiempo.

Acelerómetro: Transductor que convierte la aceleración de un movimiento mecánico en una señal eléctrica.

Acondicionador de señales: Dispositivo electrónico empleado en conjunto con un sensor para producir una señal de salida susceptible de ser procesada y visualizada.

Alarma: Valor preestablecido que define cambios en la condición mecánica de la máquina y que llama la atención sobre la necesidad urgente de intervenir la máquina.

Alerta: Valor preestablecido que se utiliza para llamar la atención sobre un cambio anormal en la condición mecánica de la máquina.

Aliasing: Señal falsa de baja frecuencia obtenida como resultado de un muestreo a una frecuencia menor que el doble de la frecuencia máxima de la señal. Provoca que señales de alta frecuencia se observen como señales de baja frecuencia.

Alineación: Ubicación de uno de los ejes de dos máquinas acopladas, respecto al otro eje.

Alineación por rayo láser: Método de alineación que emplea un rayo láser para cuantificar las desviaciones paralelas y angulares.

Amortiguamiento: Propiedad de un sistema mecánico que disipa por fricción la energía de las vibraciones. Esta disipación tiene lugar por desprendimiento de

calor. Durante la resonancia, el amortiguamiento es el único agente que puede limitar los crecimientos incontrolables de las amplitudes de las vibraciones.

Amplificador de carga: Dispositivo electrónico que convierte la carga de entrada de alta impedancia (proveniente de un acelerómetro por ejemplo) en una señal de voltaje de baja impedancia.

Amplitud: Magnitud del movimiento vibratorio. Puede ser medido en virtud del valor Pico – Pico, Pico y/o RMS.

Análisis de corriente: Observación de la respuesta de corriente en un motor eléctrico. Habitualmente, el espectro de corriente de alta resolución de un motor de inducción se utiliza para visualizar las amplitudes a la frecuencia de línea y sus bandas laterales a la frecuencia de deslizamiento.

Análisis modal: Proceso mediante el cual se determina el modo de deflexión y los parámetros asociados (frecuencia natural y amortiguamiento) de un sistema a frecuencias específicas, a partir de la aplicación de excitaciones externas.

Analizador FFT: Instrumento capacitado para calcular la FFT de una señal de entrada.

Armónica: Componente de frecuencia que es múltiplo entero de la frecuencia fundamental.

Asincrónica: Vibraciones cuyas frecuencias no son múltiplos enteros de la frecuencia de rotación.

Atenuación: Reducción en la amplitud de una señal durante su propagación desde la fuente hacia el receptor.

Balanceo: Procedimiento para corregir la distribución radial de masa en un rotor, de manera que el eje central de inercia coincida con el eje geométrico de rotación.

Balanceo en dos planos: Balanceo que tiene lugar adicionando o substrayendo masa en dos planos.

Balanceo en múltiples planos: Balanceo que tiene lugar adicionando o substrayendo masa en más de dos planos radiales ubicados a lo largo del eje del rotor.

Balanceo en un plano: Balanceo que tiene lugar adicionando o substrayendo masa en un solo plano radial del rotor.

Banda lateral: Componentes de frecuencias espaciadas a intervalos iguales que aparecen como resultado de fenómenos moduladores.

Calibración: Proceso mediante el cual se aplica una entrada conocida a un sistema de medición y se verifica la integridad de la salida de éste en función de la propia entrada.

Cascada de espectros: Serie de espectros representados de manera tridimensional cuyo tercer eje puede ser el tiempo o las r.p.m.

Cepstrum: Función a través de la cual se reduce a una componente individual las series de armónicas presentes en un espectro. Es el espectro del espectro.

Coefficiente de influencia: Coeficientes matemáticos que describen el efecto de una masa en la flexión de una viga. Son empleados habitualmente para definir el cambio en amplitud por unidad de peso.

Colector de datos: Instrumento portátil basado en un microprocesador con capacidad de adquirir y almacenar mediciones relativas al estado mecánico de la máquina, incluyendo espectros FFT.

Combado: Error de rectitud en un eje. Tales errores a menudo son provocados por un calentamiento o un enfriamiento no uniformes.

Componente: Frecuencia individual dentro de un espectro.

Correlación: Medición de la similitud entre dos señales dinámicas en el dominio del tiempo.

Corrimiento de fase: Cambio en fase producido por factores tales como el desplazamiento de la masa desbalanceada relativo al rotor, la deformación térmica de un rotor o el paso por la velocidad crítica.

C.P.M: Unidades para cuantificar la frecuencia. Ciclos por minuto.

C.P.S: Número de repeticiones (ciclos) por segundo. Equivalente al Hertz [Hz].

Decibel (dB): Unidad para expresar relaciones de voltajes (entrada/salida, señal/ruido).

DC (corriente directa): Señal eléctrica de polaridad constante cuya magnitud varía lentamente en el tiempo.

Deflexión: Movimiento producido por la aplicación de una fuerza. Puede ser estático o dinámico.

Deflexión estática: Diferencia entre la posición de reposo de una estructura sin carga respecto a la posición de reposo bajo el efecto de una carga estática.

Deformación: Deformación física que tiene lugar como resultado de la acción de una fuerza.

Demodulación: Proceso para detectar variaciones repetitivas de amplitud y frecuencia.

Demodulación en frecuencia: Proceso mediante el cual se extrae la variación de frecuencia de una señal portadora. Se emplea comúnmente para medir vibraciones torsionales y ocasionalmente para detectar cambios en la frecuencia de engranaje.

Desalineamiento: Desviación de dos ejes acoplados de la condición de colinealidad.

Desbalance: Desviación entre el eje geométrico y el eje de masa de un elemento rotatorio.

Detección: Conversión de una señal dinámica (AC) en un valor de amplitud (DC). El valor de amplitud puede ser equivalente a las propiedades Pico, RMS o Pico – Pico de la señal dinámica.

Detección de envolvente: Proceso de tres etapas empleado para extraer de una señal de vibración que contiene amplitudes altas a baja frecuencia, la característica de alta frecuencia impulsiva asociada a defectos.

Escala lineal: Escala de amplitud o frecuencia en la que los incrementos de éstas son iguales.

Escala logarítmica: Escala de amplitud o frecuencia representada en potencias de 10.

Espectro: Representación del contenido de amplitudes y frecuencias de una señal dinámica.

Excentricidad: Variación respecto al movimiento circular o movimiento alrededor de un eje que no pasa por el centro geométrico.

Factor de cresta: Cociente del valor Pico dividido por el valor RMS, después de eliminada la componente de directa (DC).

Fase: Relación de tiempo o relación angular entre dos señales con frecuencias idénticas.

Filtro: Circuito electrónico diseñado para dejar pasar o rechazar cierta característica de frecuencia. Ejemplos de estos filtros lo constituyen los filtros pasa – bajo, pasa – alto, pasa – banda y rechazo de banda.

Filtro anti – aliasing:

Filtro pasa – bajo diseñado para eliminar componentes de alta frecuencia por encima de aproximadamente el 40% de la frecuencia de muestreo y prevenir el fenómeno del aliasing.

Frecuencia: Razón de repetición de un evento periódico que habitualmente se expresa en ciclos/segundo (Hz), ciclos por minuto (c.p.m.) o en múltiplos de la frecuencia fundamental (Orden). Es inversamente proporcional al período.

Frecuencia de deslizamiento: Proporcional a la diferencia entre la velocidad sincrónica y la velocidad de rotación de un motor de inducción.

Frecuencia de engranaje: Frecuencia generada por una transmisión dentada durante su funcionamiento. Se define como el número de dientes de una de las ruedas multiplicado por la frecuencia de rotación de la propia rueda.

Frecuencia de muestreo: Frecuencia a la cual la señal es muestreada con anterioridad al procesamiento digital de ésta. Se expresa en número de muestras por segundo y deberá ser mayor que el doble de la frecuencia de interés más alta de la señal de entrada.

Frecuencia de paso de paletas: Frecuencia igual al producto del número de paletas del rotor por su frecuencia de rotación. Esta frecuencia se presenta típicamente en ventiladores, turbinas de gas o vapor, etc.

Frecuencia de rotación: Velocidad angular de un eje rotatorio expresada habitualmente en ciclos/minuto (c.p.m.).

Frecuencia fundamental: Es la frecuencia más baja que puede generar un evento dinámico. Por ejemplo, la frecuencia fundamental de un rotor = 1 vuelta / tiempo requerido para completar una vuelta).

Frecuencia natural: Propiedad de un sistema masa – resorte que define la frecuencia a la cual éste vibra en ausencia de fuerzas excitadoras.

G's: Unidades de la aceleración producida por la fuerza de gravedad (1 g = 9.8066 metros/segundo/segundo).

Grado de libertad: Término utilizado para describir la complejidad de un sistema. El número de grados de libertad es el número de variables independientes que describen el estado de un sistema vibratorio.

Hertz (Hz): Unidad para expresar la frecuencia (ciclos/segundo).

Impulso de choque: Método patentado muy utilizado para la detección de defectos en cojinetes de rodamiento.

Integración: Proceso basado en el tiempo mediante el cual se convierte la aceleración en velocidad y la velocidad en desplazamiento.

Leakage: Introducción de frecuencias falsas en la señal dinámica muestreada debido a la creación de eventos no periódicos durante el proceso de muestreo. Este efecto puede ser minimizado aplicando las Ventanas de Ponderación.

Medición de parámetros de proceso: Variables tales como, temperatura, presión y flujo empleadas para evaluar la condición interna y la eficiencia de una máquina.

Medición estática: Medición de un parámetro que varía lentamente con el tiempo (DC).

Modulación: Modificación de la amplitud o la frecuencia de una señal portadora debido a la acción de otra señal moduladora. La modulación en amplitud produce una variación de la amplitud con bandas acompañantes alrededor de la frecuencia de la señal portadora, distanciadas entre sí a la frecuencia de la señal moduladora.

Monitoreo continuo: Mediciones tomadas desde un transductor instalado permanentemente en una máquina a intervalos inferiores a 0.1 segundo.

Monitoreo periódico: Almacenamiento de las mediciones tomadas desde un transductor permanente o temporal, a intervalos de tiempo superiores a los exigidos para la protección de la máquina.

Movimiento armónico: Movimiento senoidal que se repite en el tiempo.

Movimiento relativo: Medición de movimiento relativa a una referencia. Los transductores de proximidad permiten la medición del movimiento del rotor relativo a la estructura donde el transductor se encuentra ubicado.

Muestra: Término empleado en la especialidad de procesamiento digital de señales, para describir un valor instantáneo de la entrada dinámica.

Nivel total: Amplitud de la vibración medida dentro de cierto rango de frecuencias. Puede ser expresado como el valor Pico, el valor Pico – Pico y/o el valor RMS.

Orden: Número que es múltiplo de la frecuencia fundamental o de cierta frecuencia de referencia. Un espectro FFT expresado en escala Ordinal, tendrá su eje horizontal expresado en múltiplos de la frecuencia de rotación.

Overlap: Partiendo de la base de que la FFT calcula los espectros en bloques de muestras, el Overlap define la proporción de muestras del bloque previo que serán incluidas en el próximo bloque para “alimentar” la FFT.

Piezoeléctrico: Material que cambia sus propiedades eléctricas ante la acción de una fuerza.

Posición axial: Promedio de las mediciones de la posición de un rotor en la dirección axial relativa a una posición de referencia fija. Tales mediciones se realizan normalmente con transductores de proximidad.

Precarga: Carga estática que actúa sobre un cojinete debido a la acción de la gravedad, el desalineamiento, el torque de engranaje, la presión de un fluido y otros fenómenos similares.

Procesamiento digital de señales (DSP): Procesamiento de señales dinámicas de acuerdo con procedimientos digitales. Típicamente este procesamiento reporta mayor flexibilidad en el tratamiento de las señales dinámicas con respecto a los procedimientos analógicos.

Promediado: Promediado digital de varias mediciones que efectúan los analizadores de señales dinámicas, con el objetivo de incrementar la exactitud estadística y de minimizar las componentes aleatorias a frecuencias asincrónicas.

Promediado sincrónico en el tiempo: Señal dinámica promediada en el dominio del tiempo y referenciada por un triggering sincrónico. El ruido y las componentes asincrónicas se reducen a cero con este tipo de promediado.

Punto de medición: Ubicación en la cual se coloca el transductor de medición ya sea de manera permanente o transitoria.

Rango dinámico: Rango máximo posible para la medición de amplitudes, expresado en decibel.

Rango lineal: Rango de frecuencia dentro del cual la relación entrada / salida se mantiene proporcional dentro de cierto límite tolerable.

Referencia: Valores de Nivel Total o Espectros medidos y conservados como referencias para la detección de futuros cambios en la condición mecánica de la máquina. Se obtienen como resultado de las mediciones realizadas a la máquina mientras ésta exhiba buenas condiciones de operación.

Relación señal – ruido: Razón entre una porción de señal contentiva de información válida y otra porción de la misma señal pero de carácter puramente ruidoso.

Resolución: El menor cambio posible que puede sufrir la entrada para producir cambios detectables en la salida.

Resolución en frecuencia: Diferencia mínima en frecuencia que puede ser observada entre dos componentes espectrales.

Resonancia: Condición en virtud de la cual la frecuencia forzada es similar a la frecuencia natural de un sistema mecánico.

Respuesta: Movimiento u otra salida de un sistema obtenido como resultado de la acción de una excitación.

Respuesta de frecuencias: a. Característica de Amplitud y Fase de la respuesta de un sistema.

RMS: Raíz cuadrada de la media aritmética de un conjunto de valores instantáneos cuadráticos.

Rozadura: Contacto metal – metal entre las partes rotatorias o entre partes rotatorias y partes estáticas.

Ruido: Componente aleatoria que forma parte de una señal y que no aporta información válida.

Ruta: Organización conveniente de la secuencia de ejecución de las mediciones a nivel de planta o máquina.

Sensibilidad: Describe la salida eléctrica de un transductor por unidad de variación de la magnitud mecánica objeto de medición. Por ejemplo, mV/g, mV/mm/s, mV/ μ m.

Sensibilidad transversal: Respuesta de un sensor ante excitaciones aplicadas en una dirección perpendicular a su eje de máxima sensibilidad.

Sensor: Dispositivo que convierte una magnitud física (vibración, temperatura, flujo, etc.) en una señal eléctrica.

Sincrónica: Vibración que tiene lugar a una frecuencia que es múltiplo entero de la frecuencia de rotación.

Sistema lineal: Sistema cuya respuesta es directamente proporcional a la excitación dentro de cierto rango de frecuencias.

Sobrecarga: En términos de medición, esta denominación es empleada para describir una señal eléctrica que excede la capacidad del circuito de entrada de un instrumento de medición.

Subarmónica (subsincrónica): Vibración que tiene lugar a una frecuencia inferior a la frecuencia de rotación de la máquina.

Tendencia: Variable en el tiempo como indicador de cambio.

Transductor: Sistema constituido por sensor, acondicionador de señales y cable de interconexión concebido para convertir una magnitud física en una señal de salida susceptible de ser visualizada, monitoreada y analizada.

Transductor de corrientes de Eddy: Dentro de un sistema para la medición de desplazamiento, es el componente primario o sea, el sensor. Las pérdidas de las corrientes de Eddy en una superficie conductora que se mueve dentro del campo magnético creado por la punta del sensor, hace variar la amplitud de la señal excitadora, de forma proporcional a la variación de la distancia entre la punta del sensor y la superficie de medición.

Transductor de velocidad: Sensor utilizado para medir los cambios del desplazamiento en la unidad de tiempo.

Transductor para referencia de fase: Sensor utilizado para convertir en pulso eléctrico, el paso de una marca de referencia rotatoria.

Transductor sísmico: Transductor que mide el movimiento absoluto de la superficie donde haya sido colocado.

Transformada Rápida de Fourier (FFT): Método de cálculo optimizado mediante el cual se convierte la forma de onda en una serie de componentes discretas caracterizadas por amplitud, frecuencia y fase.

Trigger: Es un evento que normalmente tiene lugar a la frecuencia de rotación y que puede ser usado como referencia de velocidad, de fase o para producir espectros normalizados con el eje.

Velocidad crítica: Velocidad de un sistema rotatorio correspondiente a una frecuencia de resonancia del sistema.

Ventana: Es una función diseñada para concentrar un segmento de muestras en el tiempo en la región central del intervalo durante el cual fue muestreada la señal, reduciendo los niveles de ésta en las regiones extremas del segmento, con la consecuente eliminación de las componentes no periódicas.

Ventana uniforme: Función de ponderación uniforme en el tiempo, empleada para analizar señales de naturaleza transitoria.

Vibración aleatoria: Vibración cuya amplitud instantánea no puede ser definida, como no sea a través de procedimientos estadísticos tales como la función distribución de la probabilidad.

Vibración forzada: Vibración resultante de la acción de fuerzas dinámicas.

Vibración periódica: Movimiento oscilatorio cuyo patrón de amplitudes se repite a intervalos de tiempo constantes.

Vibración transitoria: Cambios en los niveles de vibraciones que pueden tener origen durante la operación normal de una máquina.

Vibración transversal: Vibración que tiene lugar en un plano perpendicular al del eje de rotación.

Zoom: Incremento de la resolución de una sección de un espectro FFT, que se ejecuta con el objetivo de efectuar un análisis más detallado de éste. No es una ampliación gráfica de la escala de frecuencias.

RESUMEN

TITULO:

DOCUMENTO GUÍA PARA EL ESTUDIO DEL EXAMEN DE CERTIFICACIÓN EN VIBRACIONES MECÁNICAS CATEGORÍA II SEGÚN LA NORMA ISO 18436 (CONDITION MONITORING AND DIAGNOSTICS OF MACHINES – REQUIREMENTS FOR TRAINING AND CERTIFICATION OF PERSONNEL). *

AUTORES: MIGUEL ANGEL ARDILA CONTRERAS - JAIRO ANDRÉS FIGUEROA ALFONZO**

PALABRAS CLAVE:

Vibraciones Mecánicas, Simulaciones Procesamiento de Señales, ISO 18436, Programa de Certificación Categoría I y II.

DESCRIPCIÓN:

Actualmente en el ámbito industrial, la introducción de las Tecnologías Predictivas ha permitido incrementar la productividad sin necesidad de incrementar el personal dedicado a la actividad del mantenimiento. Para ello, la industria exige una mayor preparación del equipo encargado de llevar a buen término la aplicación de estas tecnologías, por lo cual se hace evidente la necesidad de asumir la responsabilidad de la capacitación del conocimiento, fundamentalmente en lo relacionado con el diagnóstico del estado técnico de la maquinaria industrial, base estratégica de la tecnología predictiva. Este documento guía plantea una estructura según la cual la persona interesada en desarrollar habilidades y competencias en el manejo de las vibraciones mecánicas como programa de mantenimiento predictivo, le permite abordar temas progresivamente con el nivel de dificultad. El desarrollo de los temas abarca primero un capítulo de introducción a las vibraciones que familiariza al sujeto en cuestión con los conceptos básicos de las vibraciones mecánicas.

El objetivo del documento guía es proveer conocimientos a sus lectores de manera que puedan obtener capacidades como:

- Evaluar la severidad vibratoria de las máquinas rotatorias más comunes utilizando normas internacionales.
- Diagnosticar problemas mecánicos y eléctricos comunes en máquinas rotatorias que presenten síntomas similares, utilizando el análisis espectral y algunas técnicas complementarias.
- Comprender el proceso de adquisición de la señal para hacer diagnósticos precisos y confiables haciendo uso de las simulaciones desarrolladas por los autores.

*Trabajo de Grado

** Facultad de Ingeniería Físico - Mecánicas Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Jabid Eduardo Quiroga Méndez, Ingeniero Mecánico.

ABSTRACT

TITLE:

GUIDANCE DOCUMENT FOR CERTIFICATION EXAM STUDY ON MECHANICAL VIBRATIONS CATEGORY II ACCORDING TO THE ISO 18436 STANDARD (CONDITION MONITORING AND DIAGNOSTICS OF MACHINES - REQUIREMENTS FOR TRAINING AND CERTIFICATION OF PERSONNEL)*

AUTHORS:

MIGUEL ANGEL ARDILA CONTRERAS - JAIRO ANDRÉS FIGUEROA ALFONZO**

KEY WORDS:

Mechanical Vibration, Signal Processing Simulations, ISO 18436, Certification Program for Categories I-II.

DESCRIPTION:

Actually in industries matters, the introduction of Predictive Technologies has helped to increase productivity without increasing the staff dedicated to maintenance activity. For the same reason, industry requires a better team for the successful completion of the application of these technologies; therefore the need to take responsibility for the retraining of knowledge is evident, mostly in relation to the diagnosis of the machine condition, main base of predictive technology. This guidance document presents a structure whereby the person interested in developing skills and competencies in the field of mechanical vibration as a predictive maintenance program, allowing to progressively address issues with an increasing level of difficulty. The development of the topics first covers an introductory chapter about vibrations where the subject in matter familiarizes with the basics of mechanical vibration.

The target of the guidance document is to provide knowledge to their readers so that they can achieve skills as:

- Assess the vibration severity of the most common rotary machines using international standards.
- Diagnose common mechanical and electrical problems in rotating machines that have similar symptoms, using spectral analysis and some complementary techniques.
- Understand the process of signal acquisition to make accurate and reliable diagnostics using simulations developed by the authors.

*Bachelor Thesis

** Faculty of Physical Engineering - Mechanical Engineering Mechanics School. Directed: Jabid Eduardo Quiroga Méndez, Engineer Mechanical.

INTRODUCCIÓN

Las vibraciones mecánicas deben hacer parte de la formación de los ingenieros mecánicos por su gran importancia en la industria como técnica de diagnóstico para el mantenimiento predictivo de máquinas y equipos. En Colombia son pocas las instituciones que manejan este tema y la Universidad Industrial de Santander es una de ellas.

El objetivo principal del curso de vibraciones mecánicas es formar en el estudiante la capacidad para analizar sistemas y elementos mecánicos rotacionales sometidos a vibraciones, así como también diseñar sistemas para su atenuación. El alcanzar el objetivo principal del curso implica que el alumno fortalezca competencias y habilidades, principalmente que le sirvan para desarrollar capacidades que permiten diagnosticar correctamente mediante el análisis por vibración las fallas en los equipos rotativos.

Para facilitar el cumplimiento de la misión de la Escuela de Ingeniería Mecánica y trazar el camino que la lleve a alcanzar las metas planteadas en su visión es que se ha seleccionado un proyecto como este, que brinde material de apoyo para la asignatura de vibraciones mecánicas para que le permita al estudiante desarrollar habilidades y competencias que le sirvan en su vida profesional. Los dos grandes productos de este proyecto son la guía de estudio para el examen de certificación y las simulaciones de los fenómenos vibratorios en su etapa de adquisición. Con estas simulaciones como valor agregado acercamos fronteras entre los conocimientos que carece el ingeniero mecánico para interpretar señales adquiridas mediante métodos ajenos a su perfil profesional que vuelven lento el proceso de aprendizaje.

1 FORMULACION DEL PROBLEMA

1.1 IDENTIFICACION DEL PROBLEMA

Las vibraciones mecánicas deben hacer parte de la formación de los ingenieros mecánicos por su gran importancia en la industria como técnica de diagnóstico para el mantenimiento predictivo de máquinas y equipos. En Colombia son pocas las instituciones que manejan este tema y la Universidad Industrial de Santander es una de ellas.

Las empresas que se distinguen por su calidad en el producto o servicio ofrecido, se caracterizan por exigirle, al profesional encargado del análisis vibratorio de los equipos, un certificado según los lineamientos de la norma ISO 18436 que permita junto con un plan de mantenimiento obtener el máximo rendimiento de todas sus máquinas. Actualmente la Escuela de Ingeniería Mecánica dispone de la asignatura de vibraciones mecánicas, pero esta no abarca la totalidad de los temas requeridos para presentar y certificarse en la categoría I e incluye solo unos pocos temas de la categoría II, lo que ocasiona que los estudiantes de la asignatura que deseen hacerse más competitivos, tengan dificultades en la obtención de un certificado.

También existen diversos cursos para la preparación del examen de certificación ofrecidos por universidades e instituciones dentro y fuera del país, pero sus elevados costos hacen que esta sea una opción de difícil acceso, añadido a esto la información respecto al tema que se encuentra en la red está desorganizada y/o muchas veces protegida. Es por esto que elaborar un manual de estudio que facilite la consecución de una certificación categoría II, hace que las fronteras del conocimiento estén al alcance de un mayor número de personas.

1.2 JUSTIFICACION PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

La medición y análisis de vibraciones es utilizado, en conjunto con otras técnicas, en todo tipo de industrias como técnica de diagnóstico de fallas y evaluación de la integridad de máquinas y estructuras, además cuenta con un altísimo nivel de confiabilidad sí se usan equipos de medición funcionales en un buen estado y calibrados. En el caso de las maquinas rotativas, la ventaja que presenta el análisis vibratorio respecto a otras técnicas como tintas penetrantes, radiografía, ultrasonido, etc., es que la evaluación se realiza con la máquina funcionando, evitando con ello paradas que afecten los procesos y la producción de una empresa.

El objetivo principal del curso de vibraciones mecánicas es formar en el estudiante la capacidad para analizar sistemas y elementos mecánicos rotacionales sometidos a vibraciones, así como también diseñar sistemas para su atenuación. El alcanzar el objetivo principal del curso implica que el alumno fortalezca competencias y habilidades, principalmente que le sirvan para desarrollar capacidades que permiten diagnosticar correctamente mediante el análisis por vibración las fallas en los equipos rotativos, pero aun así el curso no es lo suficientemente extenso para lograr una certificación categoría II.

La incursión en el ámbito laboral para los profesionales recién graduados representa un desafío debido a que ellos no poseen experiencia laboral significativa que les sirva como carta de presentación para aplicar a un empleo en una empresa competitiva, es en esos momentos cuando es preciso no prescindir de buenas referencias personales en la universidad que avalen las competencias adquiridas durante el proceso de formación. No solamente es necesario garantizar que las competencias del perfil profesional de un estudiante de la Universidad Industrial de Santander se adquirieron satisfactoriamente, también es necesario,

en lo posible, disponer de instituciones preferiblemente ajenas a la universidad que certifiquen los conocimientos complementarios que se aprendieron a lo largo de la carrera de manera que el profesional recién graduado sea competitivo y tenga más oportunidades de obtener un empleo en donde se necesite personal calificado.

1.3 OBJETIVO GENERAL

Contribuir a la universidad Industrial de Santander y a la Escuela de Ingeniería Mecánica en el cumplimiento de su misión consistente en formar personas de alta calidad profesional, en la generación y adecuación de conocimientos mediante la elaboración de un documento dirigido a los estudiantes de ingeniería mecánica que desarrolle los temas de la norma ISO 18436, que complemente el proceso de formación académica.

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✓ Elaborar un documento guía de estudio que le facilite al estudiante de Ingeniería mecánica el estudio para la obtención del certificado en vibraciones mecánicas categoría II según la norma ISO 18436 (Condition monitoring and diagnostics of machines – Requirements for training and certification of personnel), mediante la preparación de su respectivo examen que incluye en sus tópicos los siguientes temas:
 - Principios y conceptos básicos de las vibraciones mecánicas.
 - Adquisición de datos.
 - Procesamiento de señales.
 - Monitoreo de la condición o estado de la máquina.
 - Análisis de fallas.
 - Acciones correctivas.
 - Referencia de estándares.

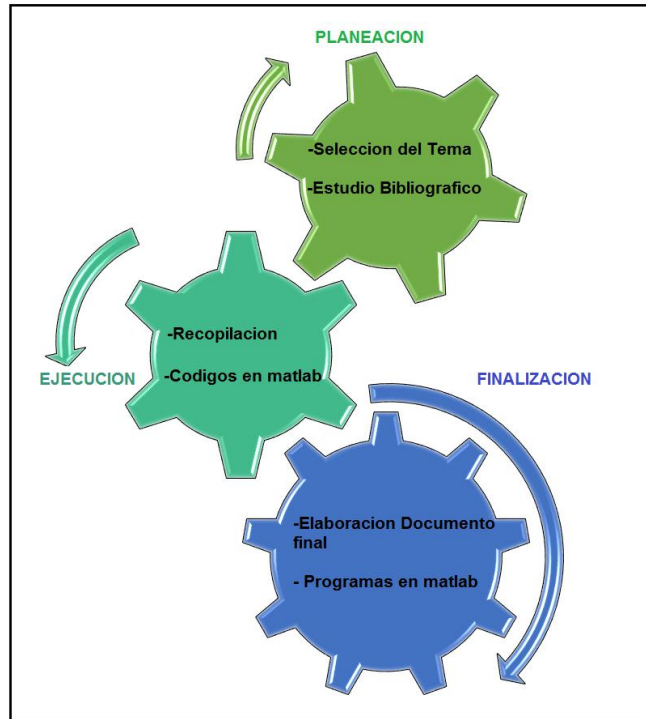
- Presentación de resultados y documentación.
- Determinación de la severidad de las fallas.
- ✓ Realizar una simulación gráfica en ambiente Matlab y/o Simulink que vaya acorde con los temas de preparación en las cuales se estudie de manera práctica los siguientes fenómenos: Niveles de vibración, Frecuencia de muestreo, balanceo dinámico en un plano, balanceo dinámico en dos planos, Frecuencia de Nyquist, Respuesta en frecuencia, Armónicos, Zeropadding, enveloping, Resolución de espectro, FFT, filtros, Ventaneo (Hanning), Promediado, Tiempo de captación, Sobre posición (overlapping), Integración y derivación de una señal en el tiempo, Modulación y demodulación.

2 METODOLOGIA DE INVESTIGACION

2.1 PLANEACION

Con el fin de alcanzar los objetivos planteados el proyecto **Documento guía para el estudio del examen de certificación en vibraciones mecánicas categoría II según la norma ISO 18436-2:2003(E)**, se planteó una metodología secuencial que agrupa las etapas mostradas en la siguiente figura:

Figura 1 Metodología para el desarrollo de la investigación



En esta etapa se establecen las cuantificaciones para el desarrollo de la investigación, El alcance y resultado que se espera obtener depende del grado de formación de los participantes, profundidad del estudio y la orientación del director.

2.1.1 Selección del Tema

La selección del tema es proporcionada por la norma ISO 18432-2:2003(E) (Condition monitoring and diagnostics of machines – Requirements for training and certification of personnel). Los cuales están en la en la tabla A.1 (lista detallada de temas y horas de instrucción de la norma).

2.1.2 Estudio Bibliográfico

Primeramente se identificaron algunos documentos que proporcionaron el cubrimiento de los temas para el estudio de vibración en categoría 1 y 2 según la norma ISO 18432-2.

- ✓ MARIN. Palomino Evelio. Elementos de Medición y Análisis de Vibración en Maquinas Rotativas.2007.CEIM. Habana Cuba

El libro es una herramienta sólida, trata temas de mantenimiento predictivo, enfocándose en las vibraciones de máquinas rotativas. El documento es una guía para el análisis de las vibraciones de máquinas rotativas y medicación. Además expone las causas más comunes de vibración en máquinas rotativas.

- ✓ SCHEFFER. Cornelius, y PARESH Girdhar. Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance First published 2004 Copyright © 2004, IDC Technologies.

Este práctico libro ofrece un análisis detallado de la detección, localización y diagnóstico de fallas en maquinaria rotativa y recíproca mediante el análisis de vibraciones. La adquisición y el procesamiento de señales son revisados en general, se plantea una discusión sobre el diagnóstico de fallas en maquinaria mediante análisis de vibraciones.

- ✓ CRAWFORD, R Arthur y CRAWFORD, Steve. The Simplified Handbook of Vibration Analysis. Vol1, computational Systems, 1992.

El libro explica cómo se puede determinar el estado de una máquina rotativa mediante el análisis de las señales de vibración, empieza con tema sobre los sistemas mecánicos vibratorios en respuesta de estados.

- ✓ DE SILVA, Clarence W. Vibration: Fundamentals and Practice, Second Edition Taylor & Francis, 2006

El libro indica las instrucciones para el análisis, modelado, medición, monitoreo y control en de ingeniería. Se expone la experiencia del autor en un texto fácil de usar, muy práctico que prepara a los estudiantes para problemas reales en una variedad de campos ingenieriles.

- ✓ PIERSOL. G Allan, y PAEZ. L. Tomas. Harris 'Shock and Vibration Handbook.6ed. McGrawHill.2010

Excelente manual para el estudio de las vibraciones, trata temas desde los conceptos básicos de la vibración, dinámica de la vibración, identificación de fallas en componentes mecánicos rotativos, monitoreo de condición muchos más. Este documento es la recopilación de experiencia de muchos analistas de vibraciones.

- ✓ WHITE. Glen. Introducción al Análisis de Vibraciones. Ázima DLI, 2010

El libro es una herramienta práctica en el estudio de las vibraciones mecánicas, lleva al lector en una serie de pasos lógicos para determinar el estado de una máquina, basado en el estudio de las firmas de vibración. El libro trata temas de principios de la teoría de las vibraciones, análisis de las mismas, aplicadas a la

determinación de las características de operación de máquinas rotativas y sus fallas.

2.1.3 Estudios Previos a la Investigación Relacionada al Proyecto

Al realizar una búsqueda por medio de la plataforma de la biblioteca de la Universidad Industrial de Santander- Base de Datos, se encontró que se han realizado los siguientes aportes acerca de los temas que plantea la norma ISO 18432-2.

- ✓ DE LA ROSA ALAMARIO, Uriel y RACEDO NIEBLES, Juan. Software educativo para vibraciones mecánicas. Proyecto de grado para optar el título de ingeniero mecánico, Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander , Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas, Escuela Ingeniería Mecánica, 2001,91H
- ✓ AMOROCHO BOLANO, Francisco y HERRENO ROCHA, Fray. Análisis de vibraciones mecánicas para mantenimiento predictivo (conjunto rotativo experimental). Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander , Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas, Escuela Ingeniería Mecánica, 1996,212H
- ✓ MATEUS VELANDIA, David ARGUELLO OSMA, Leonardo. Diseño y construcción de un prototipo de analizador de vibraciones mecánicas con un sistema embebido dsp tms320c6713 de Texas Instruments. Proyecto de grado para optar el título de ingeniero mecánico, Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas, Escuela Ingeniería Mecánica, 2011.

2.2 EJECUCION

En esta etapa se lleva acabo lo planteado en la planificación, se estructuran y recopilan los temas y subtemas que cubran el contenido que plantea la norma ISO18432-2, además se realizan los códigos en el programa matlab para las simulaciones acorde a temas planteados en el capítulo de procesamiento de la señal.

2.2.1 Proceso de Investigación y Recopilación de Información

Lo primero se realiza es la búsqueda diversos lugares informativos como archivos, bibliotecas, librerías, grupos de investigación, Internet, etc. Es importante tener presente las diversas fuentes que pueden ser útiles en la tarea de recopilar información para la investigación.

El proceso básico llevado por los autores del proyecto de grado es una clasificación del material intelectual seleccionado previamente en un estudio bibliográfico. Un revisión de cada tema en los libros y una clasificación del mismo, posteriormente su redacción acorde al tema investigado.

2.2.2 Temas y Subtemas

En la siguiente tabla se indican los temas del documento para el estudio de examen categoría 1 y 2 que cubren el contenido planteado en la norma ISO 18432-2:2003 (E).

Tabla 1 Temas y subtemas del documento final

TEMAS (capítulos)	SUBTEMA
PRINCIPIOS DE VIBRACIONES MECANICAS	Vibración Mecánica
	Fenómeno Vibratorio en Sistemas Mecánicos
	Clasificación de las Vibraciones
	Unidades de Vibración
	Características de una Vibración
	Dominio de Tiempo y Frecuencia
	Parámetros de una Vibración
	Excitación en Maquinaria
	Respuesta Vibratoria de las Maquinas
ADQUISICION DE DATOS DE VIBRACION	Cadena General para Adquisición de datos de Vibración
	Transductores de Vibración
	Accesorios de Disparo y sensores
	Selección de una Medida
	Selección de un Transductor
	Montaje de un Transductor
	Ubicación de un Transductor y Orientación de Puntos de Medición
	Planificación de Pruebas para Toma de Datos de Vibración
	Base de Datos Carga/Descarga

PROSESAMIENTO DE LA SEÑAL	Análisis de Espectro
	La Transformada Rápida de Fourier (FFT)
	Analizador FFT
	Muestreo Análogo-digital
	Ventanas de Ponderación
	Filtros
	Rango Dinámico
	Promediado
	Resolución y Ancho de Banda
	Tiempo de Adquisición de la Señal
DIAGNOSTICO GENERAL DE FALLOS EN ELEMENTOS Y EQUIPOS	Forma de onda y Espectros en General
	Técnica de Análisis de Frecuencias
	Técnica de Análisis en Maquinaria Rotativa
	Fallas a la Velocidad de Operación
	Chumaceras y cojinetes
	Rodamientos
	Motores Eléctricos y Generadores
	Engranajes y Cajas de engranajes
	Bombas, Ventiladores, Compresores y Turbinas
	Correas de transmisión en poleas

ACCION CORRECTIVA	Balanceo de Maquinaria Rotativa
	Tipos de Desbalanceo
	Fuerza del Desbalance y Planos de Corrección
	Alineación en Maquinas
PRUEBAS EN MAQUINARIA	Planes de Prueba
	Selección del Equipo de Prueba
	Inspección en el Sitio
	Pruebas de Mejora
	Pruebas de Aceptación
	Pruebas de Referencia
	Especificaciones y Estándares
	Presentación de Datos
	Informes
	Prueba de Impacto
ANALISIS DE LA CONDICION DE LAS MAQUINAS	Tipos de monitoreo
	Tipos de niveles de vibración medidos
	Elaboración de un programa de monitoreo
	Evaluación de la condición de una maquina
	Métodos de evaluación del estado de una maquina (severidad)

PROGRAMAS EN MATLAB	Niveles de Vibración
	Armónicos y superposición
	Parámetros de una vibración
	Frecuencia de muestreo
	Resolución del Espectro y Fuga Espectral
	Ventana Hanning
	Zeropadding
	Promediado de una Señal
	Modulación
	La Envolvente
	Tiempo de Adquisición de una señal
	Balanceo un Plano y dos Planos
	Filtros
	Técnica Cepstrum
Respuesta en Frecuencia	

2.3 FINALIZACION

Los Productos finales de la investigación son un documento que contenga el tema para el estudio de examen de vibración categoría 1 y 2 de la norma ISO18432-2:2003(E) y los programas de matlab acorde a temas del documento. El libro está

dividido en nueve capítulos que corresponden a los mencionados en la tabla 2.1, el texto en general se hizo con las normas Icontec (NTC Norma Técnica Colombiana) y para la redacción se utilizó Microsoft Word 2013.

Los programas de matlab tienen una interfaz de usuario de fácil manejo, su objetivo principal es el entendimiento de fenómenos en el procesamiento de la señal y entre otros.

3 PRINCIPIOS DE VIBRACION MECANICA

Una de las tecnologías más aplicables al mantenimiento predictivo es el análisis de vibraciones mecánicas. La razón se encuentra en la posibilidad de determinar una gran cantidad de defectos, en una amplia gama de máquinas con costos relativamente bajos. La vibración es uno de los indicadores más claros del estado de una máquina. Bajos niveles de vibración diagnostican un equipo en buen estado, pero cuando estas magnitudes se incrementan está claro que algo comenzó a cambiar.

3.1 VIBRACIÓN MECÁNICA

Vibración es toda variación en el tiempo, de una magnitud que describe el movimiento o la posición de un sistema mecánico. También se puede describir como el movimiento de vaivén que realiza una máquina o componente mecánico, con respecto a su posición de equilibrio de funcionamiento, debido a una fuerza interna o externa que cambia de dirección o intensidad.

Las vibraciones se asocian por lo general a las fallas en las máquinas debido al desgaste, ruido, mal funcionamiento, daños estructurales de las máquinas. Sin embargo, en la actualidad además de determinar las fallas y la condición del equipo, las vibraciones se han convertido una parte importante en la mayoría de los programas de mantenimiento. La medición de la vibración se complementa con las características de diseño de las máquinas para resolver problemas de esta naturaleza; así como fallas crónicas en máquinas.

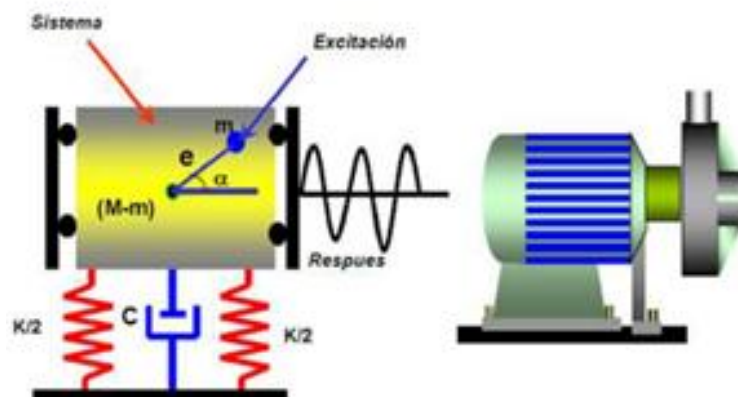
3.2 FENOMENO VIBRATORIO EN SISTEMAS MECANICOS

La vibración de un objeto es causada por una fuerza de excitación. Esta excitación es usualmente regulada por las tolerancias, defectos dentro del sistema, y procedimientos de fabricación e instalación. Más adelante se estudiará la fuerza de excitación que con su dirección determinan la frecuencia y la magnitud de la vibración. Estas fuerzas dependen del estado de la máquina y el conocimiento de sus características e interacciones permite diagnosticar los problemas de las máquinas.

3.2.1 Elementos Del Fenómeno Vibratorio

Es necesario tener plenamente identificados los elementos que involucran el fenómeno vibratorio para poder agrupar todas las variables de forma tal que a la hora de ejecutar una acción correctiva esta disminuya significativamente los niveles de vibración, en la Figura 2 se observan los elementos que involucra el fenómeno vibratorio.

Figura 2 Elementos del fenómeno vibratorio



Fuente. Vibraciones Mecánicas, Alfonso García, 2001

Sistema: Es un conjunto de elementos mecánicos constituidos y dispuestos en forma apropiada para cumplir una función determinada. Por ejemplo una maquina o un mecanismo que transforma o trasmite el movimiento desde las fuerzas que lo generan, al transformar los distintos tipos de energía. Ejemplos de sistema son una bomba, un motor eléctrico, motor de combustión interna entre otros.

Excitación: Es la acción externa que causa la vibración al sistema en consideración. Cuando un cuerpo vibra resulta importante definir la causa de la vibración, es decir, si el cuerpo vibra por su condición natural debido a una perturbación instantánea y ajeno a toda excitación permanente, o bien si se debe a que existen fuerzas perturbadoras que hacen vibrar al sistema.

Se consideran dos tipos de perturbaciones (excitaciones) que se clasifican en:

- a) Tipo instantánea: Es aquella que aparece y desaparece inmediatamente por ejemplo el golpeteo de una palanca.
- b) Tipo permanente: es aquella que está siempre en el movimiento del sistema por ejemplo un rotor desbalanceado cuyo afecto es vibrar por el desbalance de masas.

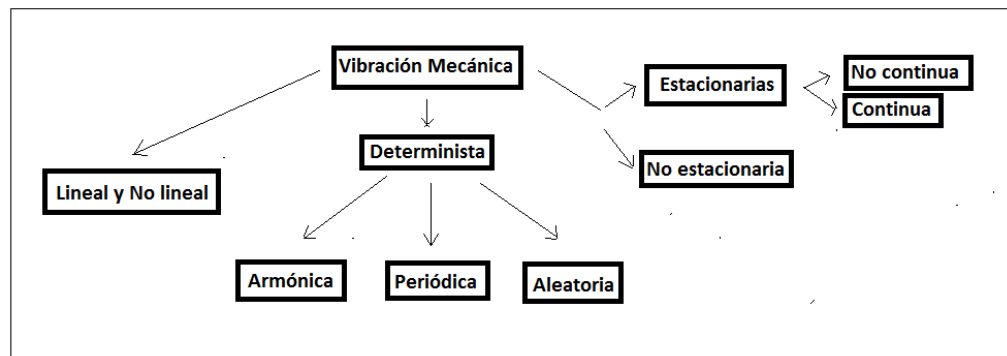
Respuesta: La respuesta depende de la excitación y de las características del sistema, la cual es el movimiento que adquiere el sistema por acción de la excitación y de las fuerzas recuperadoras inherentes al sistema.¹

¹ CASTRO GARCIA, Alfonso. Vibraciones Mecánicas. Bucaramanga: Publicaciones UIS, 2001.P.5

3.3 CLASIFICACION DE LAS VIBRACIONES

Existen diferentes puntos de vista para clasificar las vibraciones mecánicas, la Figura 3 muestra un tipo de clasificación.

Figura 3 Clasificación de las vibraciones mecánicas



Adaptado de AZIMAD, introducción al análisis de vibraciones, 2010

3.3.1 Sistemas Lineal y no Lineal

Para ayudar a entender la transmisión de vibración a través de una máquina es conveniente saber el concepto de linealidad y lo que significa sistemas lineales y no lineales. El término "lineal" se refiere a las características de un sistema que puede tener señales de entrada y de salida. Un sistema es cualquier aparato o estructura que puede aceptar una señal de entrada o estímulo en alguna forma y producir una señal de salida o respuesta. Ejemplos pueden ser estructuras, máquinas en las que las señales de entrada son fuerzas de vibración y las señales de salida son desplazamientos, velocidades y aceleraciones de vibraciones.

Se dice que un sistema es lineal, cuando cumple con los dos criterios siguientes:

- a. Si una entrada X al sistema produce una salida X , entonces una entrada $2X$ producirá una salida $2X$. En otras palabras, la magnitud de la salida del sistema es proporcional a la magnitud de la entrada del sistema.
- b. Si una entrada X produce una salida X , y una entrada Y produce una salida Y , entonces una entrada $X+Y$ producirá $X+Y$. En otras palabras, el sistema maneja dos entradas simultáneas de manera independiente y esas no interactúan en el sistema. Esos criterios implican el hecho que un sistema lineal no producirá frecuencias de salida, que no estén presentes en la entrada.

Observen que no hay nada en estos criterios que diga que la salida del sistema es la misma que la entrada, o que la salida se parece a la entrada. Por ejemplo la entrada podría ser una corriente eléctrica y la salida podría ser una temperatura. En el caso de estructuras mecánicas como máquinas consideraremos la entrada como una fuerza vibratoria y la salida como la vibración medida.

En máquina rotativa. La vibración de una máquina es su respuesta a fuerzas causadas por sus partes moviéndose en la máquina. Si la vibración en varios lugares en la máquina y de estas mediciones se obtiene la magnitud de las fuerzas. Pero a medida que se desgasta las partes de una máquina, y que aumentan los juegos, o si se forman grietas u holguras, la respuesta ya no seguirá siendo lineal. El resultado es que la vibración medida puede ser muy diferente.²

3.3.2 Señal Estacionaria

Las señales estacionarias son constantes en sus parámetros estadísticos sobre tiempo. Si se observa una señal de vibración de este tipo, durante un tiempo se

² WHITE, Glen. Introducción al Análisis de Vibraciones, s1: AZIMA DLI, 2010.p.30

verá casi igual, su nivel general, su amplitud y distribución. Las maquinas rotativas generalmente producen este tipo de señales.

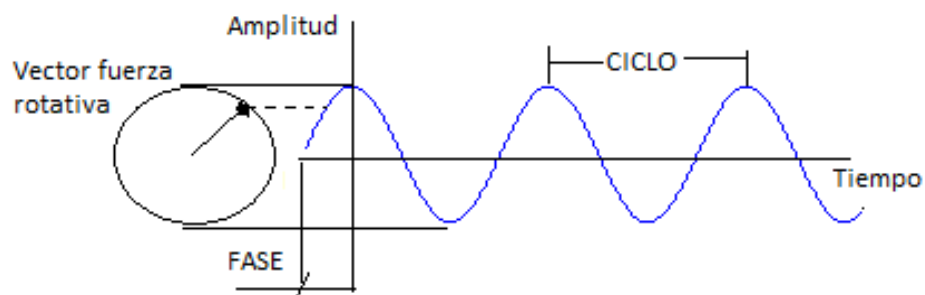
3.3.3 Señal Determinista

Tiene un contenido de frecuencia y de nivel relativamente constante por largos periodos de tiempo. Son generadas por maquinas rotativas, instrumentos musicales y generadores de funciones eléctricas.

3.3.4 Vibración Armónica

Constituye la forma más simple de oscilación caracterizada por una senoide, puede ser generada en sistemas lineales debido a la presencia de algún problema potencial, un desbalance por ejemplo. Este movimiento puede ser estudiado a través de un vector rotatorio con velocidad angular. En la Figura 4, se observa por qué el desbalance.

Figura 4 Vibración Armónica



Fuente: PALOMINO E. Elementos de medición y análisis de vibración en máquinas rotatorias

Para describir el movimiento de vibración armónica se da por la siguiente relación:

$$y(t) = Y \sin(2\pi f t + \theta)$$

$Y \rightarrow$ amplitud

$\theta \rightarrow$ fase de la vibración

$f \rightarrow$ frecuencia de oscilación

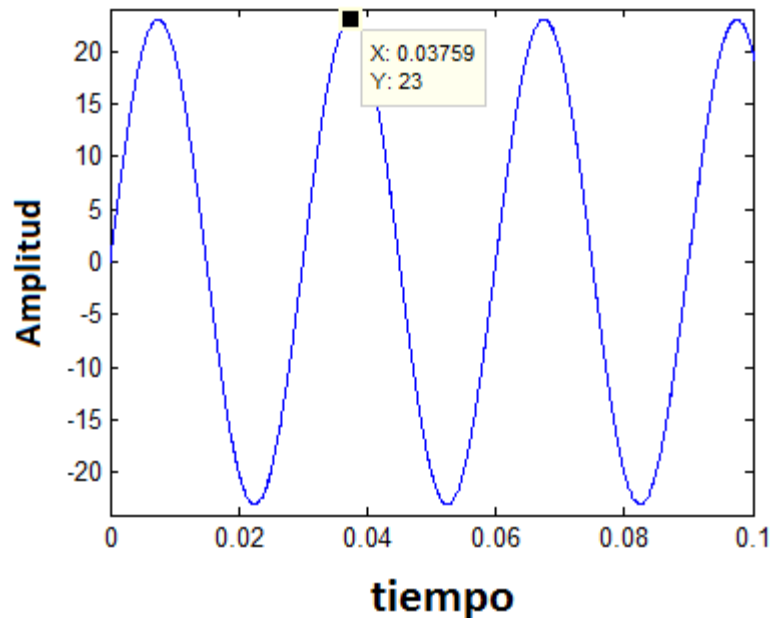
$t \rightarrow$ tiempo

$y(t) =$ vibración en cualquier instante t

En la siguiente figura se muestra una señal armónica descrita por la siguiente ecuación:

$$y(t) = 23 \sin(2 \pi 3.33 t + 0)$$

Figura 5 Forma de onda armónica

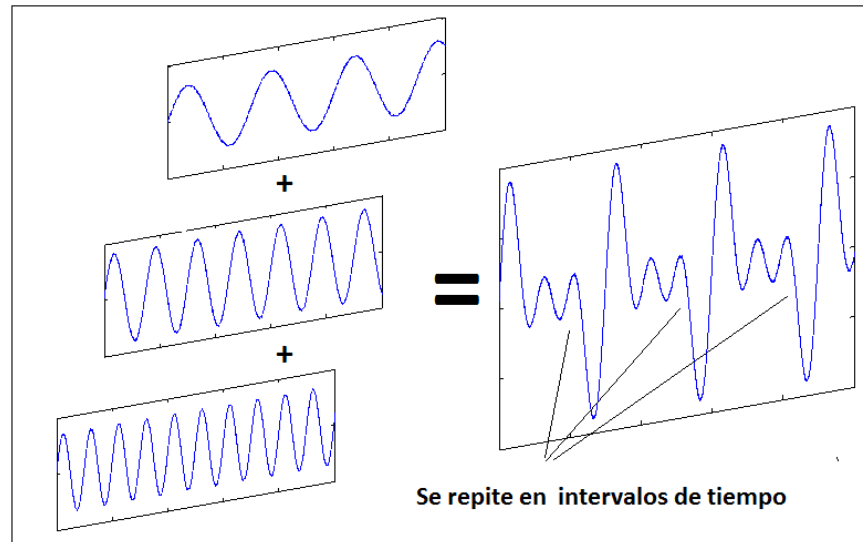


3.3.5 Vibración Periódica

Es un movimiento que se repite en periodos de tiempo iguales esto incluye el movimiento, armónico, pulsos. Por ejemplo, un problema en una maquina la cual produce vibración debida a un golpe una vez por revolución, aunque no es un movimiento armónico si es periódico. En la Figura 6, se observa una vibración

periódica compuesta por tres vibraciones armónicas sumadas para formar una onda compuesta.

Figura 6 Vibración periódica compuesta

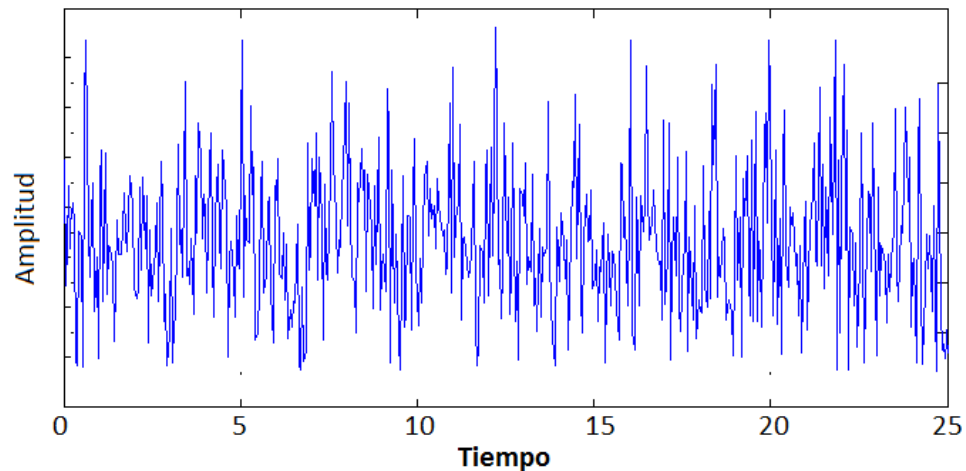


3.3.6 Vibración Aleatoria

Ocurre en forma errática o irregular, tiene contenidos de todas las frecuencias en una determinada banda de frecuencias. Movimiento aleatorio es cualquier movimiento que no es repetible. Por ejemplo el estallido de burbujas debido a un problema de cavitación en una bomba, las gotas de lluvia golpeado el techo.

Las vibraciones aleatorias producirán a su vez un que tendrá "infinitas" vibraciones armónicas, cada una caracterizada por amplitud, frecuencia y fase respectivamente. Este tipo de señal es muy común en la maquinas debido a fallas (desgaste, roces, soldaduras).

Figura 7 Vibracion aleatoria (Dominio del Tiempo)



3.3.7 Señal No Estacionaria

Están señales se dividen en continua y no continua, ejemplos de la vibración continua es la producido por una perforadora manual, el sonido de fuegos artificiales.

Las señales no continuas son aquellas que empiezan y terminan en un nivel cero y duran una cantidad de tiempo finita, pueden ser muy breves o bastante largos. Por ejemplo un golpe de un martillo, la firma de vibración de una maquina arrancando o terminando su función.³

3.4 UNIDADES DE VIBRACION

Las unidades básicas utilizadas en para describir el movimiento y las fuerzas vibratorias son: Libras [lb], kilogramo [kg], pulgada [pulg], milímetro [mm], segundo [s], metro [m]

³ Ibid.,p.35-38

Frecuencia: Es expresada normalmente por ciclos/seg [Hz] o ciclos/min [cpm]

Fase: Es expresada normalmente en grados (una revolución corresponde a 360 grados o 2π radianes).

Velocidad de giro: Es expresada en revoluciones por minuto [rpm] o ciclos por minuto rpm. Cabe resaltar que cuando se habla de velocidad de giro en revoluciones por minuto, también se puede hablar de frecuencia de giro en Hertz (ciclos por segundo).

Según la norma ISO 1000 las unidades empleadas para cuantificar los niveles de vibraciones son las siguientes:

Desplazamiento: se mide en milésimas de pulgadas [mils], mm o en micras.

$$\text{misl} (1000 \text{ misl} = 1\text{pulg}) \text{ o } \text{micras} (1000\text{micras} = 1\text{mm})$$

$$\text{mils} = \text{milesima de pulgada}$$

Velocidad: Se utilizan pulg/seg o mm/seg.

Aceleración: m/s^2 , pulg/ m^2 , G's.

$$386. \frac{1\text{pulg}}{s^2} = 1G's ; \quad 9.81 \frac{m}{s^2} = 9800. \frac{94\text{mm}}{s^2} = 1G's ; \quad 1 \text{ pulg} = 25.4\text{mm}$$

3.5 CARACTERISTICAS DE UNA VIBRACION

Las características de una vibración son las magnitudes mediante las cuales la vibración queda definida o determinada. Las características más importantes son: Frecuencia, Fase, Amplitud.

En la mayoría de los casos, las vibraciones mecánicas se repiten a intervalos de tiempo iguales, es decir, son periódicos.

3.5.1 Periodo (T)

Se puede definir el periodo como el valor del tiempo en la cual se efectúa un ciclo completo. El periodo se mide en segundos o milisegundos dependiendo de qué tan rápido se mueva la onda.

3.5.2 Frecuencia (F)

Es el inverso del periodo se le conoce como la frecuencia de oscilación y representa las veces que se repite el movimiento en un determinado tiempo (en un segundo). También la frecuencia representa el ritmo de la vibración.

$$f = \frac{1}{T} [Hz]$$

En donde el Hertz se define como ciclos/s [Hz] o en ciclos/min [CPM]. Es posible representar la frecuencia en otras unidades, para ello es necesario recordar que.

$$1 \text{ rev} = \frac{1}{T} \text{ radianes}$$

$$1 \text{ minuto} = 60 \text{ segundos}$$

Por lo tanto la frecuencia en rad/s y en rpm están dadas por:

$$w = \frac{2\pi}{T} \left[\frac{rad}{seg} \right] \text{ velocidad angular}$$

$$w = \frac{2\pi}{60} * rpm$$

Por ejemplo se tiene una máquina en la cual registra en la señal de vibración un periodo de tiempo de 48.6223 milisegundos. ¿Calcular la frecuencia Hz, velocidad de operación y velocidad angular?

$$f = \frac{1}{48.6223} = 0.020566 \frac{\text{ciclos}}{\text{milseg}} = 20.566 \frac{\text{ciclos}}{\text{s}} = 20.566 \text{ Hz}$$

$$\text{Velocidad operacion} = 20.566\text{Hz} * 60\text{s} = 1234 \text{ rpm}$$

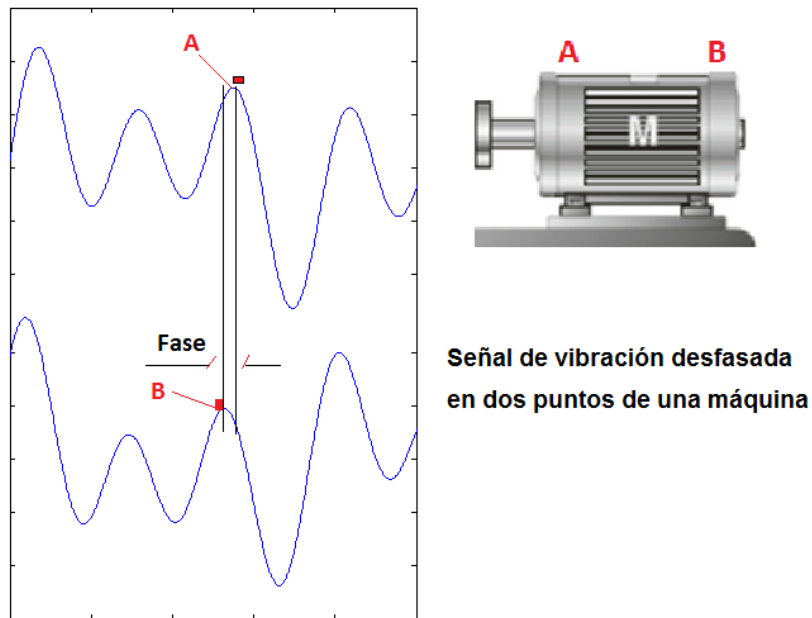
$$w = \frac{2\pi}{60} * 1234 = 129.22 \text{ rad/s}$$

3.5.3 Fase

Fase es una medida de la diferencia de tiempo entre dos señales de vibración a la misma frecuencia. Aunque la fase es una diferencia verdadera de tiempo, siempre se mide en términos de ángulo (grados o radianes). Eso es una normalización del tiempo que requiere un ciclo de la onda sin considerar su verdadero periodo de tiempo.

La diferencia en fase entre dos formas de onda se llama a veces el desplazamiento de fase. Un desplazamiento de fase de 360 grados es un retraso de un ciclo o de un período de la onda. En la figura siguiente se representa el desfase de una señal respecto a otra en dos puntos de medición.

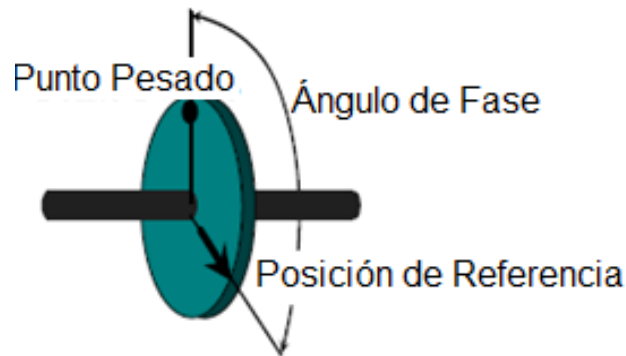
Figura 8 Señales desfasadas en dos puntos de medición de un motor



En la figura anterior se observa que el pico de vibración medido en el punto B ocurre antes que el pico medido en el punto A.

El ángulo de fase se puede medir desde la posición de referencia o bien en la dirección de la rotación, o en dirección opuesta, eso es atraso de fase o avance de fase; y varios fabricantes de máquinas usan diferentes convenciones. En la siguiente figura se observa un rotor con un punto de referencia que está desfasado con un punto pesado que corresponde a un desbalance.

Figura 9 Fase de un rotor



Adaptado de AZIMAD, introducción al análisis de vibraciones, 2010

3.5.4 Amplitud

La amplitud es cuanta cantidad de movimiento puede tener una masa desde una posición neutral. Es la intensidad de la vibración, y es indicativa de la severidad de la misma.

Los niveles o valores de vibración son las diferentes formas en que se puede valorar la intensidad o amplitud de una vibración, en la Tabla 3.1 se observa la relación entre las respectivas amplitudes y en la Figura 9 se pueden apreciar gráficamente sus diferencias. Los niveles de vibración son:

3.5.4.1 Amplitud pico (Pk)

Es la distancia máxima de la onda del punto cero o del punto de equilibrio hasta la cresta. Es útil para indicar niveles de choque de corta duración, pero no considera la historia de la vibración en el tiempo.

3.5.4.2 Amplitud pico-pico (Pk-Pk)

Es la distancia de una cresta negativa hasta una cresta positiva. En el caso de una onda sinodal, 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.

Indica el recorrido o desplazamiento total de la pieza. Es útil cuando el desplazamiento es crítico por los esfuerzos generados o por el espacio disponible.

3.5.4.3 Amplitud Raíz media cuadrática (RMS)

Es el valor de la amplitud que representa la potencia o energía de la vibración, tiene en cuenta la historia de la señal. Esta magnitud es la que se debe tener muy presente porque es la que nos dice que tan peligrosa es la vibración para ocasionar daño. La vibración rms se determina por la siguiente relación:

$$A_{rms} = \sqrt{(v_1^2 + v_2^2 + v_3^2 + v_4^2 \dots v_n^2)/n}$$

v_i son los valores de las amplitudes de cada uno de las componentes armónicas de la vibración

3.5.4.4 Amplitud media (Rectificado)

Esta amplitud permite apreciar la historia de la vibración en el tiempo, pero es de poco interés práctico porque no está relacionado directamente con alguna magnitud física. En la siguiente tabla se observa la relación entre los niveles de la vibración armónica.

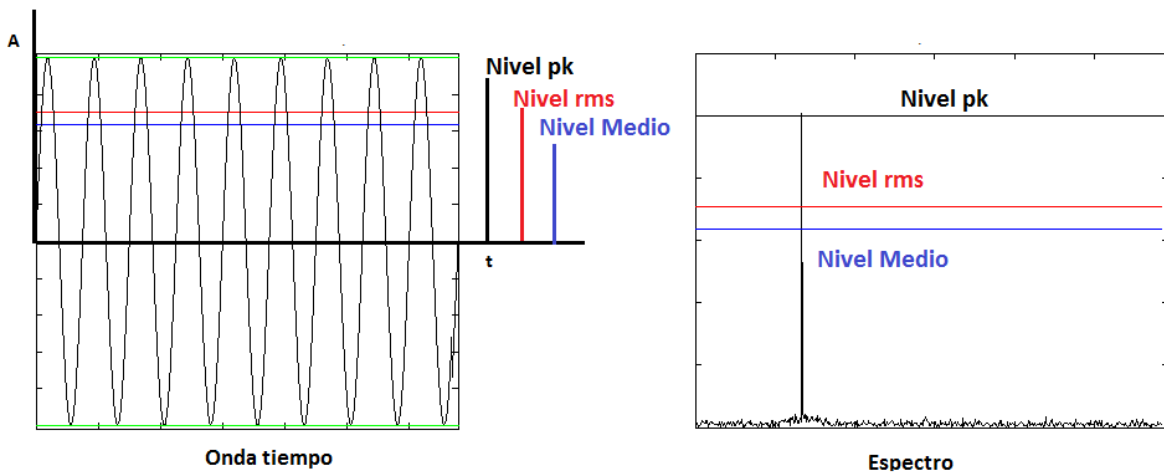
Tabla 2 Conversiones entre los niveles de la vibración

OBTENGA	Multiplicar el valor por			
	A_{pk-pk}	A_{pk}	A_{RMS}	A_{MEDIA}
A_{pk-pk}	1.000	2.000	2.828	3.142
A_{pk}	0.500	1.000	1.414	1.571
A_{RMS}	0.354	0.707	1.000	1.111
A_{MEDIA}	0.318	0.637	0.900	1.000

Fuente: GARCIA, Alfonso. Vibraciones mecánicas, 2001

En la siguiente figura se puede observar los diferentes niveles de vibración en la onda de tiempo y en el espectro.

Figura 10 Niveles de vibración



- Por ejemplo, se tiene una magnitud registrada de 1.42 mm (pk) y se desea obtener en pulg (rms).

$$A_{rms} = 142mm * 0.707 * \left(\frac{1pulg}{25.4mm} \right) = 3.953pulg$$

- Se tiene una magnitud de 3 mm (pk-pk), se desea obtener el valor pico y el valor medio.

$$A = 3mm(pk - pk) * 0.5 = 1.5mm(pk)$$

$$A = 3mm(pk - pk) * 0.318 = 0.954mm (Media)$$

En la figura siguiente se observa la forma de una onda armónica representada por la ecuación $y(t) = Y\sin(2\pi ft + \theta)$, las características son: amplitud 17 micras (pk), velocidad de la maquina 675 rpm, fase de 78 grados.

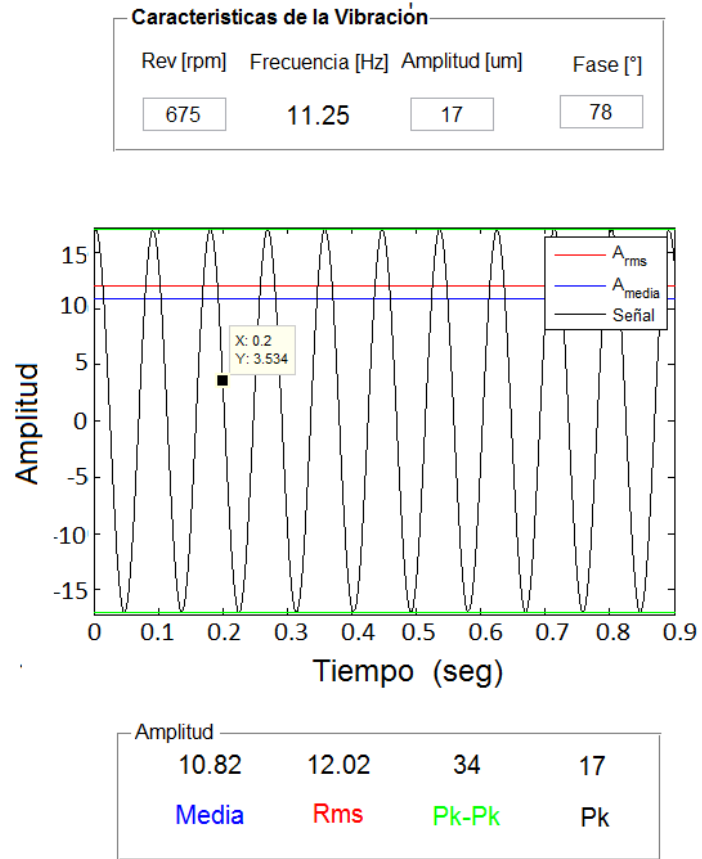
¿Calcular la amplitud de la vibración para un tiempo de 0.2 segundos, Además se desea obtener los datos de la señal en mm (rms) y escribir la ecuación en dichas unidades?

Ecuación que describe el movimiento:

$$y(t) = 17 \sin \left(2 \pi \frac{675}{60} t + \frac{78\pi}{180} \right) [um]$$

$$y_{(0.2)} = \mathbf{3.534 \text{ um}}$$

Figura 11 Forma de onda armónica con frecuencia de 11.5 Hz



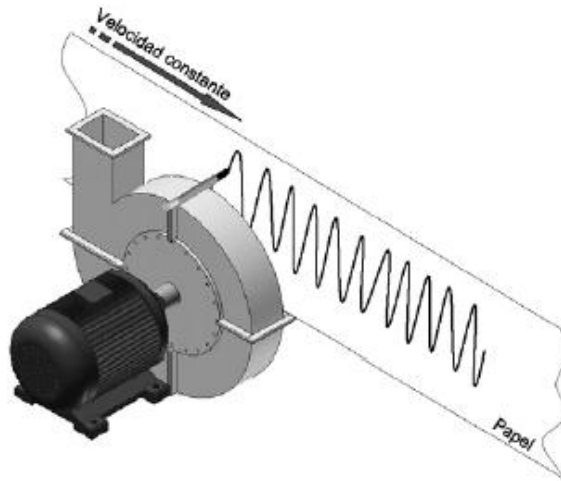
$$A_{rms} = 17\mu\text{m} * 0.707 = 12.02 \mu\text{m} \left(\frac{1\text{mm}}{1000\mu\text{m}} \right) = \mathbf{0.01202\text{mm} (rms)}$$

3.6 DOMINIO DE TIEMPO Y FRECUENCIA

3.6.1 El domino del tiempo

Refleja la señal de vibración física de la máquina particularmente si se visualiza en un osciloscopio analógico. En la Figura 12, se muestra la vibración en el dominio tiempo de una máquina.

Figura 12 Señal de tiempo de una maquina (soplador)



Fuente. PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibración en máquinas rotatorias

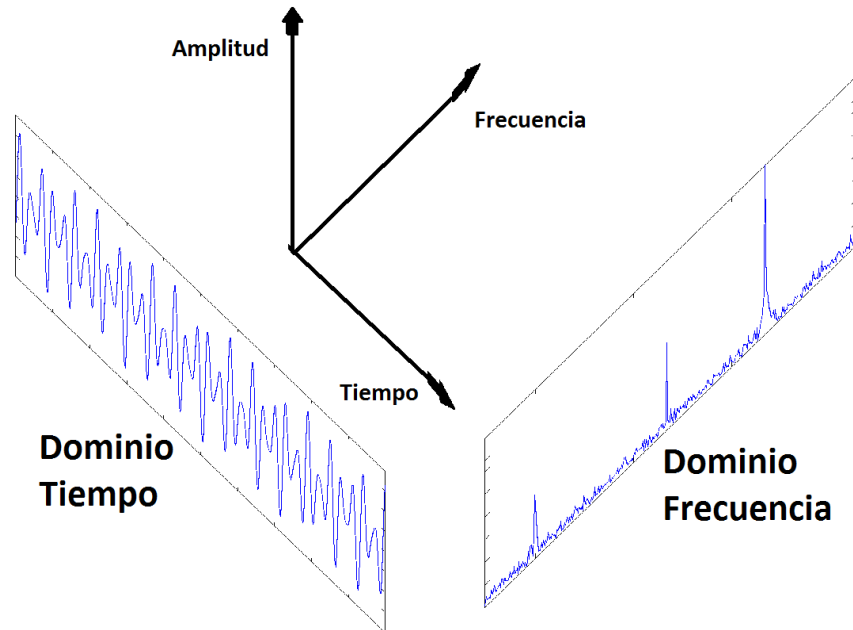
El dominio de tiempo es útil para identificar eventos únicos de una máquina y en el régimen en el cual se repiten. La forma de onda es el gráfico de la amplitud versus tiempo, esto refleja el comportamiento físico de la máquina o de la falla en el caso particular de la señal vibratoria.

3.6.2 El dominio de frecuencia

Se conoce como dominio de frecuencias o espectro a la imagen de las magnitudes de vibración versus frecuencia, generada por un analizador FFT (Fast Fourier Transform). El dominio de la frecuencia sirve para identificar todas las excitaciones presentes en la máquina.

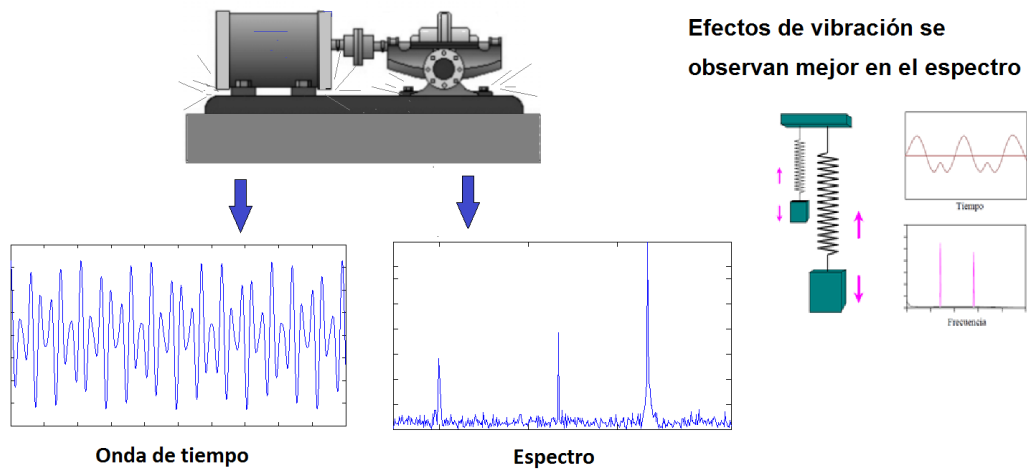
En la Figura 13 se observa que sin importar que se tenga una onda compuesta, la Transformada rápida de Fourier (FFT) nos permite obtener sus componentes lo que permite un análisis más práctico.

Figura 13 Dominio de tiempo y frecuencia



En la siguiente figura la señal de una máquina, se observa el espectro el cual nos muestra componentes indicando efectos únicos. También es más fácil identificar los eventos individuales en el espectro que en la onda temporal. Se puede concluir que los efectos individuales (de las diversas fallas) se identifican más fácilmente en el dominio de la frecuencia.

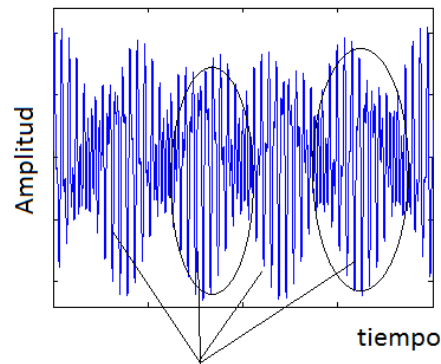
Figura 14 Señal de vibración de una máquina



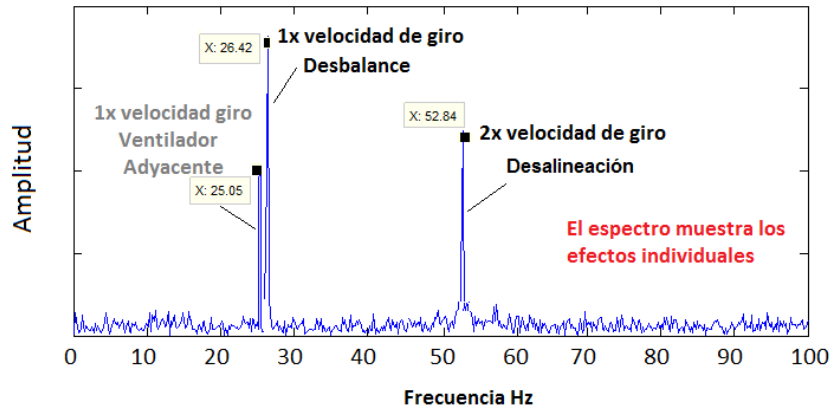
Adaptado de: AZIMAD, introducción al análisis de vibraciones

Por ejemplo, se encuentran dos máquinas juntas girando a 1500 rpm y 1580 rpm, se toma la señal de vibración de una, en la cual se presentan dos fallas, un desbalance (componente en frecuencia una vez por revolución) y un desalineación (componente a dos veces la velocidad de la máquina), en la señal también aparece algo de vibración transmitida por la otra. En la Figura 15 el espectro muestra los efectos característicos de cada una.

Figura 15 Componentes en el espectro de máquinas a 1500[rpm] y 1580[rpm]



Onda de tiempo indica el periodo de repetición los efectos



3.7 PARAMETROS DE UNA VIBRACION

Las vibraciones pueden ser observadas en el dominio del **tiempo** o el dominio de la **frecuencia**. Al efectuar la medición del nivel de vibraciones es necesario definir qué magnitud física se desea cuantificar para describir la vibración, puede ser empleado el DESPLAZAMIENTO, VELOCIDAD y ACELERACIÓN.

La norma ISO 2041 introduce las siguientes definiciones en relación con magnitudes:

3.7.1 Desplazamiento

Es una cantidad vectorial que describe el cambio de posición de un cuerpo o partícula con respecto a un sistema de referencia.

$$D_{(t)} = A * [\sin(2\pi ft + \theta)]$$

$D_{(t)}$ → Amplitud del desplazamiento en cualquier instante t

f → frecuencia de la vibración

θ → fase de la vibración

A → Amplitud de la vibración

En la práctica es la medida dominante a bajas frecuencias (inferiores a 1200 CPM) y está relacionada con los esfuerzos de flexión de sus elementos, también es utilizado para determinar el movimiento relativo entre el eje y el cojinete o entre el eje y la carcasa de la máquina, en este caso es usado a la frecuencia de operación y órdenes (múltiplos de la velocidad e operación 1, 2,3...n).

3.7.2 Velocidad

Es un vector que especifica la derivada del desplazamiento en el tiempo.

$$V_{(t)} = (2\pi f A) \left[\sin \left(2\pi f t + \left(\theta + \frac{\pi}{2} \right) \right) \right]$$

$V_{(t)}$ → Amplitud de la velocidad en cualquier instante t

Es la rapidez del cambio del desplazamiento y está relacionada con la fatiga del material, la velocidad se utiliza para evaluar la severidad de las vibraciones en las máquinas, en el rango de velocidades 60 CPM (10 Hz) hasta 60000 CPM (1000 Hz).

3.7.3 Aceleración

Es un vector que especifica la derivada de la velocidad en el tiempo.

$$a_{(t)} = (2\pi fA)^2[\sin(2\pi ft + (\theta + \pi))]$$

$a_{(t)}$ → Amplitud de la aceleración en cualquier instante t

Esta es la medida dominante a altas frecuencias 1000 Hz (60000 CPM) y está relacionada a las fuerzas presentes en los componentes de la máquina, tales como los engranajes y los rodamientos.

En la siguiente figura se observa la relación de señales de Desplazamiento, Velocidad, Aceleración.⁴

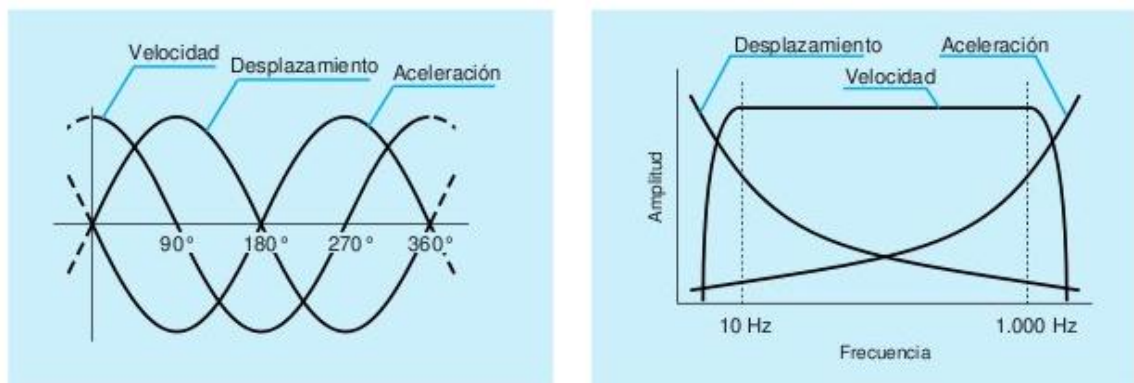
Figura 16 Relación entre desplazamiento, velocidad, y aceleración en un movimiento armónico.



⁴ PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias, s1: Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento, CEIM-CUJAE, 2007. ISB 959-261-043-6. ISBN 959-261-043-6.p.32-33

A continuación en la figura siguiente se observa el desfase y la variación de magnitud de las señales respecto a la frecuencia. El desplazamiento es inversamente proporcional a la frecuencia, la velocidad permanece relativamente constante, mientras que la aceleración es proporcional a la frecuencia.

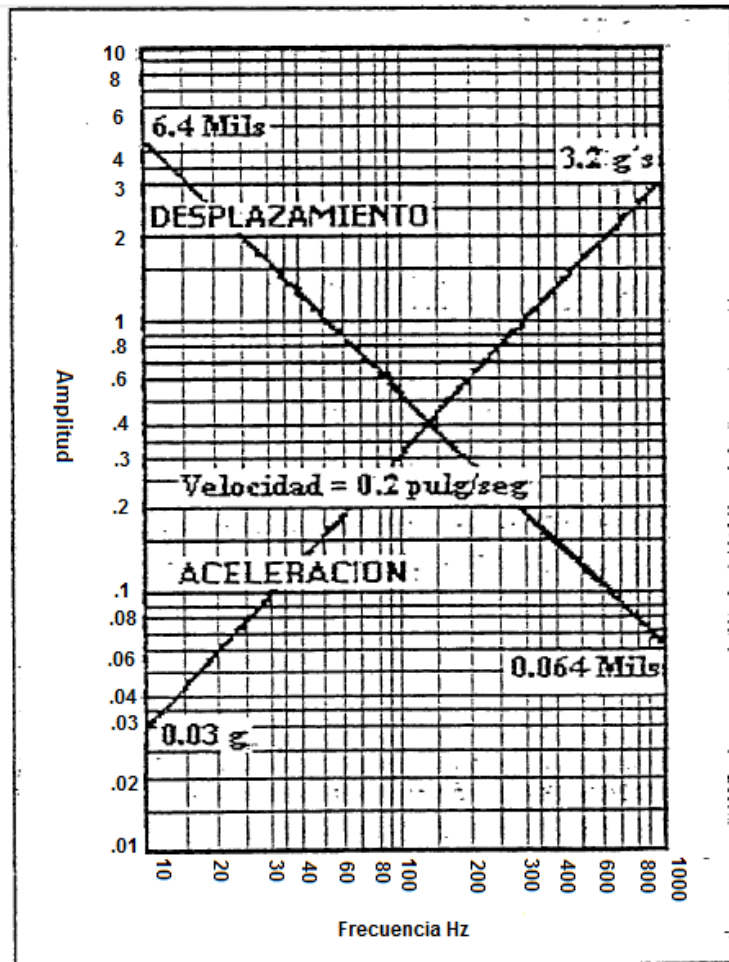
Figura 17 Gráfica de la magnitud de los parámetros de vibración a diferentes frecuencias



Fuente: SIN AIS Ingeniería de mantenimiento. Curso de Vibraciones, en-línea

La siguiente figura es un gráfico en el cual se tiene una velocidad constante 0.2 pulg/seg, se aprecia que la aceleración para 1000 Hz es 3.2 g's y para 10 Hz es 0.03 g's.

Figura 18 Grafica de Desplazamiento y Aceleración, para una Velocidad constante de 0.2 pulg/seg



Fuente: ESHLEMAN, Ronald, vibraciones básicas en maquinas

En la figura anterior se muestra la dificultad de medir desplazamientos a altas frecuencias porque son magnitudes muy pequeñas que se confunden con el ruido de la señal, y también muestra lo difícil que es medir la aceleración a bajas frecuencias porque las fuerzas de las señales son muy pequeñas.

De igual forma, estas magnitudes están relacionadas entre sí en términos de la amplitud, es decir, para ondas armónicas sus amplitudes se relacionan a través de la frecuencia de la propia onda, según:

$$D = D$$

$$V = (2\pi f)D = \omega D$$

$$A = (2\pi f)^2 D = \omega^2 D$$

Por ejemplo convertir 2mils (milesima de pulgada) (pk-pk) de desplazamiento a velocidad pulg/seg (pk), cuando se registra una velocidad de 1775 rpm.

$$f = \frac{1775rpm}{60s} = 29.5833 \text{ Hz}$$

$$A = 2 \text{ mils (pk - pk)} * 0.5 = 1 \text{ mils (pk)}$$

$$D = 1 \text{ mm (pk)} * \left(\frac{1 \text{ pulg}}{1000 \text{ mils}} \right) = 0.001 \text{ pulg (pk)}$$

$$V = 2\pi f D = 2\pi * 29.588 * 0.001 = \mathbf{0.18590} \frac{\text{pulg}}{\text{s}} (\text{pk})$$

Se registra la señal de vibracion de una maquina con velocidad de operación a 130,000 cpm, la magnitud es 0.32 pulg/seg (rms) de velocidad se quiere convertir a aceleracion g's (pico).

$$A = 0.32 \frac{\text{pulg}}{\text{seg}} (\text{rms}) * 1.414 = 0.45248 \frac{\text{pulg}}{\text{seg}} (\text{pk})$$

$$A = (2\pi f)V = \left(2\pi * \frac{130,000}{60}\right) * 0.45248 = 6159.867 \frac{pulg}{seg^2}$$

$$6159.867 \frac{pulg}{seg^2} * \left(\frac{1g}{386.2 \left(\frac{pulg}{s^2}\right)}\right) = 15.949g's$$

El Anexo A. es la Figura A.1 de la norma ISO 10816-1, corresponde a una grafica para la relacion entre parametros de vibracion, Aceleracion (m/s² en nivel rms), Velocidad (mm/s en nivel rms) y Desplazamiento (um en nivel pc-pc).

Acontinuacion, se muestra la variacion de magnitud para la D y A en funcion de la frecuencia (para 1800rpm, 8000rpm, 13000rpm, y 23000rpm) manteniendo la velocidad constante a 20 mm/seg.

- Para 1800 rpm con magnitud de 20 mm/s constante:

Se calcula la magnitud con la tabla intersectando la magnitud de la frecuencia con la frecuencia correspondiente. Estando en ese punto se trazan lineas paralelas en la direccion de la velocidad y aceleracion y se obtiene los valores aproximando de los parametros. El desplazamiento aumenta en diagonal izquierda en sentido donde la frecuencia disminuye y la celeracion aumenta en diagonal derecha en direccion de aumento de la frecuencia.

En la Figura 19 Se aprecian los parámetros para las magnitudes de 1800 [rpm], notese el parámetro dominante (desplazamiento).

Figura 19 Diagrama de relaciones entre parámetros, magnitudes para 1800 rpm

Tabla de la norma ISO que relaciona los parámetros

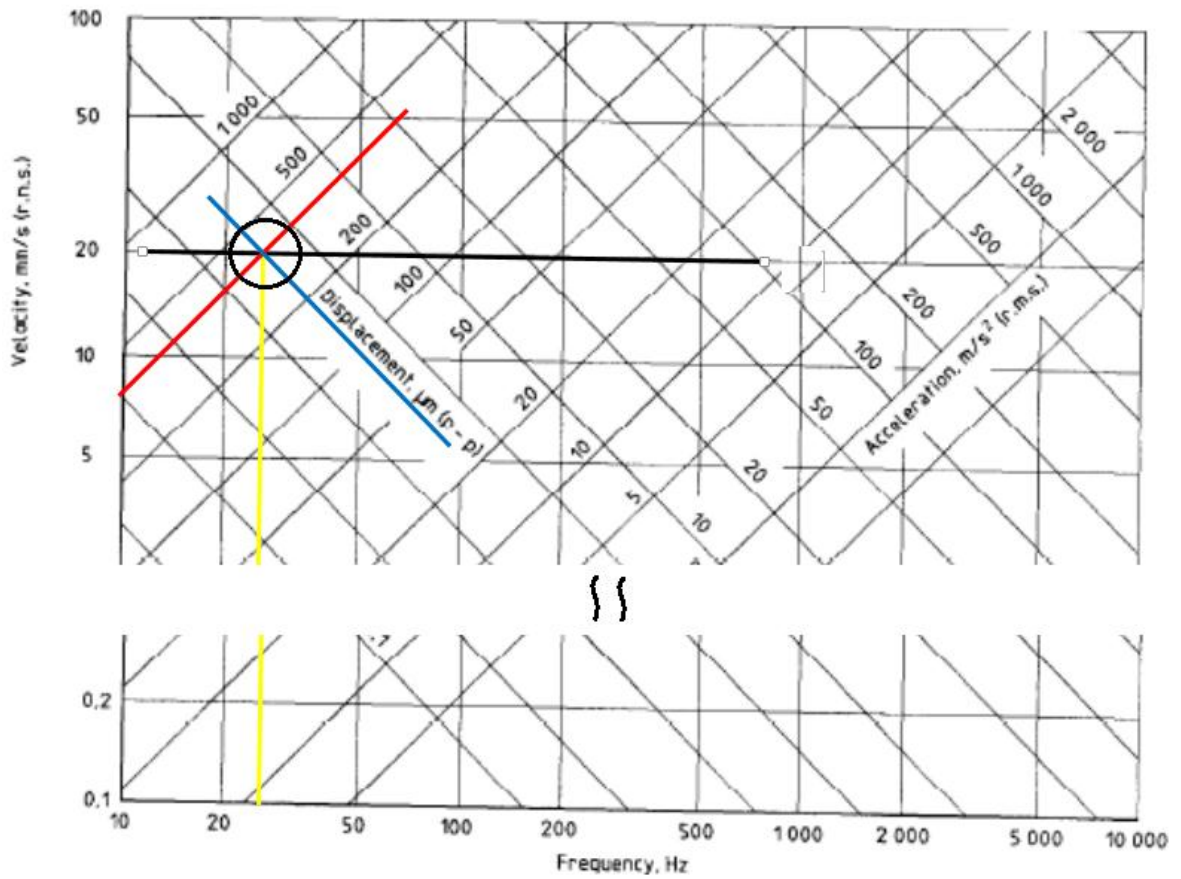
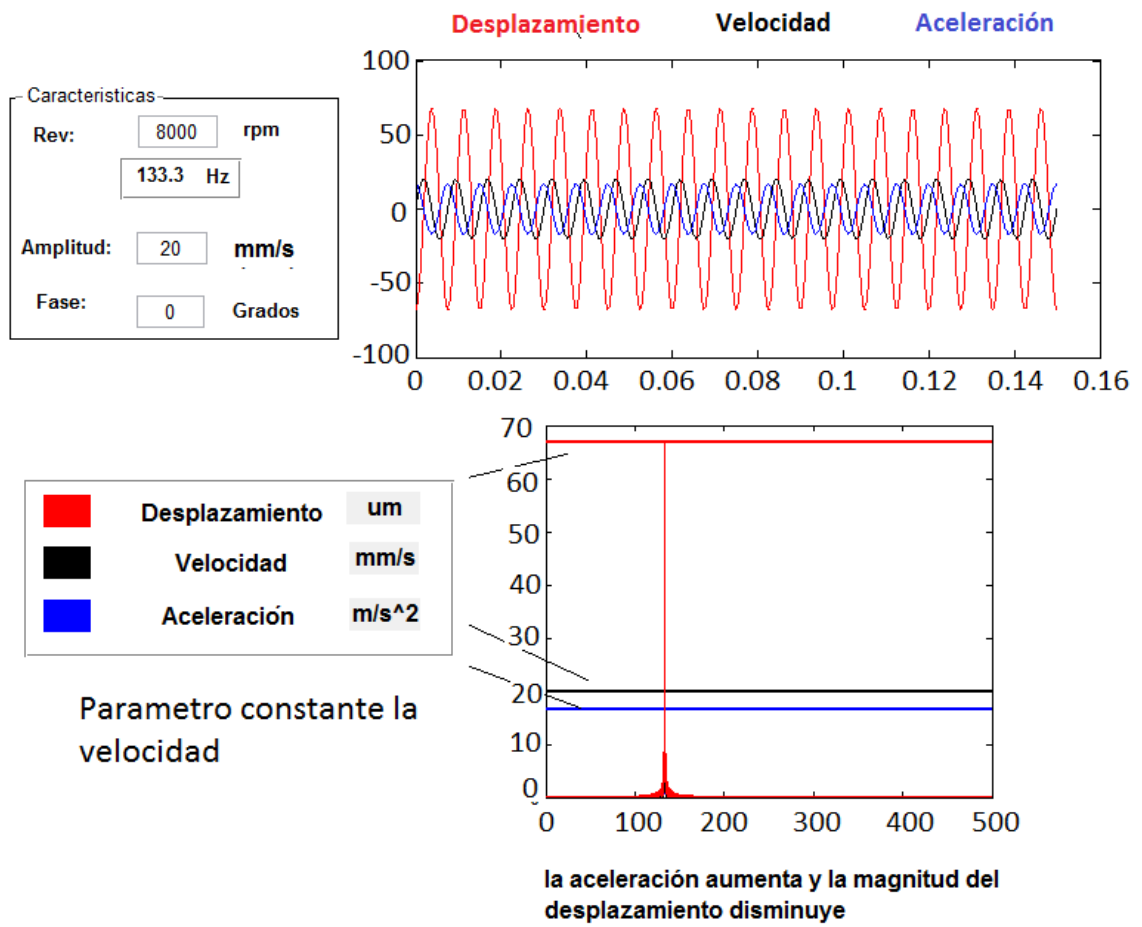


Figura 20 Relaciones entre parámetros de vibración



- Para 23000 rpm con magnitud de 20 mm/s constante:

Figura 21 Diagrama de relaciones entre parámetros, magnitudes para 384 rpm

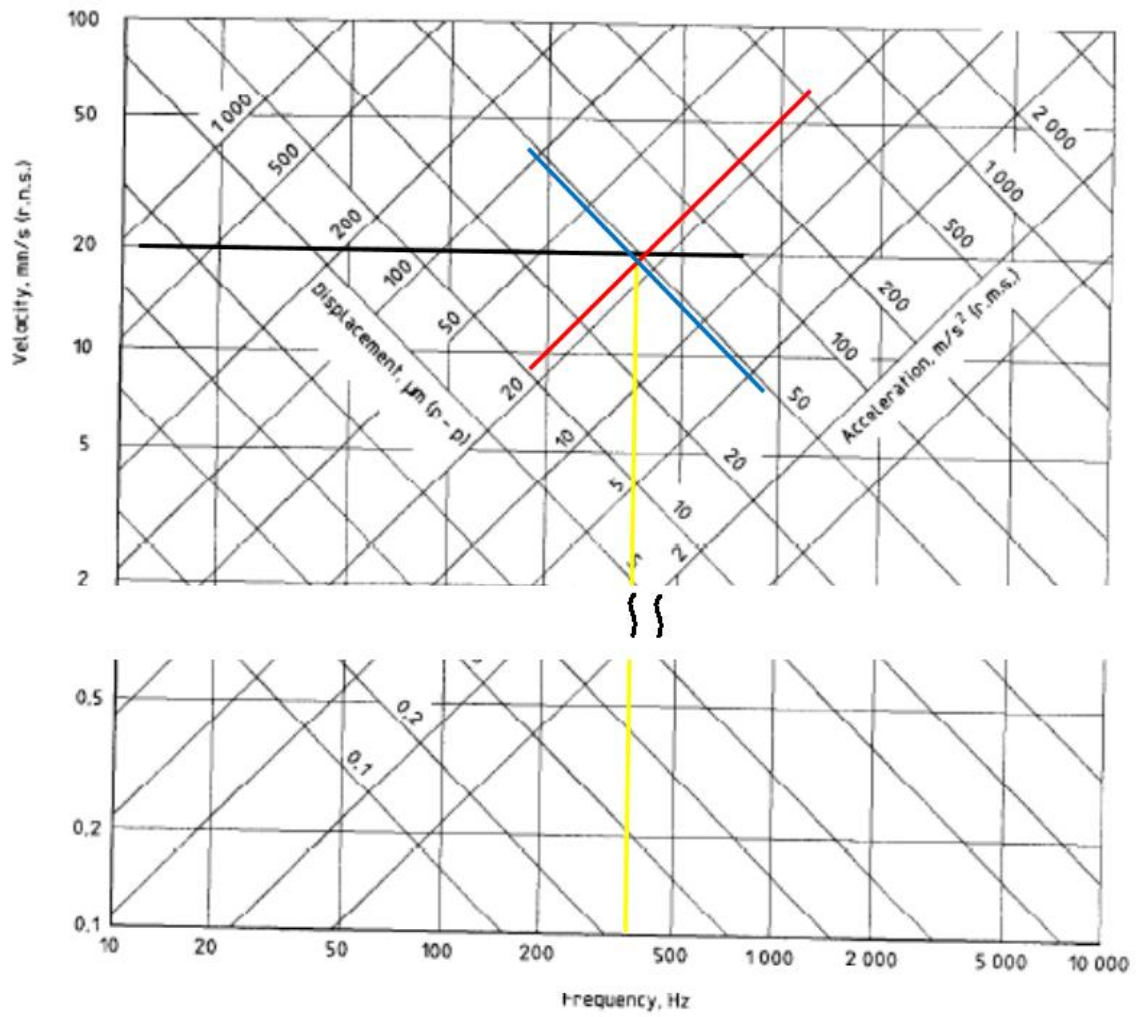
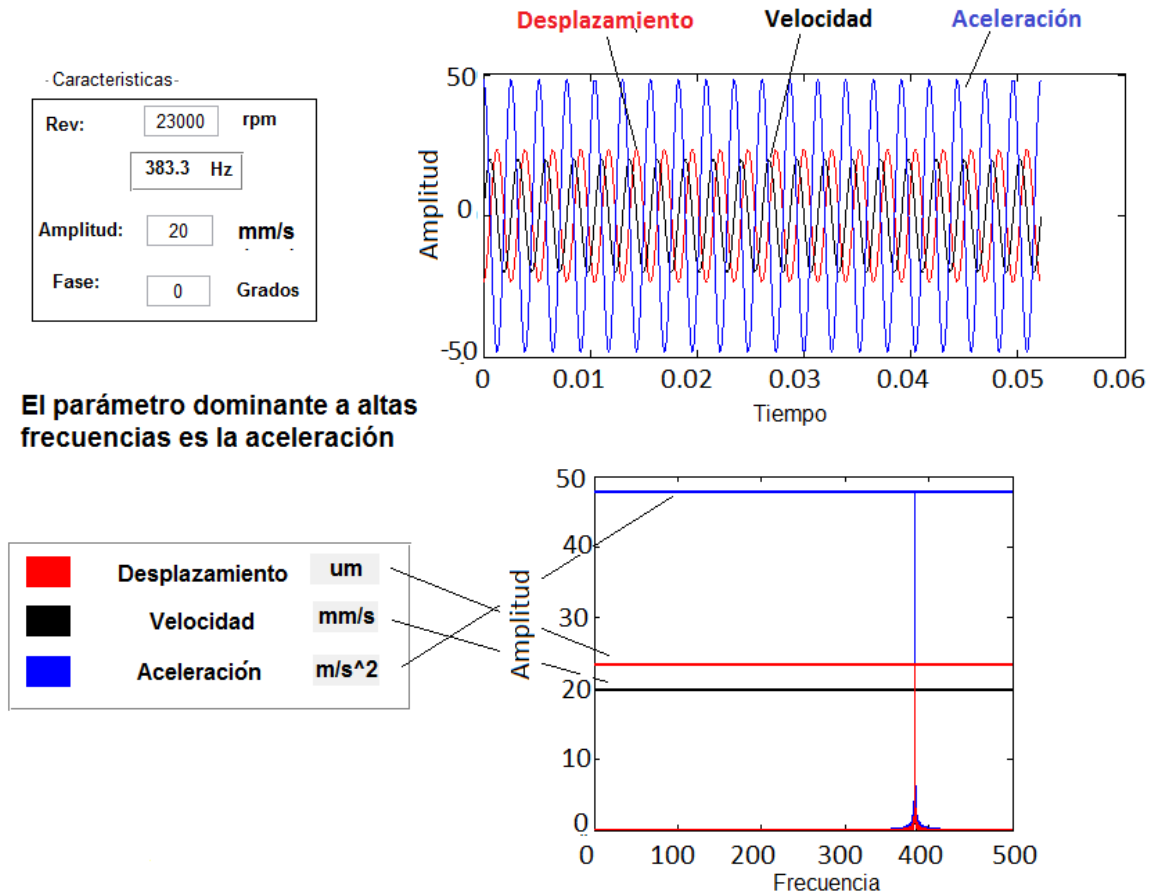


Figura 22 Relaciones entre parámetros, magnitudes para 23000 rpm



En la figura siguiente se muestra la variación de los parámetros mencionados se observa el crecimiento de la magnitud de la aceleración, decrecimiento de la magnitud del Desplazamiento, y la amplitud de la velocidad constante en función de la frecuencia

En la siguiente tabla se muestra la medición de la vibración y la relación entre parámetros.

Tabla 3 Parámetros de vibración

Medición	Rango Frecuencias	Unidades	Parámetro físico	Aplicación
DESPLAZAMIENTO	0 - 20 Hz	um, mils	Esfuerzo y Movimiento	Movimiento de la máquina o estructural
VELOCIDAD	10 -1000 Hz	mm/s, pulg/s	Energía y Fatiga	Condición general de la máquina
ACELERACION	>1000 Hz	g's, m/s ²	Fuerza	Condición general de la máquina y

Fuente: ESHLEMAN, Ronald, análisis de vibraciones

3.8 EXCITACIÓN EN MAQUINARIA

El propósito del análisis de vibración es identificar los efectos y evaluar la condición de la máquina, las frecuencias son utilizadas para relacionar las fallas mecánicas con las fuerzas que causan la vibración.⁵

Para realizar un buen análisis es importante identificar las frecuencias de los componentes de las máquinas antes de ejecutar el análisis de vibración. Las

⁵ ESHLEMAN, Ronald L. Vibraciones Básicas de Máquinas. Vibration Institute . Claredon Hill. 1999.p.1.14

fuerzas manifestadas son a menudo el resultado de defectos (desalineación, soltura mecánica, desbalance, componentes desgastados o rotos), en otros casos debido al diseño del equipo o problemas de la instalación.

En la Tabla 3.3 se muestra una lista de frecuencias de fuerzas comúnmente asociadas con las máquinas. La fuente de vibración siempre estará relacionada de alguna manera a la velocidad de operación (Velocidad de su eje), por lo tanto es importante identificar la velocidad de operación antes de proceder con el análisis de las vibraciones. Para representar la velocidad de operación se indica 1X, quiere decir la componente de la velocidad. Por ejemplo 2x quiere decir que es dos veces la velocidad e operación.

Tabla 4 Algunas frecuencias de fuerzas excitadas asociadas a componentes y fallas en máquinas.

FUENTE	FRECUENCIA (MULTIPLoS DE RPM)
Debido a falla inducida	
Desbalance de masas	1x
Desalineación	1x,2x y algunas más elevadas
Eje flexionado	1x
Soltura y desgaste mecánico	1x y Armónicas
Distorsión de la carcasa y de la cimentación (térmico y mecánico)	1x, algunas más elevadas
Problema de acoplamiento	1x, y 2x
Debido al diseño	

Ejes y soportes asimétricos	2x
Engranajes (n =# dientes)	nx
Acoplamientos (m= #mordazas)	mx
Cojinetes de fricción, con película de aceite	0.5x,1x
Alabes (k=#alabes)	kX
Mecanismo biela manivela	Múltiplo de la velocidad, dependiendo de la forma del diseño
Polos y ranuras de motores	Múltiplos de los polos
Soporte no lineales	Sub-armónicas y armónicas

Fuente: ESHLEMAN, Ronald, vibraciones básicas en máquinas, 2001.p 13

3.9 RESPUESTA VIBRATORIA DE LAS MAQUINAS

Una máquina rotativa típica está compuesta de varios componentes estructurales; rotor, discos, soportes de rodamientos, pedestales, cimentación y carcasa. Estos componentes flexibles y macizos absorben y disipan energía cuando están sometidos a alteraciones internas y producen un patrón único de movimiento llamado respuesta. La respuesta está relacionada con el diseño de la máquina y es una indicación de las deflexiones y esfuerzos que el sistema está siendo sometido. La respuesta vibratoria de una máquina sirve para localizar las fallas y para evaluar daños y desgaste.

3.9.1 Frecuencia natural

Las frecuencias naturales son aquellas a las cuáles la máquina vibrará cuando es sometida a un impacto. Una máquina, sus tuberías y su cimentación tienen un número natural de frecuencias características que dependen del diseño del sistema. Estas frecuencias naturales son interactivas, por lo tanto; las frecuencias naturales de los componentes de las máquinas no son independientes una de la otra y tampoco son múltiplos. Las frecuencias naturales son determinadas por el diseño de la maquina o de los componentes, son propiedades del sistema y dependen de la distribución de la masa y la rigidez. Cada sistema tiene varias frecuencias naturales y no son múltiplos de la primera frecuencia natural (excepto casos raros de componentes simples). Las frecuencias naturales no son importantes en el diagnóstico de fallas de la maquina a menos que exista una fuerza de excitación cuya frecuencia está cerca a la frecuencia natural, si es igual entonces se produce un fenómeno llamado resonancia y el nivel de vibración se eleva porque la maquina absorbe la energía fácilmente a sus frecuencias naturales. Si esta frecuencia de excitación es un orden de la velocidad de operación o la misma de la maquina entonces se le llama **velocidad critica**, solo las frecuencias naturales en el rango de las fuerzas de excitación son de interés en el análisis de vibraciones de máquinas.

3.9.2 Forma modal

La forma modal de un sistema está asociada a sus frecuencias naturales, la forma asumida por un sistema (rotor) al vibrar a su frecuencia natural se llama forma modal. Una forma modal no proporciona la información sobre los movimientos absolutos del sistema pero si sobre la deflexión en cualquier punto fijo en el sistema normalmente en el extremo del eje. El movimiento absoluto solo puede

determinarse solo cuando la amortiguación y las fuerzas de excitación son conocidas.⁶

3.9.3 Fenómeno de Resonancia

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

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

3.9.3.1 Resonancia estructural

Está 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.

3.9.3.2 Resonancia de equilibrio

Está 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

⁶ Ibid.,p.1.16

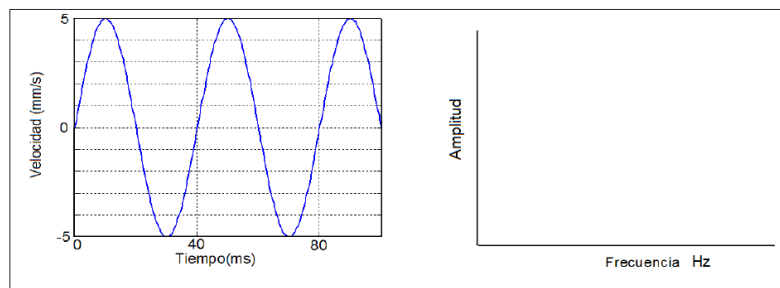
si la máquina se aleja de su velocidad crítica se produce un descenso de la vibración.

Este fenómeno es muy normal que se produzca en Turbo-máquinas, suelen tener una o varias velocidades críticas. Durante arranques y paradas la aceleración o deceleración de los rotores hacen que pasen una o varias veces por sus frecuencias naturales. A veces puede ocurrir que la velocidad crítica está muy próxima o coincida con la velocidad de operación, originando una amplificación considerable de vibración. A este fenómeno se le denomina "Resonancia armónica".

3.10 CUESTIONARIO DEL TEMA EN GENERAL

- ✓ ¿Cuáles son las unidades típicas de la vibración en velocidad?
 - a) Mils
 - b) mm s⁻¹ -
 - c) pulgadas/rev
 - d) grados

- ✓ La figura muestra la velocidad vibratoria medida en una máquina. Dibuje el espectro de la vibración, la amplitud en el espectro tiene unidades de velocidad pico (V_{pk}) Indique claramente el valor de la componente y de la frecuencia.



- ✓ La vibración ocurre cuando la excitación actúa durante el movimiento del sistema:
 - a) Verdadero
 - b) Falso

- ✓ La excitación es debida solo a fuerzas externas:
 - a) Verdadero
 - b) Falso-

- ✓ Elementos que constituyen el fenómeno vibratorio:
 - a) Sistema-Movilidad-Excitación
 - b) Sistema-Movilidad-respuesta
 - c) Sistema-Excitación-Respuesta-
 - d) Fuerza -Excitación- Sistema

- ✓ La Amplitud-Frecuencia-Fase son:
 - a) Niveles de la vibración
 - b) Características de la vibración-
 - c) Fuerzas de excitación
 - d) Fases de la vibración
 - e) Ninguna de las anteriores

- ✓ Número de ciclos por segundo de una onda es una medida de:
 - a) Amplitud
 - b) Fase
 - c) Frecuencia-

d) de la longitud de onda.

✓ Amplitud de vibración no es una medida de:

- a) Desplazamiento
- b) Velocidad
- c) Aceleración
- d) Fase-

✓ Las vibraciones aleatorias son respuestas en las cuales el sistema presenta movimientos o ciclos que no se repiten exactamente:

- a) Verdadero-
- b) Falso

✓ El movimiento armónico puede ser representado por la proyección de una línea, de un punto que se mueve sobre una circunferencia con velocidad constante:

- a) Verdadero-
- b) Falso

✓ Diferencia de fase es:

- a) El desplazamiento entre las crestas de dos formas de onda de tiempo
- b) El desplazamiento entre los valles de las dos formas de onda de tiempo
- c) El desplazamiento entre puntos similares de las dos formas de onda de tiempo-
- d) La diferencia de ángulo de un punto de forma de onda desde el origen.
- e) Ninguna de las anteriores

✓ Para una máquina en marcha a 540cpm, el parámetro más adecuado para medir las vibración es:

- a) Desplazamiento-
- b) Velocidad
- c) Aceleración
- d) Fase

✓ El espectro es la presentación en dominio:

- a) Tiempo
- b) Frecuencia-
- c) fase
- d) ordenes de tiempo

✓ Al realizar la conversión de 0.15 pulg/seg (pk) de velocidad a 6000Hz a unidades de aceleración g's (rms):

- a) 10.35 g's rms-
- b) 11 g's rms
- c) 10.35 mm/s pk
- d) 10.35 m/s² rms
- e) 11.35 g's rms

✓ la vibración pk-pk es la amplitud máxima a partir de la posición de equilibrio:

- a) Verdadero-
- b) Falso

4 LA ADQUISICION DE DATOS

La clave para lograr un buen trabajo en el campo vibratorio es la propia adquisición de datos; los datos de vibración de una máquina son señales físicas que se pueden llevar a una representación eléctrica interpretable por un sistema eléctrico- electrónico a través de los llamados transductores. Un buen transductor no debe agregar falsos componentes a la señal, y debería reproducir señales uniformes en el rango de frecuencias que interesa. La calidad de la señal depende de la buena selección del transductor, de la forma como está montado y del lugar donde está localizado.

La adquisición de la señal (datos) tiene por objeto digitalizar la señal analógica del transductor y llevar al computador para su respectivo diagnóstico. La mayor parte de la adquisición hoy día es realizada en la PC o en algún tipo de microprocesador que se adapte a un conversor Analógico-Digital y transfiera sus lecturas a una memoria externa.

La buena adquisición de datos nos asegura lo siguiente:

- Monitoreo confiable
- Diagnóstico de falla efectivo
- Buena evaluación del equipo
- Pruebas precisas de aceptación del equipo

La calidad de la adquisición de datos requiere de una cuidadosa planificación, que involucra a lo siguiente: el equipo, naturaleza de los datos de vibración esperados (transitorios, estables, etc.), instrumentación disponible y al propósito de la prueba.

Antes de adquirir los datos, se debe analizar el costo-beneficio en base al propósito de los datos (es decir, monitoreo, diagnóstico, evaluación de la condición

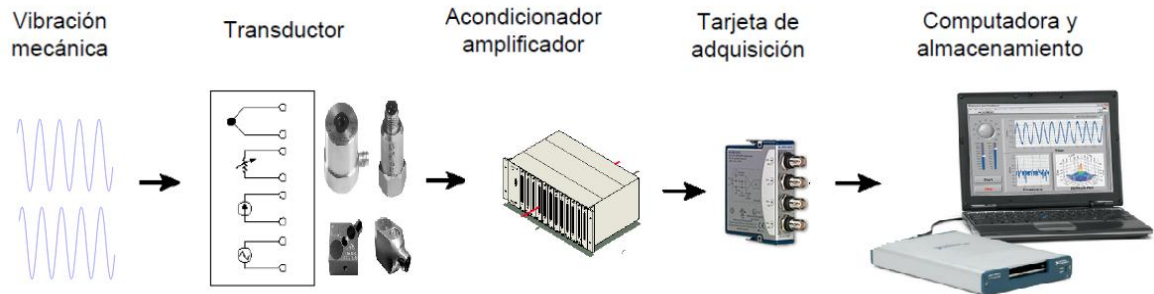
del equipo o pruebas de aceptación). Como todos los datos son digitalizados previamente al almacenamiento, se debe considerar el tiempo de adquisición y el tamaño de la muestra, para que los datos se visualicen apropiadamente en la pantalla y que las vibraciones sean analizadas y evaluadas correctamente.

4.1 CADENA GENERAL PARA ADQUISICIÓN DE DATOS DE VIBRACIÓN

La cadena de instrumentación es un punto importante en el proceso de adquisición de datos de vibración. Hoy en día, cualquier equipo especializado para un cierto tipo de adquisición depende de una computadora, ya sea de tipo portátil o de escritorio, con características específicas como puertos, circuitos, tarjetas, medios de almacenamiento y programas de procesamiento de señales especiales (software de diagnóstico). En general, el equipo y la instrumentación para la medición constan de un transductor energizado, un acondicionador, un amplificador, un sistema de adquisición y un equipo de cómputo que controla el proceso y dirige la señal a un medio de almacenamiento. La conexión adecuada y la compatibilidad entre cada uno de los elementos del equipo global, proporcionará datos precisos que permitan conocer las características de la vibración. Por ejemplo en la siguiente imagen se muestra el esquema de una adquisición de datos.⁷

⁷ GALLEGOS, Manuel, et al. Vibración durante el transporte y su efecto en perecederos: Technical Publication No. 188 Sanfandila, Qro, 2002.p. 21-22

Figura 24 Esquema general de un sistema de adquisición de datos



La adquisición de los datos se hace en función del tiempo, es decir, se registra la historia del movimiento y su duración. El análisis de datos se lleva a cabo en una etapa posterior (se analizan las posibles fallas), siendo normalmente trabajo de gabinete. Sin embargo, existen equipos integrales portátiles que realizan la medición, el registro y el análisis casi de manera simultánea, aunque presentan otras limitaciones; menor capacidad de almacenamiento de datos y/o menor número de canales de adquisición, es decir, en el número de transductores que pueden ser conectados a la vez para obtener el registro de la vibración en distintas direcciones o puntos una estructura. Un ejemplo de este tipo de equipo es como el mostrado en la Figura 25, denominado sistema colector analizador de vibraciones portátil, el cual tiene capacidad para sólo un sensor y un transductor de vibraciones.⁸

⁸ Ibid.,p. 21

Figura 25 Sistema colector analizador de vibraciones Fluke 810



Fuente: Manual de funcionamiento básico FLUKE 810, junio 2010 <http://www.fluke.com/fluke/auen/vibration/fluke-810.htm?PID=56137>

4.1.1 Acondicionador y Amplificador

Algunos transductores por ejemplo, un acelerómetro no funcionan por sí solo. Para que el transductor pueda ser empleado necesita estar energizado para tomar un nivel de referencia sobre el cual se consideren las variaciones eléctricas asociadas a los cambios de aceleración. Además de una fuente de alimentación, se requiere de un dispositivo que convierte la señal eléctrica generada por el acelerómetro en una señal de voltaje, amplificada a un nivel de resolución tal, que permita dar la continuidad adecuada a los requerimientos de la medición. También, la señal de la vibración mecánica debe ser aislada y filtrada de otras señales ajenas para obtener mayor exactitud en la medición. Más aún, la señal proporcionada por el acelerómetro debe ser optimizada y ajustada al intervalo de valores de entrada de la tarjeta de adquisición. Los dispositivos de acondicionamiento de señales analógicas incluyen frecuentemente en la capacidad de medir diversas señales con un simple dispositivo de medición, a través de un multiplexor (circuito de varias entradas y una salida) o conmutador digital.⁹

El filtrado de la señal es de gran importancia en la adquisición de datos. El propósito de filtrar una señal es remover componentes no deseadas que alteren la señal propia de la vibración, así como frecuencias por arriba o por debajo del

⁹ Ibid.,p.24

intervalo de frecuencias predominantes del movimiento, o frecuencias fantasmas debido a la frecuencia de muestreo.

Figura 26 Acondicionador y amplificador de carga Brüel & Kjaer empleado en medición de vibraciones.



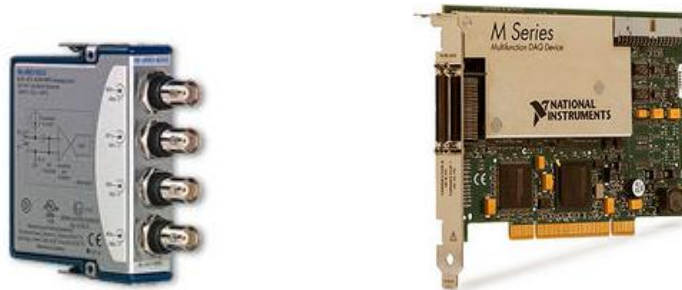
Fuente: <http://www.bksv.es/Products/transducers/conditioning/charge>

4.1.2 Tarjeta de adquisición (DAQ)

Una vez obtenida la señal, ésta se hace pasar a través de una puerta electrónica que la reconoce y la transfiere al medio de control para la visualización, registro y almacenamiento. Esta puerta es la tarjeta de adquisición, que puede manejar tanto entradas analógicas como digitales, dependiendo de sus características de fabricación. Las especificaciones básicas de una tarjeta de adquisición incluyen el número de canales, es decir, el número de puertas de entrada para las señales provenientes de los transductores; la resolución (correspondiente al número de bits con que se puede representar un valor), la velocidad de muestreo (relacionada con el número de datos adquiridos en un segundo), y el intervalo de entrada de voltaje permitido, es decir, los ajustes a los valores mínimo y máximo de la amplitud de la vibración. Aunque la tarjeta de adquisición recibe sólo valores de voltaje, ésta puede ser configurada para hacer compatibles los valores de entrada con las unidades propias del fenómeno medido, con objeto de preparar la etapa de análisis de los datos. También, a través de la configuración de la conexión con los

instrumentos de medición se pueden reducir otros efectos de “ruido” entre los instrumentos, de manera que la señal registrada conserve cierto nivel de pureza. La tarjeta de adquisición puede colocarse dentro o fuera de una computadora, o ser parte integral de la misma, en el caso de un equipo especializado. En la siguiente figura se observan distintos tipos de tarjeta de adquisición de datos.¹⁰

Figura 27 Tarjetas de adquisición de datos *National Instruments para PC portátil y PC escritorio respectivamente*



Fuente: <http://www.ni.com/xseries/esa/>

4.1.3 Computadora

El uso de equipo de cómputo en el proceso de medición de vibraciones, transforma la computadora personal y el equipo especializado para la adquisición de datos en un sistema completo de adquisición, análisis y despliegue gráfico. La unidad principal de procesamiento de una computadora permite controlar y automatizar el proceso de adquisición, a través de software especializado de control de la señal de los instrumentos y de la tarjeta de adquisición. Además, dirige la señal para ser desplegada en pantalla o para ser almacenada en una base de datos. Si la tarjeta lo permite, a través de la computadora se realiza la

¹⁰ Ibid.,p.25

configuración y la secuencia de lectura de los distintos canales de medición, así como una manipulación previa de los datos adquiridos. En ella se establece también la organización de la adquisición de los datos para facilitar su presentación y análisis posterior.

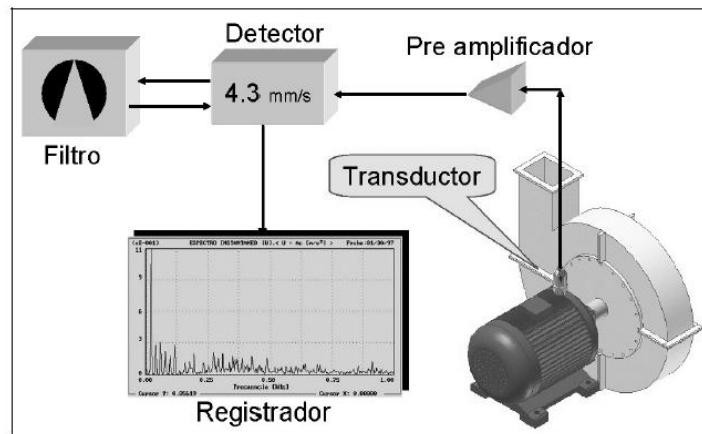
4.2 TRANSDUCTORES DE VIBRACIÓN

Por definición la norma ISO 2041, transductor es un dispositivo diseñado para recibir energía de un sistema y suministrar energía ya sea del mismo tipo o de otra naturaleza, hacia otro sistema, de forma tal que a la salida del transductor aparezca la característica de interés de la energía de entrada.

Cuando se mide vibraciones con el objetivo de diagnosticar problemas en máquinas y estructuras. Dicha información acerca de la vibración se obtiene por medio de los transductores, que convierten la vibración mecánica en señales eléctricas las cuales son procesadas por una amplia variedad de instrumentos. Dicha señal eléctrica que entrega el sensor debe ser acondicionada por el llamado preamplificador para luego ser "leída" por el detector - indicador que presentará la información de forma digital o analógica.

Cuanto mayor es el voltaje de salida por unidad de medición mayor es la sensibilidad del sensor. Para ejecutar el análisis por frecuencias es necesario tener un filtro y un registrador gráfico los cuales serán los encargados de descomponer la señal de vibración en sus múltiples amplitudes y frecuencias, produciendo el conocido espectro de las vibraciones. En la siguiente figura se muestra el esquema general de la señal para lograr obtener el espectro de vibración.

Figura 28 Esquema general para la obtención de espectro de vibración



Fuente. PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibración en máquinas rotatorias

4.2.1 Transductores de Desplazamiento

Los transductores de desplazamiento son de gran utilidad industrial, ya sea con el objetivo de medir el movimiento relativo entre la punta del sensor y el eje, la expansión de la carcasa de una turbina o el movimiento orbital de un eje en su cojinete de deslizamiento.¹¹ Por lo cual el sensor debe ir montado en el exterior de la máquina, sino más bien se taladra y se introduce dentro del apoyo. Por lo tanto se garantiza que los sensores estén perfectamente montados.

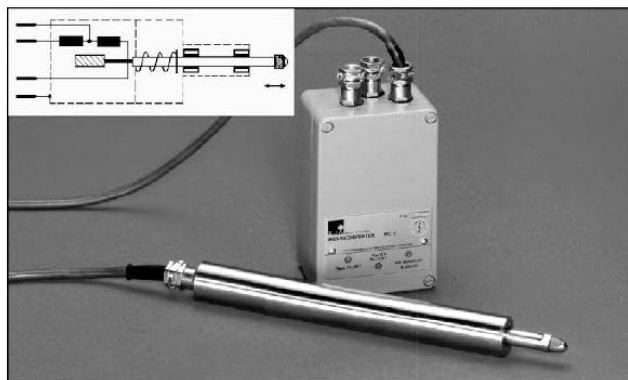
Los sensores de desplazamiento son usados típicamente en monitoreo continuo en máquinas de apoyos con superficies planas tales como turbinas, bombas y grandes ventiladores. Sin embargo, es posible conectar un colector a la salida para realizar espectros normales y análisis de tendencias. De los cuales se encuentran: contacto y no contacto.

¹¹ PALOMINO. Op.cit.,p.40

4.2.1.1 Transductores de desplazamiento por contacto

Este tipo de transductor de desplazamiento necesita del contacto físico con la superficie y su diseño está sustentado por dos enrollados y un núcleo cilíndrico en la Figura 29 se observa el transductor. Este tipo de sensor, conocido como Transformador Diferencial Lineal Variable (LVDT 3) posee su mejor cualidad en el hecho de que, su núcleo móvil no hace contacto con otros componentes que puedan absorber energía mecánica, lo cual le atribuye una extensa vida útil y una alta precisión en la toma de datos.

Figura 29 Transformador Diferencial Lineal Variable (LVDT 3)



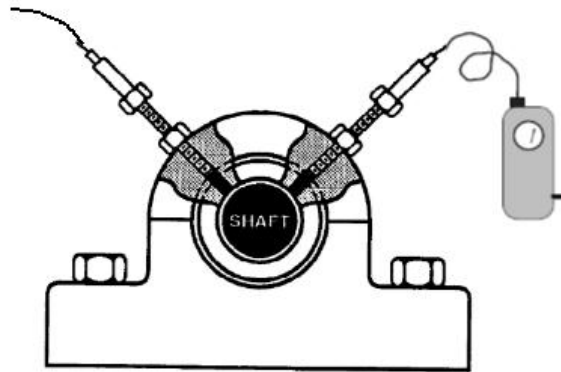
Fuente. PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibración en máquinas rotatorias

4.2.1.2 Transductores de desplazamiento sin contacto

Estos sensores son llamados sondas Eddy Current, y también son conocidas como sondas de proximidad. Todas trabajan basándose en el mismo principio. Son muy utilizadas para la medición de holguras dinámicas en cojinetes de deslizamiento, que combinadas adecuadamente permiten disponer del comportamiento orbital del eje. De igual forma, pueden ser empleados como referencias de fase de las vibraciones y como detectores de velocidad de rotación.

Los transductores de corriente Eddy miden el desplazamiento relativo estático y dinámico de eje con respecto al alojamiento de cojinetes, se utiliza para monitoreo de vibración en rotores livianos instalados en carcasas robustas, por ejemplo en turbinas y compresores. Las aplicaciones de estos transductores en la medición de las vibraciones, son tratadas en detalle en la norma API670. A continuación se muestra el montaje de sondas de proximidad en los alojamientos de los cojinetes.

Figura 30 Sensores de desplazamiento (proximidad), separado 90 ° en un apoyo



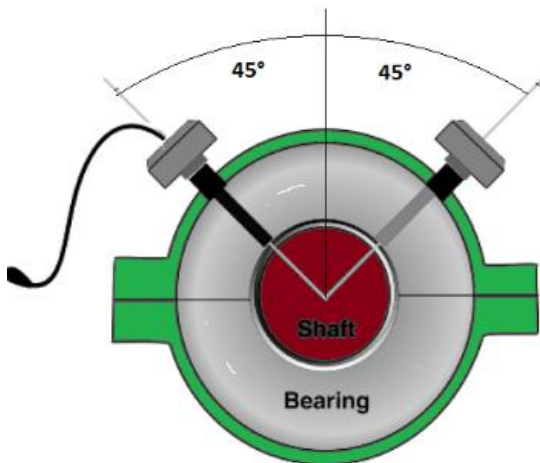
Fuente: adaptado de SKF Condition Monitoring, Vibration Diagnostic Guide, 2000
<http://forums.ni.com/attachments/ni/170/107329/1/CM5003%20>

En la mayoría de las turbinas las sondas de proximidad son instaladas formando 90° con la máquina. Esto permite al analista ver exactamente como el eje se mueve respecto al apoyo. Los diagramas de órbita son comúnmente usados para visualizar este movimiento. Un ojo bien entrenado puede detectar desalineación, desequilibrio y otra serie de fallos. De esta forma se pueden detectar grietas en el eje, así como los cambios dinámicos de este. Existe un avanzado paquete de software que puede controlar todo el movimiento dinámico del eje examinando las señales de las sondas de proximidad y los acelerómetros montados, en caso de haberlos.

4.2.1.3 Convención de las sondas de proximidad

- **Orientación del transductor:** La mayoría de las carcasas de los cojinetes en los que están montadas las sondas se divide horizontalmente (división paralela al eje), por lo cual los transductores se montan comúnmente en 45° a ambos lados del plano vertical o a 90° . Si es posible, la orientación de los transductores debe ser lo mas parecido a lo largo de la longitud del tren de máquinas, esto facilita el diagnóstico. En todos los casos, las orientaciones deben estar muy similares y registradas.
- **Holguras laterales en la sonda:** Si se perfora un agujero en un cojinete para la instalación de la sonda, debe ser taladrado en una posición adecuada que evite interferencias, no dejar mucho espacio libre esto puede ocasionar interferencia. En la siguiente imagen se observa el montaje de las sondas de proximidad en un alojamiento de cojinete.

Figura 31 Montaje de sondas de proximidad en un apoyo

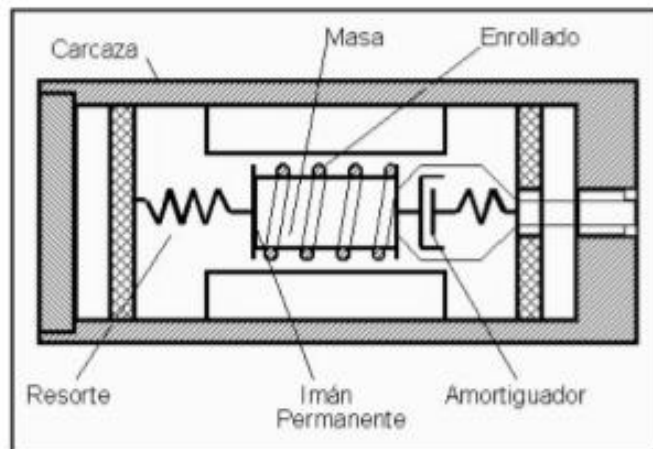


Fuente: adaptado de Paresh Girdhar. Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance, 2004

4.2.2 Transductores de Velocidad

Los transductores de velocidad basados en el movimiento sísmico responden a un diseño similar al que se observa en la Figura 32. Un enrollado (bobinado) soportado por resortes de muy baja rigidez y un imán permanente se fijan a la carcasa del transductor de manera que se cree un campo magnético muy fuerte dentro de él.

Figura 32 Diseño de un sensor sísmico (transductor de velocidad)



Fuente. Adaptado de PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibración en máquinas rotatorias

Estos sensores son auto excitados o sea que no requieren suministro de energía externo para trabajar. Al existir movimiento relativo entre el imán permanente y la bobina se genera una señal eléctrica que corresponde directamente a la velocidad de vibración y son utilizados para medir los alojamientos de los cojinetes en el rango de frecuencias de 10-2,000 Hz.

La sensibilidad de estos transductores es expresada en "tensión eléctrica/velocidad". Por ejemplo, los modelos VS-068 y VS-069 producidos por la Compañía Brüel & Kjær Vibro, poseen una sensibilidad de 100 miliVolt por milímetro/segundo, lo cual quiere decir que por cada milímetro/segundo de velocidad, se tendrán 100 miliVolt a la salida del transductor. Desde luego, esta sensibilidad es constante sólo dentro de cierto rango de frecuencias y bajo ciertas condiciones de operación. La sensibilidad disminuye para frecuencias inferiores de 10Hz, porque la bobina ya no se queda fija en el espacio si no que tiende a seguir el movimiento del imán permanente y se generan errores.¹²

4.2.3 Acelerómetro

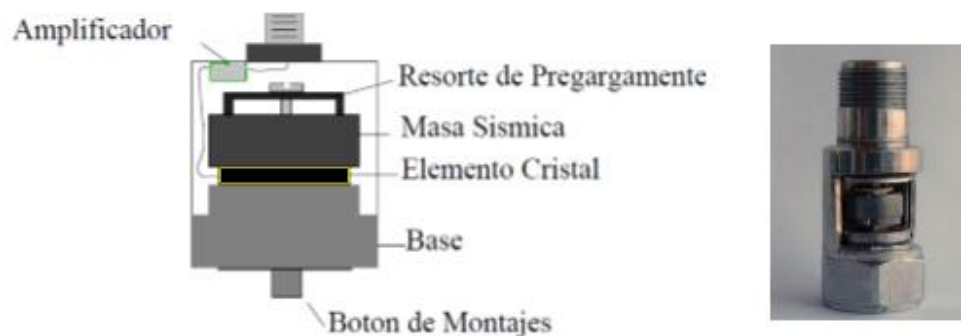
Los acelerómetros son los sensores más utilizados en análisis de vibraciones en maquinaria. Todos los colectores portátiles están provistos de un acelerómetro, aunque la mayoría de los analistas integran la señal y trabaja en unidades de velocidad. Los sistemas de monitoreo permanente también usan acelerómetros excepto cuando se hace necesario utilizar una sonda de proximidad. Hay diferentes tipos de acelerómetros, el más común es el piezoeléctrico con un amplificador interno. Se puede considerar al acelerómetro piezoeléctrico como el transductor estándar para medición de vibración en máquinas.

El acelerómetro consiste en una pequeña masa montada sobre cristales piezoeléctricos que producen pequeñas señales eléctricas proporcionales a la aceleración de fuerzas aplicadas. Cuando el sensor vibra el cristal se comprime y descomprime debido a la presión ejercida por la vibración y la masa sísmica. Esa carga de salida requiere de un amplificador para convertirla en un voltaje de salida

¹² DOSSING, Ole. Multi-reference Impact Testing for modal analysis using Type 3557 Four-Channel Analyzer and CADA-PC. Application Note. Brüel & Kjær. 1994

al colector. Mientras que hace unos años lo común era utilizar un amplificador externo, actualmente el amplificador está dentro del sensor y es alimentado por el colector. Este conjunto es conocido por las siglas PCI (Integrated Circuit Piezoelectric). A continuación se muestra una imagen de un acelerómetro piezoeléctrico.

Figura 33 Componentes de un acelerómetro piezoeléctrico



Adaptado de, paresh girdhar, practical machinery vibration analysis and predictive maintenance

Cuando se conecta un acelerómetro PCI a la fuente de energía, el amplificador necesita unos segundos para estabilizarse. Durante este tiempo cualquier dato que la unidad recoja será contaminado por las lentas variaciones del voltaje. Por esa razón, los recopiladores de datos deben tener un retraso integrado, para asegurar que la unidad está en condición estable.

Algunos acelerómetros tendrán una opción en el colector y en los paquetes de software asociados, llamada “**settling time**” (tiempo de establecimiento). Sin embargo, cuando se coloca el sensor en una máquina muy caliente después de haber medido en frío, se produce un transitorio térmico y el sensor tardará en estabilizarse. En este caso hará falta un mayor tiempo de espera.

También se debe tener en cuenta el tamaño de un acelerómetro ya que es proporcional a su sensibilidad. Un acelerómetro, tan pequeño como el borrador de un lápiz tiene una sensibilidad de hasta 5mV/g (mV/g milivoltio /gravedad) y una respuesta plana hasta de 25 kHz, un acelerómetro de 1,000 mV/g que es utilizado para mediciones a bajas frecuencias, puede ser tan grande como un transductor de velocidad y tener una respuesta plana hasta 1,000 Hz. Por estas razones el analista debe tener cuidado de las características de cada acelerómetro antes de utilizarlos.

✓ **Para tener en cuenta:**

Puede resultar confuso cuando hablamos acerca de la sonda de proximidad y que esta mide en desplazamiento. Los acelerómetros son capaces de integrar la señal dos veces y obtener resultados en unidades de desplazamiento. Si montamos los dos sobre el mismo apoyo en una maquina ¿medirían lo mismo? La respuesta es no. La sonda de proximidad mide el movimiento relativo entre el apoyo y el eje. El acelerómetro mide la vibración en el apoyo y la convierte en unidades de desplazamiento.

Se Pueden tener situaciones donde el movimiento relativo entre eje y apoyo es pequeño, mientras que la vibración es grande. La sonda de proximidad no medirá esto, el acelerómetro sí. Los dos sensores miden cosas diferentes. Por esta razón muchos analistas profesionales colocan la sonda de proximidad y también ponen a su vez el acelerómetro en el apoyo. Pueden medir la vibración del apoyo respecto al suelo y como el eje vibra respecto al apoyo. Tienen toda la información. ¹³

¹³ TAV Multimedia, Medida de vibraciones. <http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf>

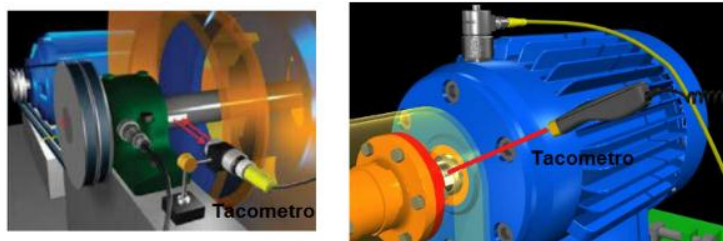
4.3 ACCESORIOS DE DISPARO Y SENSORES

4.3.1 Sensor óptico (tacómetro)

Los sensores ópticos son a menudo utilizados para obtener una señal de referencia por revolución del eje, el cual es requerido para medir el ángulo de fase entre la marca de referencia que gira a la velocidad del eje y una señal filtrada de vibración a la frecuencia de giro del eje. El rayo de luz que emite el sensor óptico se refleja en la marca de referencia (puede ser una cinta reflectante) pegada al eje que corta una vez por revolución, en la Figura 34 se observa un sensor óptico montado sobre una máquina, este compara la señal de la cinta reflectante con otros eventos; por ejemplo otras cintas en el eje, picos de vibración filtrada a la frecuencia o su propia señal para determinar las RPM del eje.¹⁴

Los sensores ópticos también pueden ser utilizados para determinar la diferencia de tiempo entre dos cintas reflectantes separadas y ubicadas en la misma posición angular de un eje, esta medida es la vibración torsional. El sistema óptico incluye el sensor, cinta reflectante en el eje y el amplificador con el suministro de potencia.

Figura 34 Sensor óptico (tacómetro) montado sobre una máquina para tomar las rpm, también para referencia del Angulo de fase.



Fuente: Manual de funcionamiento básico FLUKE 810, junio 2010

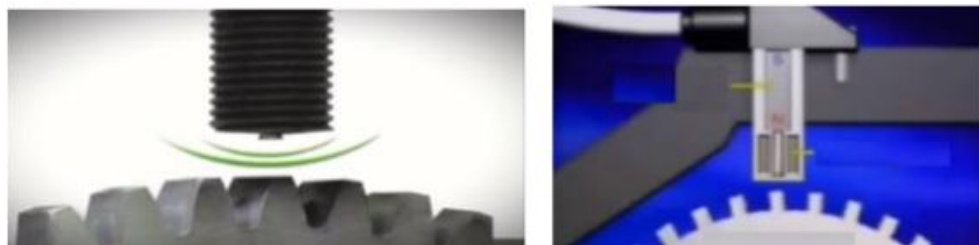
¹⁴ ESHLEMAN. Op.cit.,p. 2.9

4.3.2 Sensor magnético

Son sensores magnéticos (auto-excitados), pueden ser utilizados como un accesorio de un disparador por que emite un pulso de voltaje cuando el sensor se acerca a una discontinuidad por ejemplo, una chaveta en el eje, engranajes, etc. El sensor se ubica generalmente a unas 20 milésimas de la discontinuidad más elevada del eje. Los sensores magnéticos son utilizados para medir las vibraciones torsionales, porque producen una serie de pulsos de voltaje proporcionales a las rpm del eje. Si las vibraciones torsionales están presentes, el tiempo entre pulsos varia produciéndose una frecuencia modulada.¹⁵

Una desventaja del sensor magnético es el acondicionamiento de la señal, algunas veces resulta difícil porque la magnitud del voltaje depende de la velocidad del eje; los sensores de proximidad proporcionan la misma función de disparo pero sin esta desventaja. Se muestra en la Figura 35 un sensor magnético montado sobre ruedas dentadas.

Figura 35 Sensor magnético sobre un engranaje



Fuente: Manual de funcionamiento básico FLUKE 810, junio 2010

¹⁵ Ibid.p.25

4.3.3 Luz estroboscópica

La luz estroboscópica es utilizada para medir la velocidad de giro del eje o el ángulo de fase en conjunto con un sensor de vibración. Para medir las rpm del eje, la frecuencia de encendido de la luz se varía lentamente hasta llegar a sincronizar con las rpm de la máquina, el eje se observara un poco más lento hasta quedar “estacionario”. Para medir el ángulo de fase, el encendido de la luz estroboscópica ocurre cuando la señal vibratoria cambia de menos a más, esto significa que el punto más elevado estará siempre adelantado a 90° con respecto al encendido de la luz.¹⁶

Figura 36 Lámpara estroboscópica



4.3.4 Disparador triggering

El disparador es usado para iniciar la adquisición de datos en un tiempo específico o para controlar con una señal específica la adquisición de datos. Hay equipos que permite el auto disparo y recolecta los datos de forma continua, el disparo puede efectuarse con una señal seleccionada por ejemplo un nivel de voltaje.

¹⁶ Ibid.p.26

4.4 SELECCIÓN DE UNA MEDIDA

Se pueden seleccionar tres tipos de medida para la vibración, desplazamiento, velocidad, y aceleración. Lo ideal sería que el transductor proporcione directamente la medida seleccionada pero las limitaciones del transductor no siempre permiten una medida directa de vibración con la medida deseada.

La medida se selecciona en base a las frecuencias de vibración presentes en la máquina, el tipo de análisis a ser efectuado y la información que se desea buscar.

- **Desplazamiento absoluto:** se usa para bajas frecuencias de (0-1200rpm) y se relaciona a los esfuerzos en el eje o estructura, típicamente es medido con un acelerómetro y la señal es doblemente integrada para obtener desplazamiento.
- **Desplazamiento relativo:** un eje puede ser medido con un captador de proximidad instalado en la caja de cojinetes y se usa en un amplio rango de frecuencias.
- **Velocidad:** se usa para el monitoreo de máquinas en el rango de frecuencias (de 60 a 60.000 rpm) y se relaciona con la fatiga, generalmente es medido con un acelerómetro y la señal es integrada para obtener velocidad.
- **Aceleración:** es la medida óptima para frecuencias superiores a 60.000 rpm y se relaciona con la fuerza.

La medida seleccionada depende de muchos factores, en la Tabla 4.1 se indican algunos. La frecuencia de la máquina es uno de los factores más dominantes, y se debe tener en cuenta los rangos de frecuencias sugeridas para las excitaciones comunes de las máquinas.

Tabla 5 Rango de frecuencias de acuerdo al tipo de componente de la máquina

COMPONENTE	FRECUENCIA MAXIMA
Vibración del eje	10x (RPM)
Cajas de engranajes	3 x (GM)
Elementos de los rodamientos	10x (BPFI)
Motores y Generadores	3x (2 FL)
Bombas	3 x (BP)
Ventiladores	3 x (BP)
Cojinetes	10x (RPM)

Fuente: ESHLEMAN, Ronald, vibraciones básicas en máquinas, 2001

Para la selección de la medida y del transductor se debe considerar algunos factores:

- **Información deseada o propósito:** Movimiento o esfuerzo corresponde a desplazamiento, fatiga corresponde a velocidad, fuerza corresponde a aceleración.
- **Tipo de maquina o componente:** Bomba, caja de engranajes, motor.
- **Velocidades de la maquina:** frecuencias fundamentales y/o armónicas
- **Sensibilidad:** rango de frecuencias, tipo de máquina, velocidad de la máquina.

En la siguiente tabla se especifica la selección de una medida dependiendo del rango de frecuencia.

Tabla 6 Selección de una medida

MEDICIÓN	RANGO DE VELOCIDAD	RANGO DE FRECUENCIA	SENSIBILIDAD TRANSDUCTOR TÍPICO	PARÁMETRO FÍSICO	APLICACIÓN
Desplazamiento relativo	0 - 60,000 rpm	0 – 1,000 Hz	Sensor de proximidad 200mV/mil	Esfuerzo y movimiento	Movimiento relativo entre carcasa y eje
Desplazamiento absoluto	0 - 1,200 rpm	0 – 20Hz	Acelerómetro doble integración	Esfuerzo y movimiento	Movimiento estructural
Velocidad	600 - 60,000 rpm	10 – 1,000Hz	Sísmico 500mV/pulg/seg o Acelerómetro integrado	Energía y fatiga	Condición general de la máquina, vibración a media frecuencia
Aceleración	>60,000 rpm	25 -50.000Hz 5 – 10,000Hz	Acelerómetro 10mV/g Acelerómetro 100mV/g	Fuerza	Condición general de la máquina, vibración a alta frecuencia.

Fuente: ESHLEMAN, Ronald, vibraciones básicas en máquinas, 2001

Por ejemplo, seleccionar las medidas y el rango de frecuencias para un Dryer roll (secador de rodillo) que gira a 300 rpm, está apoyado en rodamientos de 26 elementos.

Tener en cuenta que la frecuencia más alta en fallas de rodamientos es la BPFi (frecuencia de paso en pista interna) se describe por la siguiente relación cuando no se conoce las dimensiones internas del elemento.

$$BPFi = 0.6 * \frac{RPM}{60} * \#elementos = 0.6 * \frac{300rpm}{60} * 26 = 78Hz \rightarrow 4680 rpm$$

En la Tabla 4.3 se selecciona el rango de frecuencia:

$$10x BPFi = 46800rpm \rightarrow 780Hz$$

Según el rango de frecuencia la unidad de medida en velocidad, se puede seleccionar un transductor de velocidad directamente o se puede integrar dos veces de un acelerometro.

4.5 SELECCIÓN DEL TRANSDUCTOR

Después de seleccionar una medida, se debe seleccionar un transductor para obtener las medidas. Para la selección de un transductor se debe tener en cuenta la medición, información deseada, posición, espacio, ambiente (húmedos, altas temperaturas), proporción de peso de carcasa con rotor (algunas carcasas opacan la vibración y otras pueden ser excitadas por la velocidad del eje). Sin embargo en la selección de transductores las consideraciones más importantes son; frecuencia de respuesta, proporción de señal-ruido, sensibilidad del transductor y magnitud de la señal que va a ser medida.

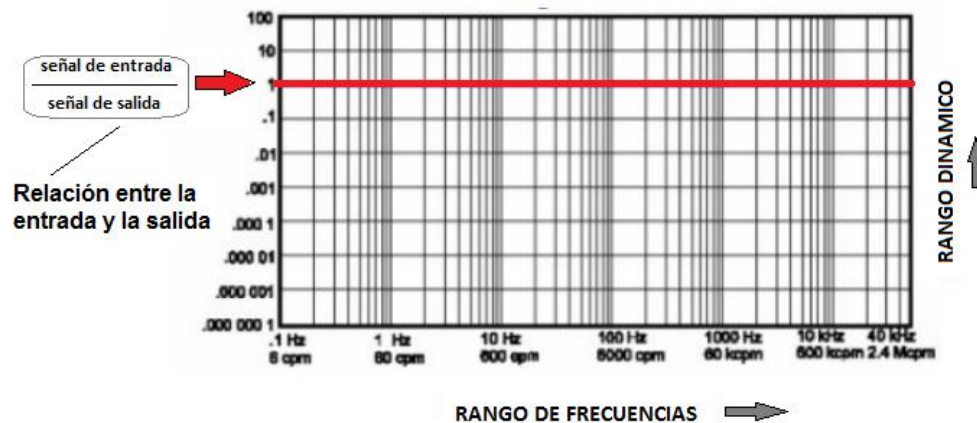
El rango de frecuencias del transductor debe ser compatible con las frecuencias generadas por los componentes mecánicos de la máquina¹⁷ (si son rodamientos, bombas, engranajes etc.), de lo contrario se debe seleccionar otro transductor y convertir a sus propias unidades de medición.

¹⁷ Ibid.p.2.10

Por ejemplo si la medición de velocidad es decidida para frecuencias superiores a 2,000Hz, se debe seleccionar como transductor un acelerómetro, mientras que para obtener velocidad (datos en unidades de velocidad) se debe integrar la señal. Los colectores de datos son suministrados generalmente con un acelerómetro debido a su alto rango de respuesta y por ser pequeños. El analista no debe tratar de medir las vibraciones en un rango de frecuencias para el cual el transductor no responde apropiadamente. Por ejemplo se quiere medir amplitudes con un transductor de desplazamiento en altas frecuencias, el sensor no es el recomendado por que el nivel de ruido es alto y la señal se distorsiona.

La respuesta de frecuencia se representa por medio de una curva. Para una entrada conocida y constante a todas las frecuencias, la salida del sensor idealmente es una curva plana ver la siguiente figura.

Figura 37 Respuesta de frecuencia ideal de un transductor (acelerómetro piezoeléctrico)

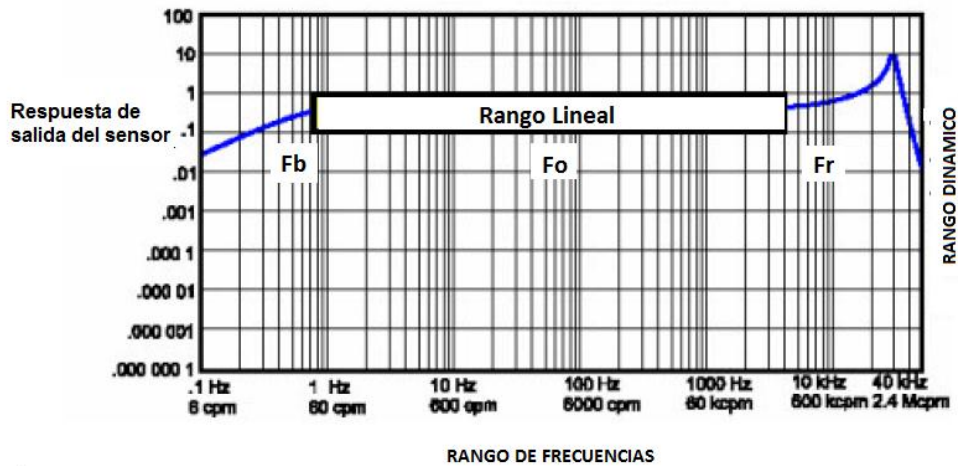


Fuente: <http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf>

En la realidad hay un límite de baja frecuencia (F_b), una región lineal útil (F_o), y una zona de resonancia (F_r) del sensor a alta frecuencia. Al pasar el F_r la

respuesta tiende a caer, ver siguiente Figura 38, se ilustra la respuesta de un acelerómetro.

Figura 38 Respuesta real de un transductor (acelerómetro)



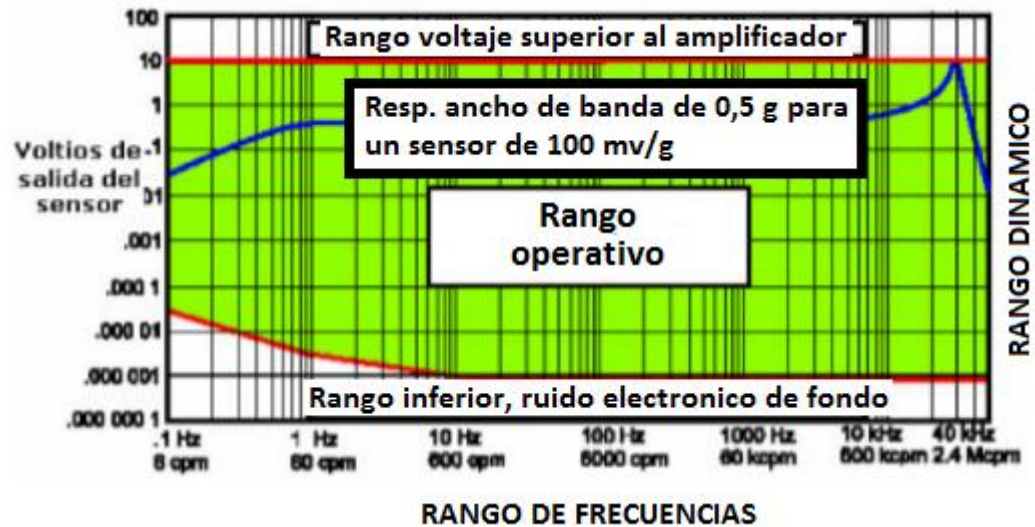
Fuente: <http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf>

Comprender el concepto de respuesta en frecuencia es muy importante. Si se desea analizar datos fuera de rango lineal de frecuencia, se puede encontrar todo tipo de problemas de repetición, precisión y desfase.¹⁸

Todos los sensores (o sus amplificadores internos) tienen un límite superior del nivel de vibración que pueden manejar, al igual tienen un límite inferior por debajo del cual, el ruido electrónico es demasiado grande. Ver la siguiente figura.

¹⁸ TAV Op. cit., p 31

Figura 39 Rango operativo de un sensor (acelerómetro)



Fuente: <http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf>

Si se supera el límite superior el sensor se satura, el espectro presentará un alto ruido de fondo y la medida será inservible.

En ocasiones al observar esto en el espectro algunos pueden creer que hay un fallo en el sensor. Sin embargo, puede ser un dato útil en el diagnóstico (indica alta frecuencia, alta amplitud en la vibración, como resultado de cavitación, frecuencias naturales excitadas u otro fallo). Por tanto, no pensar de inmediato que algo va mal en el sensor, porque quizá la máquina esté diciendo algo.¹⁹

La sensibilidad es una medida de los niveles de tensión de salida que se obtiene en respuesta a un nivel fijo de vibración. Los acelerómetros expresan la sensibilidad en mV/g (mili voltio- gravedad). Por ejemplo, si el acelerómetro tiene una sensibilidad de 100mV/g, y el nivel de vibración es de 1g, producirá 100 mV de tensión.

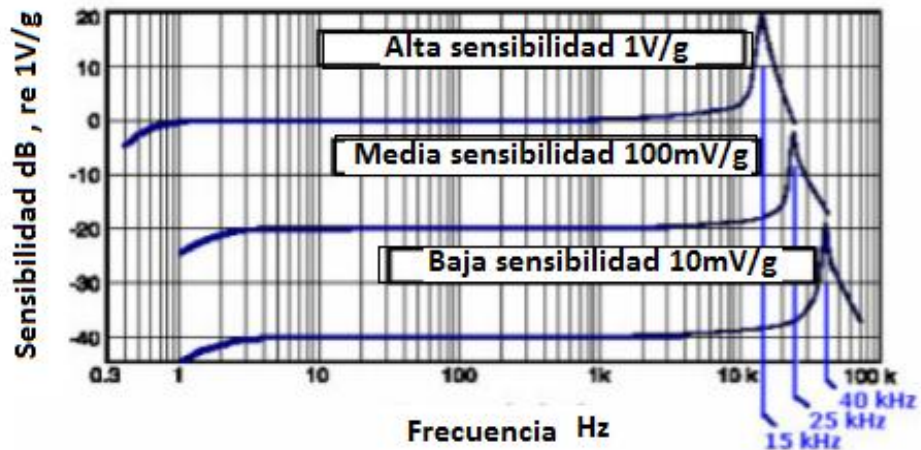
¹⁹ Ibid.p. 33

Si hay una máquina con una velocidad muy baja donde los niveles de vibración son pequeños, se necesita un acelerómetro más sensible. Debe producir suficiente tensión para que el colector sea capaz de medir. Una sensibilidad típica en estos casos es 1V/g. Por otra parte para grandes máquinas muy ruidosas, la sensibilidad debe ser mucho más baja, por ejemplo 10 mV/g.

La mayoría de acelerómetros utilizados en sistemas de monitoreo tienen una sensibilidad de 100mV/g. Estos sensores cubren un amplio rango dinámico, siendo válidos para la mayoría de las pruebas. Debido al diseño de los sensores electrónicos, la respuesta de frecuencia no es la misma para acelerómetros de alta sensibilidad que de baja.

Por ejemplo, la proporción del peso del rotor respecto a la carcasa, determinara si un sensor sísmico es capaz de detectar las fallas del rotor. El uso de sensores sísmicos en carcasas pesadas (robustas) con rotores ligeros (respecto a la carcasa) dará como resultado una señal atenuada, en estos casos se deben emplear captadores de desplazamiento relativo de no contacto. Para las máquinas que tienen cojinetes muy rígidos y movimientos de alta frecuencia, los sensores de aceleración suministrarán la sensibilidad para la señal. En la siguiente figura se observa la sensibilidad más común en los acelerómetros.

Figura 40 Sensibilidad de diferentes sensores (acelerómetros)



Fuente: <http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf>

Otra aplicación muy común de los acelerómetros es su uso en ambientes a alta temperatura, como en máquinas de papel o secadores. Los acelerómetros pueden sobrevivir en condiciones de alta temperatura, aunque tienen un límite debido a su amplificador interno. Aproximadamente después de 150°C se recomienda usar un acelerómetro modo-carga (el amplificador es externo conectado a un cable adaptador, y son mejores para longitudes largas). El acelerómetro de modo carga usa un amplificador externo de carga, localizado fuera del sensor; el cual utiliza un cable resistente al calor para unir los dos. Se debe tener cuidado con los acelerómetros en modo-carga y asegurar la conexión del cable mientras se lleva a cabo la medida, ya que cualquier movimiento provocará ruido electrónico en el cable.²⁰

²⁰ Ibid.p. 37

Los cables que transmiten la señal al colector de datos pueden causar errores de lectura; los cables estándar especialmente fabricados son más convenientes que el cable coaxial estándar por ser más flexible y resistente a la rotura por concentración de esfuerzos localizados al curvarse en las tomas de vibración o al ser empacados para el transporte. Muchos fabricantes de sensores suministran los conectores roscados que pueden aflojarse en la medición y causando su rotura. Se puede aminorar este tipo de fallas aplicando un adhesivo especial a las conexiones cuando están nuevas, un cable de repuesto es siempre necesario, estos cables son conectores de computadora y deben ser manipulados cuidadosamente. En la figura siguiente se muestra n algunos acelerómetros con sus cables.

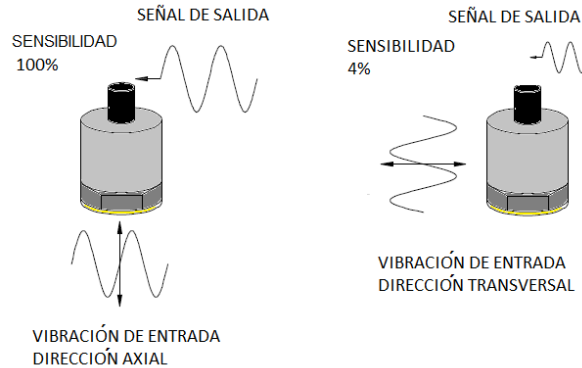
4.6 MONTAJE DE UN TRANSDUCTOR

El sensor es una de las principales fuente de error en una medición, ya que éste es el vínculo entre lo que se desea medir y el instrumento de medición. Por ello, es de vital importancia lograr un montaje adecuado del acelerómetro.

En primera instancia, debe quedar bien claro que la máxima sensibilidad del acelerómetro estará dada por la vibración que lo excite en su dirección axial, lo que conduce a una sensibilidad del 100% sin embargo, cuando se excita transversalmente, la sensibilidad es menor del 4 % aproximadamente, dependiendo del fabricante²¹ ver Figura 41. Por otro lado, es necesario tener en cuenta que la zona que mejor refleja las vibraciones de una maquinaria es aquella cercana a los apoyos de los elementos rotatorios o en su defecto, aquellos puntos donde la vía de transmisión de las vibraciones sea la más directa.

²¹ PALOMINO. Op.cit.,p.45

Figura 41 Sensibilidad del transductor dependiendo en la dirección donde se reciba la señal



Fuente: http://www.mmf.de/piezoelektrisches_prinzip.htm

Los transductores son muy diversos pueden ser robustos, pequeños y ligeros, conservan su calibración mucho tiempo, pero, son muy sensibles al método de montaje y a la superficie de la máquina. El acelerómetro piezoeléctrico puede ser fijado a la superficie donde se desea efectuar la medición con el auxilio de diferentes elementos tales como: Montaje con perno (esparrago), con cera de abeja, montaje con dispositivo magnético, Manual con sonda (puntero), montado con pegamento epóxico, etc.

La frecuencia de resonancia y el rango útil del acelerómetro es modificada sustancialmente, de acuerdo al método de fijación, En la figura siguiente se observa algunos montajes de acelerómetros.

Figura 42 Métodos de montaje del acelerómetro



Fuente: http://www.mmf.de/piezoelektrisches_prinzip.htm

4.6.1 Montaje con perno (esparrago)

Se emplea para medir vibraciones en una banda de altas frecuencias, para lo cual se requiere garantizar una frecuencia de resonancia alta. También se emplea para el monitoreo permanente de las vibraciones en maquinarias y estructuras. Este método garantiza un desempeño óptimo del acelerómetro por lo que deberá ser usado siempre que sea posible. Este tipo de montaje no limita el rango de temperatura del acelerómetro permitiendo la medición de altos niveles de vibraciones. Requiere de cierto tiempo para la preparación de la superficie de montaje así como para el taladrado y roscado del agujero.

4.6.2 Montaje con adhesivo (cera abeja , cement, epoxy)

Es un método de fijación muy empleado para realizar mediciones rápidas cuando no es posible taladrar la superficie de medición o cuando se utilizan acelerómetros que no poseen agujero roscado en su base. Es una opción de montaje rápida y fácil reportando una frecuencia de resonancia ligeramente menor que la lograda con perno roscado, debiéndose emplear la menor cantidad de cera posible ya que

un exceso de ésta contribuye a reducir el rango de frecuencias de operación satisfactoria del acelerómetro. La temperatura de trabajo queda limitada a 40°C aproximadamente, no debiéndose emplear para medir niveles superiores a 10 gravedades de aceleración.

4.6.3 Montaje con dispositivo magnético

Este método exige de una limpieza total de la superficie de montaje así como del menor nivel de rugosidad posible. La rapidez del montaje hace de este método sea una vía ideal para la realización de mediciones preliminares durante la selección de los posibles puntos de medición. Puede medir niveles altos de aceleración aunque la frecuencia de resonancia resultante será aproximadamente sólo un 22 % de la lograda con el uso del perno roscado.

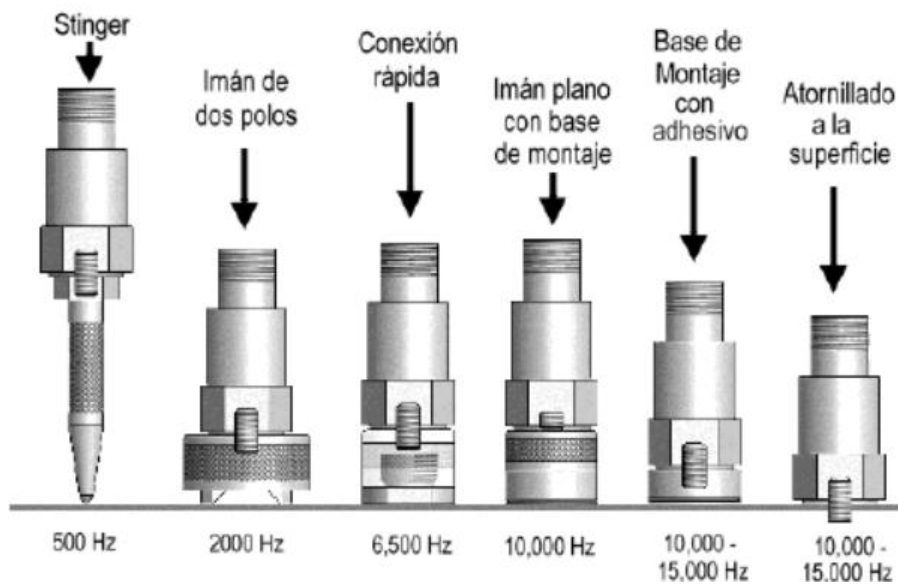
4.6.4 Montaje Sonda manual (puntero)

Constituye el método de mayor facilidad y rapidez para la medición de vibraciones. Debe ser empleado solamente para chequeos rápidos de nivel total en un rango de hasta 500 Hz máximo para un acelerómetro estándar. La frecuencia de resonancia baja drásticamente a un 6 % aproximadamente de la lograda con perno roscado.²²

En la figura siguiente se observa montajes con su respectivo rango de frecuencia se debe tener en cuenta que la respuesta de resonancia varia según el fabricante.

²² Ibid.p.45-46

Figura 43 Rangos de respuesta de frecuencia según el tipo de montaje



Fuente: Santamaría Holek, Aspectos Clave para un Exitoso Programa de Monitoreo de Vibraciones y la Norma ISO 13374-1

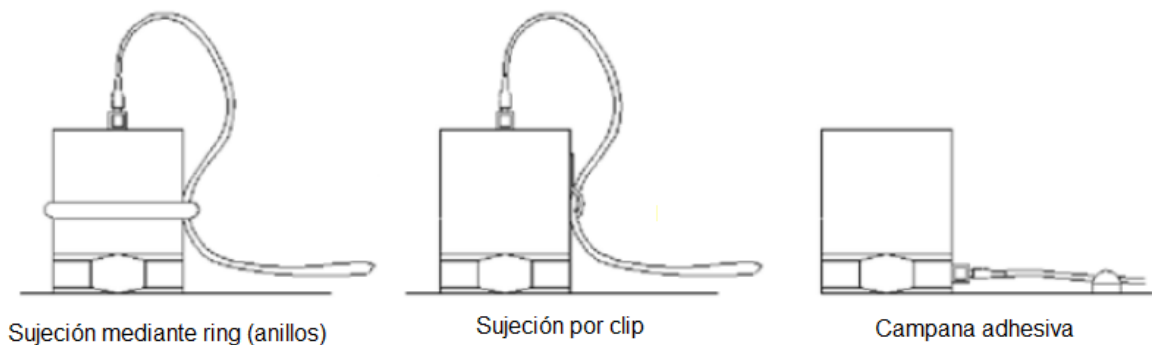
Tabla 7 Rango de frecuencias de respuesta aproximadas para un acelerómetro de 100 mV/g

Montaje	Rango de frecuencias [Hz]
Esparrago	6,000-10,000
Cera abejas	4,500-5,000
Adhesivo (epoxi)	2,500-4,000
magnatico	1,800-2,000
Sonda manual	500

Fuente: ESHLEMAN, Ronald, vibraciones básicas en máquinas, 2001

Un aspecto importante es el montaje del cable del sensor, en la Figura 44 se observan algunas formas de ubicación del cable. En el acelerómetro es común el uso del cable coaxial y si este se expone a condiciones de doblado o tensionado, puede causar cambios en la capacitancia, en consecuencia adicionando cargas en la señal, afectando las mediciones de baja frecuencia, para evitar estos problemas se aconseja sujetar el cable con anillos, amarras en cadena, o sujetadores clips. También se debe considerar que el cable de sensores con carga a la salida no deben exceder los 10m, los conectores deben estar muy bien limpios y libres de impurezas para reducir el ruido.

Figura 44 Montaje del cable en el sensor



Fuente: https://www5.uva.es/guia_docente/uploads/2012/389/51450/1/Documento12.pdf

En la siguiente tabla se muestran algunos componentes y sus respectivas medidas

Tabla 8 Selección de medidas para varios tipos de equipos

Máquina	Potencia (HP/Mw)	Giro (rpm)- frecuencia Hz	Tipo de cojinete	Medida	Transductor
Caja de engranaje de simple reducción	9 Mw	7,500 rpm input 1,200 rpm output GM=3,000Hz	Película de aceite	Desplazamiento de eje Aceleración de la carcasa	Captador de proximidad o acelerómetro
Caja de engranaje de doble reducción	400 Hp	1,800 rpm input 200 rpm output GM=375.725 Hz	Rodamiento de 15 rodillos	Desplazamiento y velocidad	Acelerómetro o velocidad
Turbina a vapor	18,000 Hp	5,000 rpm	Película de aceite	Desplazamiento del eje	Captador de proximidad
Turbina a vapor	500 Kw	3,600 rpm	Película de aceite	Desplazamiento del eje	Captador de proximidad
Turbina gas	50 Mw	9,000 rpm	Película de aceite	Desplazamiento del eje Aceleración de la carcasa	Captador de proximidad Acelerómetro
Motores de inducción grandes	4,000 Hp	3,600 rpm	Película de aceite	Desplazamiento del eje	Captador de proximidad
Motores de	200 Hp	1,800 rpm	Rodamiento	Velocidad de la	Acelerómetro

inducción			de 8 rodillos	carcasa	o velocidad
Motores diésel	400 Hp	1,800 rpm	Película de aceite	Velocidad de la carcasa	Acelerómetro o velocidad
Bombas centrifugas de alta eficiencia	18,000 Hp	5,000 rpm	Película de aceite	Desplazamiento del eje y velocidad de la carcasa	Captador de proximidad Acelerómetro o velocidad
Bombas centrifugas	200 Hp	1,800 rpm	Película de aceite	Velocidad de la carcasa	Acelerómetro
Bombas reciprocantes	200 Hp	300 rpm	Rodamientos de 15 rodillos	Velocidad de la carcasa	Acelerómetro o velocidad
Compresores centrifugos	1,000 Hp	5,000 rpm	Película de aceite	Desplazamiento del eje	Captador de proximidad
Compresores reciprocantes	500 Hp	480 rpm	Película de aceite	Velocidad de la carcasa	Acelerómetro o velocidad
Dryer roll		300 rpm	Rodamiento de 26 rodillos	Velocidad de la carcasa	Acelerómetro o velocidad

Fuente: ESHLEMAN, Ronald, vibraciones básicas en máquinas, 2001

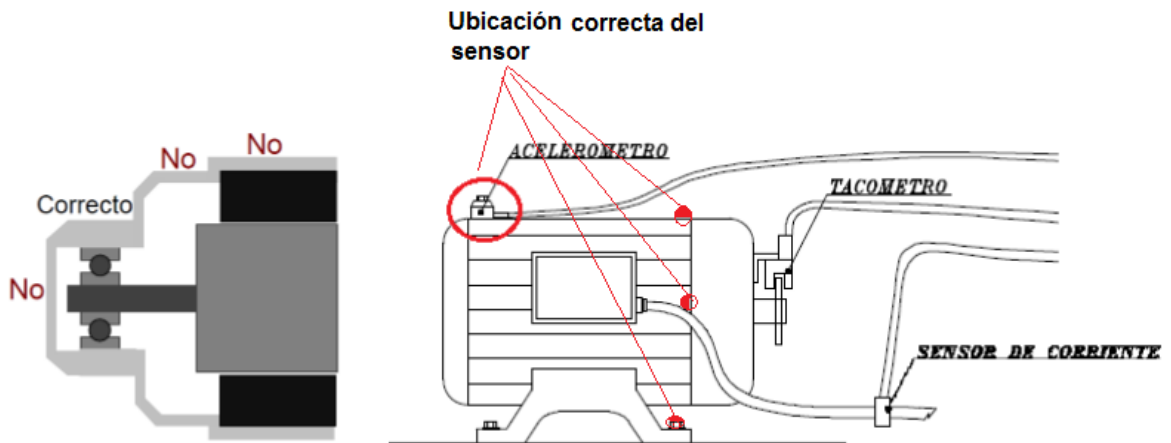
4.7 UBICACIÓN DEL TRANSDUCTOR Y ORIENTACIÓN DE PUNTOS PARA LA MEDICIÓN

La clave para lograr precisión de las lecturas de vibraciones es localizar los transductores en puntos estratégicos, que respondan a la condición de la

máquina.²³ Cabe mencionar que la preparación del punto de medición comprende también la preparación física de la zona de la estructura y la colocación de dispositivos de sujeción.

Estos puntos de medición deben ser lo más cerca posible a los apoyos (rodamiento o cojinetes), alojamiento de soporte u otras partes estructurales que respondan significativamente a las fuerzas dinámicas para caracterizar la vibración global de la máquina. Es muy recomendable colocar una superficie metálica sólida entre el cojinete y el sensor. La fundición metálica sólida transmite eficazmente las señales de vibración emitidas por los cojinetes. No colocar el sensor sobre tapas de los cojinetes, carcasas de ventiladores, fundas metálicas de chapa, materiales no metálicos, juntas metal con metal y otras, puesto que pueden distorsionar considerablemente las señales de vibración. En la siguiente figura se muestra en general la ubicación de puntos de medición.

Figura 45 Punto óptimo donde debe ir el transductor para la toma de datos.

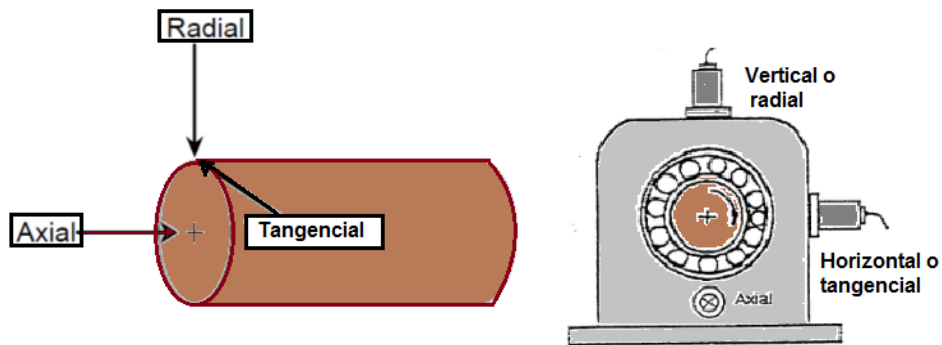


Fuente: adaptado AZIMAD, introducción al análisis de vibraciones, 2010

²³ ESHLEMAN. Op.cit.,p. 2.11

Para determinación de problemas de máquinas es muy útil obtener datos de vibración de cada plano de medición que contenga tres direcciones. Esas direcciones se llaman Axial, Radial, y Tangencial, o Axial, vertical y horizontal. Axial es la dirección paralela a la flecha, radial es la dirección desde el transductor hacia el centro de la flecha, y tangencial es 90 grados de radial, tangente a la flecha.²⁴ En la siguiente figura se muestra las direcciones para la ubicación de los transductores.

Figura 46 Puntos de medición Radial (vertical), Tangencial (horizontal), Axial (axial).



Las posiciones vertical y horizontal a la línea central del cojinete son utilizadas para medir las vibraciones causadas por fuerzas radiales tal como el desbalance. La posición axial es utilizada para medir las vibraciones causadas por fuerzas axiales por ejemplo en elementos mecánicos como engranajes helicoidales, problemas en correa de transmisión y algunos desalineamientos severos.

²⁴ WHITE. Op. cit., p 72.

Siempre se debe considerar el lado de carga del rodamiento. Cuando los cojinetes son inaccesibles, los transductores pueden ser montados y luego cableados a una caja de conexiones que permita la toma de datos de vibración.

En general las lecturas son tomadas en los apoyos en dirección radial cuando en los rodamientos el angular igual a 0° , estos rodamientos son utilizados en motores eléctricos, ventiladores medianos, y en unidades de transmisión de potencia no sujetas a cargas axiales. En rodamiento de contacto angular diferente de 0° , o cualquier elemento que absorba el empuje axial como un acoplamiento radial-axial, este requiere de la medición axial para un monitoreo preciso.

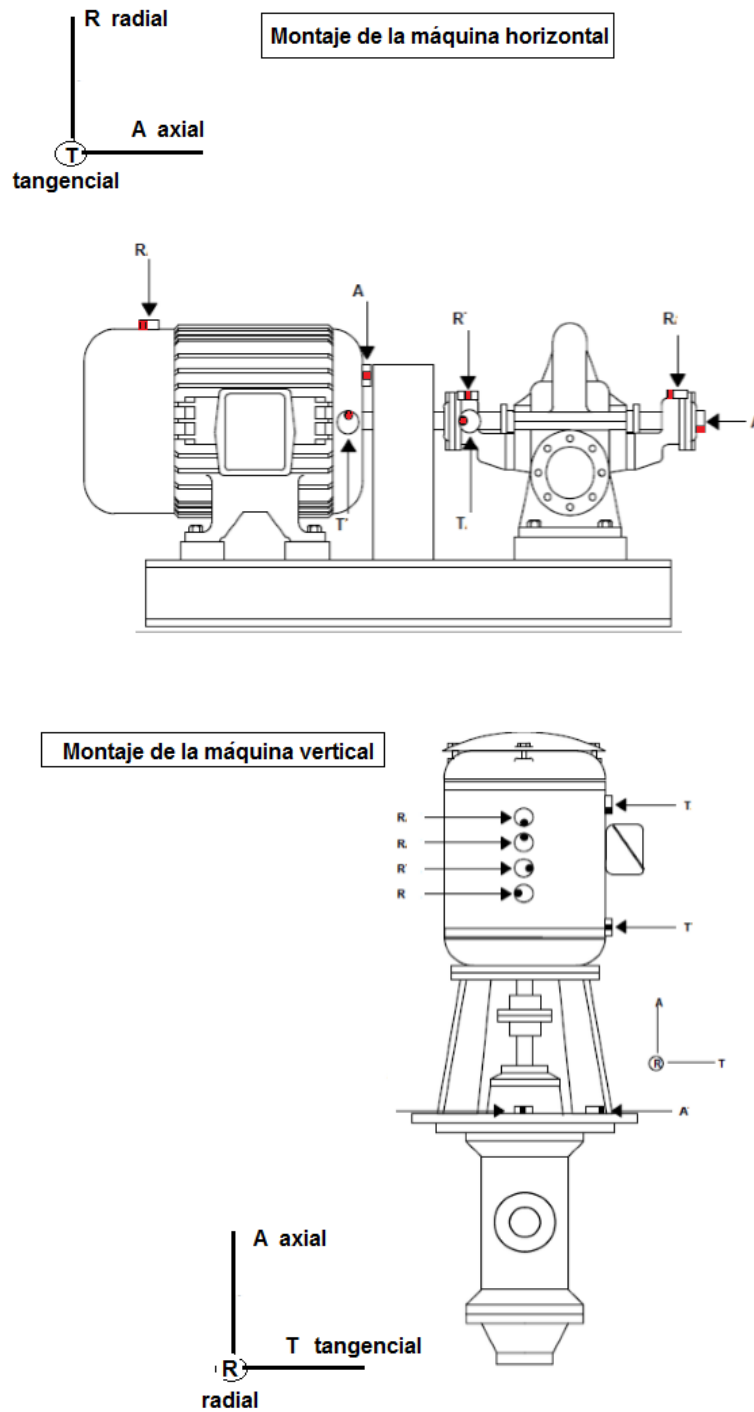
Los engranajes de contacto angular (helicoidal) generan vibración axial y los rodamientos adsorben este empuje y las vibraciones, por lo tanto se deben medir la dirección axial.

Las lecturas radiales son requeridas para verificar la condición de la maquina a la velocidad de operación (1x), tal como desbalance, desalineamiento, soltura, resonancia y eje combado.²⁵

En la siguiente figura se muestra un esquema de una maquina montada horizontalmente y verticalmente, para las cuales se indican sus puntos de medición.

²⁵ ESHLEMAN. Op. cit., p 2.13

Figura 47 Puntos de medición en máquinas montadas en vertical y horizontal.



Fuente: adaptado de AZIMAD, introducción al análisis de vibraciones, 2010

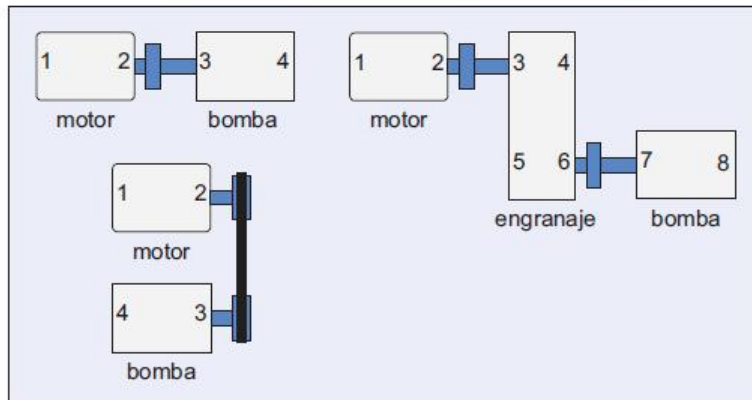
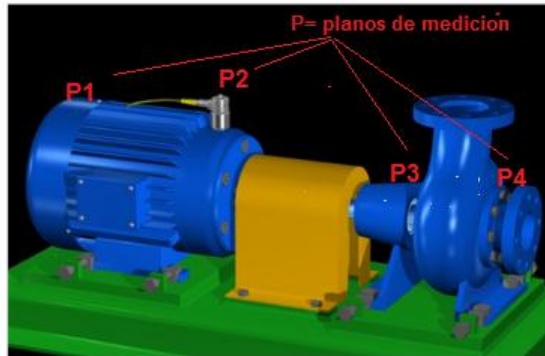
4.7.1 Toma de datos e informes en generales

El primer paso es identificar las posiciones (planos de medición) y los puntos de la máquina la que se va a tomar mediciones. Las vibraciones mecánicas tienen una analogía con la corriente eléctrica.

Del mismo modo que una corriente eléctrica tiende a ir a la tierra, las vibraciones causadas por defectos en la maquinaria de rotación se transmiten a tierra a través de sus soportes. Por tanto los apoyos (rodamientos, cojinetes) son la ubicación donde las vibraciones mejor se manifiestan, por ejemplo en un motor eléctrico se transmiten desde el rotor al estator para en última instancia llegar a tierra. Por lo tanto, es en los apoyos donde las mejores señales para monitoreo de condición se pueden medir y por lo tanto estos son generalmente las mejores posiciones para mediciones de vibración.

Siempre es necesario seguir una designación de los distintos apoyos (rodamientos o cojinetes) de una máquina para realizar la toma de datos. La convención general es comenzar etiquetando desde la entrada de potencia hacia la salida, por ejemplo, un conjunto de máquina motor-bomba. En la figura siguiente se muestra una imagen donde se especifica el orden de los puntos de medición.

Figura 48 Designación de los apoyos de máquinas cada plano (P) contiene las tres medidas (axial, radia, tangencial)



Fuente: adaptado Manual de uso (vibration tester) FLUKE 810, junio 2010

Los informes de vibración generalmente se indicando la información de cada plano de medición con sus respectivos puntos medidos, se contempla la información del nivel parámetro, rango de frecuencia, tipo de medida y tipo de transductor de cada punto de medición para su posterior diagnóstico.

4.8 PLANIFICACIÓN DE PRUEBAS PARA LA TOMA DE DATOS DE VIBRACIÓN

Cuando se lleva a cabo una inspección de vibración de un grupo de máquinas se tendrá que tomar en cuenta que la firma de vibración de una máquina depende en gran parte de sus parámetros de operación y de su estado físico. Los parámetros de operación incluyen factores como velocidad de operación, carga, presiones (en bombas, compresores, y turbinas)

La máquina debe estar en condiciones de operación normal, cuando se toman datos de vibración. Si no es el caso, la firma de vibración no es igual a las firmas de vibración recopiladas anteriormente, y no es posible establecer una tendencia en el tiempo. Por ejemplo las velocidades de motores eléctricos dependen de la carga, a la hora de realizar la toma de datos las condiciones de carga deben ser lo más parecida a la última recolección de datos.

El nivel de vibración generado por fuentes exteriores, por ejemplo máquinas cercanas, se deben tener en cuenta cada vez que se recopilen datos. No se recomienda recopilar datos con las máquinas cercanas apagadas si anteriormente se hizo un análisis con las maquinas aledañas encendidas.

También se debe tener en cuenta la temperatura, todas las máquinas deben ser probadas totalmente calentadas. La temperatura de la máquina afecta la alineación y los juegos en operación debido a la expansión térmica. Una máquina fría tendrá una firma de vibración diferente de una máquina caliente y esas pueden a veces ser totalmente diferentes. Cuando hay temperaturas muy elevadas se recomienda seleccionar un transductor que no sea afectado por la temperatura ya que la firma de vibración puede cambiar drásticamente.

4.9 BASE DE DATOS CARGA / DESCARGA

El analizador FFT (instrumento de recolección de datos que puede realizar la transformada rápida de Fourier) recoge y almacena sólo una cantidad limitada de datos. Por lo tanto, los datos deben ser descargados a la computadora para formar una historia y una base de datos de información de la maquinaria a largo plazo para la comparación y tendencias. Para llevar, así como ayudar en la recopilación, gestión y análisis de datos de la maquinaria, se requiere que los paquetes de gestión de base de datos. Estos programas de gestión almacenan los datos de vibración de maquinaria, hacen una comparación entre las mediciones actuales y pasadas gracias a un software de análisis de vibraciones. En su base de datos tiene niveles de alarma, niveles globales de vibración, FFT, formas de onda de tiempo y otros. Estos parámetros son producidos según el tipo de máquina y elementos a analizar que ayudan a analizar los cambios del nivel de vibración.

Para lograr la carga/descarga de la toma de datos se debe realizar una configuración y ruta de las máquinas y puntos de medición. Las rutas son creadas según la necesidad del cliente o son realizadas por los software suministrados por proveedor del analizador FFT.

4.10 CUESTIONARIO DEL TEMA EN GENERAL

- ✓ El desplazamiento es la medida indicada para:
 - a) Frecuencias Bajas-
 - b) Velocidades mayores a 60000 cpm
 - c) Frecuencias Altas
 - d) Variaciones aleatorias de fase
 - e) Ninguna de las anteriores

- ✓ Al elegir la magnitud o parámetro vibratorio a medir, si el interés está centrado en el contenido a bajas frecuencias de la vibración, es conveniente medir aceleración.
 - a) Verdadero
 - b) Falso -

- ✓ Los acelerómetros en modo de carga se utilizan:
 - a) Cuando hay alta gama de frecuencias donde se va a medir
 - b) Cuando la temperatura de la superficie, donde se recolectan las vibraciones es alta-
 - c) Para aplicaciones de baja velocidad
 - d) En las zonas peligrosas para el analista
 - e) Ninguna de las anteriores

- ✓ Cuál de las siguientes opciones se utiliza para medir las vibraciones del eje:
 - a) Fococelda
 - b) Transductor de velocidad
 - c) Acelerómetro
 - d) Sondas de corriente Eddy-

✓ Cuál de los siguientes transductores de vibración no necesita una fuente de alimentación externa:

- a) Acelerómetros
- b) Transductor de velocidad-
- c) sondas de corriente Eddy
- d) Sondas de proximidad
- e) Ninguna de las anteriores

✓ La captación implica la conversión de una magnitud física (desplazamiento, velocidad o aceleración) en una magnitud eléctrica (voltaje o corriente) mediante un sensor apropiadamente especificado:

- a) Verdadero
- b) Falso

✓ Los factores necesarios a tener en cuenta para que la captación de una señal de vibración sea confiable son:

- a) Elegir adecuadamente el punto y dirección de la medida, según el interés de la toma
- b) Fijar correctamente el sensor
- c) No perturbar el sistema vibratorio
- d) Elegir adecuadamente el sensor según el rango de frecuencias a medir
- e) Todas la anteriores-

✓ Un sensor de desplazamiento sin contacto (proximitor) consiste en bobinas espaciadas simétricamente y enrolladas sobre un carretel aislado. Un núcleo magnético se mueve sin contacto a través de las bobinas proporcionando la trayectoria para la conexión del flujo magnético

- a) Verdadero
- b) Falso-

- ✓ Software de administración de datos recogen y almacenan los datos de:
 - a) Los sistemas de monitoreo en línea
 - b) Los colectores de datos / analizadores-
 - c) Medidores de vibración manuales
 - d) Vibrómetros torsión
 - e) Todas las anteriores

- ✓ un acelerómetro necesita fuente de alimentación
 - a) Verdadero-
 - b) Falso

- ✓ una sonda de proximidad que mide
 - a) Desplazamiento relativo entre apoyo y soporte
 - b) Vibración en unidades de desplazamiento
 - c) Aceleración de la vibración
 - d) Vibración en unidades de velocidad
 - e) Ninguna de las anteriores

- ✓ Un acelerómetro realizando integral puede expresar las unidades de la vibración en unidades de:
 - a) G's
 - b) mm/s
 - c) Micras
 - d) b y c-
 - e) a y c

- ✓ Los acelerómetros producen voltaje proporcional a:
 - a) La masa
 - b) Velocidad
 - c) Aceleración-

- d) Desplazamiento
- e) Todas las anteriores

✓ La energía mecánica de la vibración puede ser convertida en eléctrica proporcional a un parámetro de movimiento gracias a:

- a) Un voltímetro
- b) Un sensor de vibración-
- c) Un tensor de vibración
- d) Cinta reflectante en el eje
- e) Ninguna de las anteriores

✓ Los puntos de medición en un apoyo son:

- a) radial-axial-lineal
- b) tangencial-horizontal-radial
- c) axial-tangencial-horizontal-
- d) radial-vertical –lineal
- e) axial-lineal-tangencial

5 PROCESAMIENTO DE LA SEÑAL

5.1 ANÁLISIS DE ESPECTRO

El análisis de espectros se define como la transformación de una señal en el dominio del tiempo hacia la representación en el dominio de la frecuencia, tiene sus raíces a principio del siglo XIX, cuando Jean Baptiste Fourier dedujo la famosa Serie de Fourier, para la solución de la conducción de calor. Fourier más tarde generalizó la Serie en la Transformada Integral de Fourier. La llegada del análisis de las señales digitales naturalmente llevó a la llamada Transformada Discreta de Fourier y la Transformada Rápida de Fourier (TRF o FFT).²⁶

5.2 LA TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT)

Para adaptar la TDF (Transformada Discreta de Fourier) para uso en computadoras digitales, la llamada Transformada Rápida de Fourier fue desarrollada. La FFT es un algoritmo para calcular la TDF de manera rápida y eficaz.

Son Cooley y Tuckey que fueron acreditados con el descubrimiento de la FFT en 1967. El algoritmo pone algunas limitaciones en la señal y en el espectro resultante. Por ejemplo: la señal de la que se tomaron muestras y que se va a transformar debe consistir de un número de muestras igual a 2^n muestras, donde n es un número entero positivo. El rango de frecuencias cubierto por el análisis FFT depende de la cantidad de muestras procesadas y de la proporción de muestreo.

²⁶ WHITE. Op. cit., p 58.

Históricamente, los especialistas que han desarrollado modelos matemáticos para el estudio de la dinámica de un evento o de un sistema, deben obtener las expresiones matemáticas que describen al modelo, tanto en el dominio del tiempo como en el dominio de la frecuencia con el empleo de la TDF, por ser más cómoda su manipulación sin perder similitud con la definición continua. Sin embargo, la mayoría de los problemas confrontados con los resultados del empleo de esta herramienta matemática, han tenido su origen en el desconocimiento de las limitaciones que suponen el uso de esta técnica discreta.²⁷

5.3 ANALIZADOR FFT

El analizador FFT es un instrumento computarizado que digitaliza los datos, por medio de un convertidor A/D (análogo a digital) y luego son procesados por un algoritmo de la Transformada rápida de Fourier para obtener un espectro²⁸. La forma de la onda es reconstruida a partir de los datos digitalizados, un analizador FFT tiene alta resolución y precisión en la amplitud que depende de la calibración del instrumento. Básicamente un analizador sirve para tomar tanto estados constantes como datos temporales. El analizador requiere que complete un ciclo entero antes de que un dato sea procesado por la FFT, el analizador debe tener la capacidad de seguir los eventos al variar la velocidad (rpm) de la máquina.

En la siguiente figura se observa un analizador FFT, utilizado en el laboratorio de vibraciones de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

²⁷ Ibid.,p.60

²⁸ ESHLEMAN. Op.cit.,p. 3.3

Figura 49 Analizador FFT para vibraciones mecánicas



Fuente: <http://hi-techautomatizacion.com/analizador-de-vibraciones-810-fluke/>

5.4 MUESTREO ANÁLOGO-DIGITAL

El primer paso en la realización de un análisis FFT es el procedimiento de la muestra.

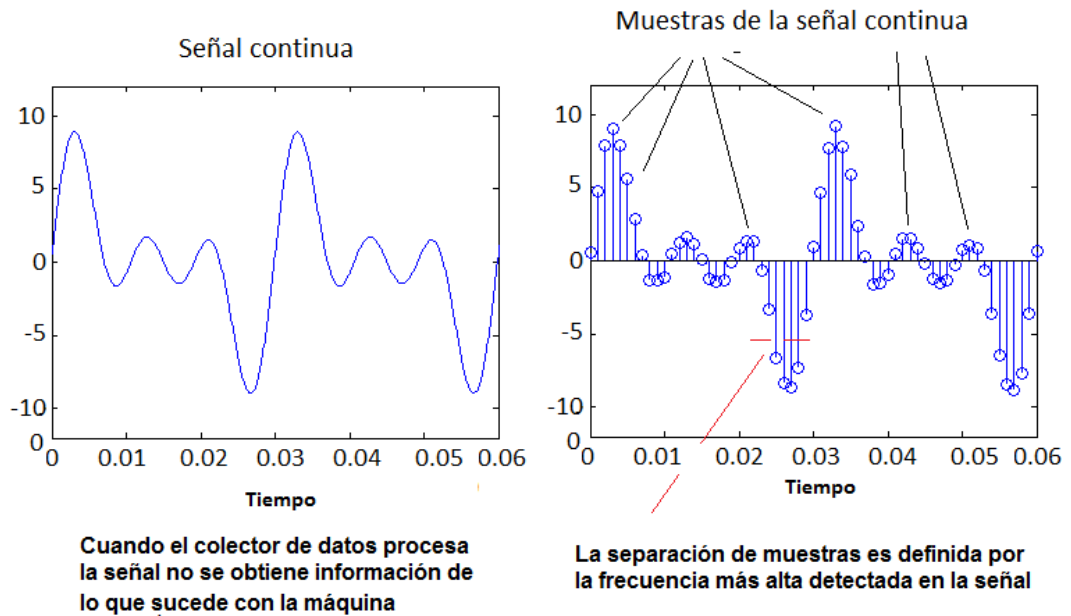
5.4.1 Muestreo

El muestreo es un procedimiento análogo, No es digital y se realiza con un circuito "Tomar muestras y detener". La salida de este circuito es una secuencia de niveles de voltaje, que se envían a un convertidor de análogo a digital (**CAD**). Los niveles de voltaje se convierten en palabras digitales que representan cada nivel de toma de muestras²⁹.

Se define muestreo como la cantidad de veces que se mide el valor de la señal en un periodo de tiempo. Es vital en esta etapa elegir adecuadamente la frecuencia de muestreo. A continuación se observa una figura donde se observa el muestreo de una señal.

²⁹ WHITE. Op. cit., p 61.

Figura 50 Muestreo de una señal



La proporción de muestreo (espacios entre las muestras) determina la frecuencia más alta en la señal que se va a codificar. La forma de onda de la cual se toman muestras (señal continua) no se puede conocer nada acerca de lo que sucede en la señal entre los tiempos de muestreo (tiempo en que el analizador procesa la muestra para ser procesada).

Claude Shannon, desarrolló la rama de las matemáticas que se llama teoría de la información, determinó que para codificar toda la información contenida en las muestras de una señal, la frecuencia de muestreo debe ser por lo menos el doble de la frecuencia más alta presente en la señal. Este hecho a veces es llamado el criterio Nyquist³⁰.

Por ejemplo si una señal de vibración está compuesta por señales armónicas (frecuencias de 10Hz, y 30 Hz), la frecuencia de muestreo debe ser mínimo el

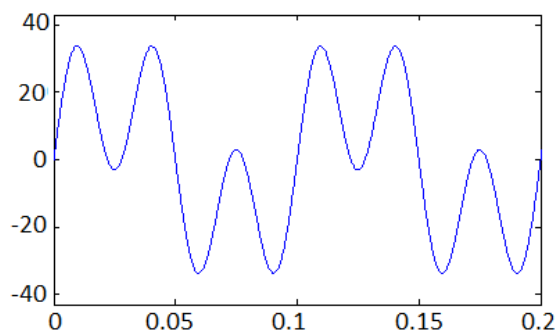
³⁰ Ibid.,p.61

doble de la frecuencia de la señal con mayor frecuencia (para casos prácticos se recomienda 5 veces como mínimo). La reconstrucción de la señal a partir de sus muestras debe ser tal que el espectro de vibración no presente errores debido a la pérdida de información en los procesos de Discretización (pasar una señal analógica a digital) y reconstrucción. Se presenta la figura con el muestreo de una señal compuesta.

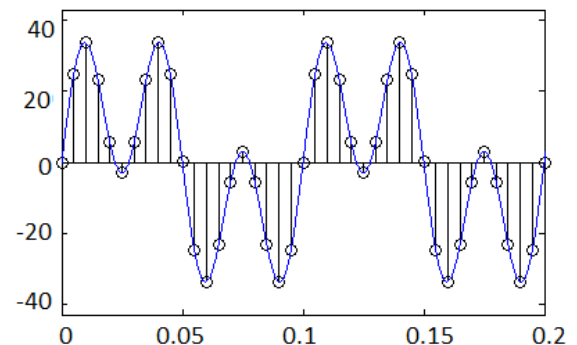
Figura 51 Muestreo de una señal compuesta.

Características de la vibración							
Rev [rpm]	1800	30	[Hz]	Amplitud []	23	Fase [°]	0
Rev [rpm]	600	10	[Hz]	Amplitud []	20	Fase [°]	0

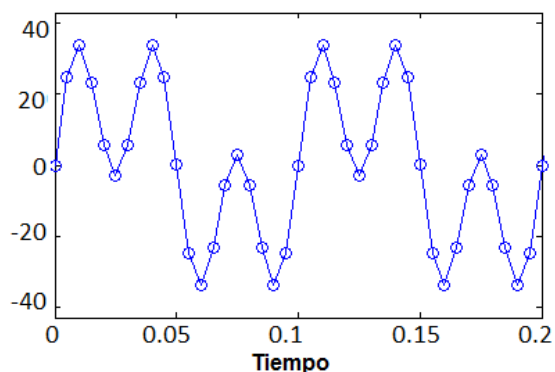
a) Señal Continúa



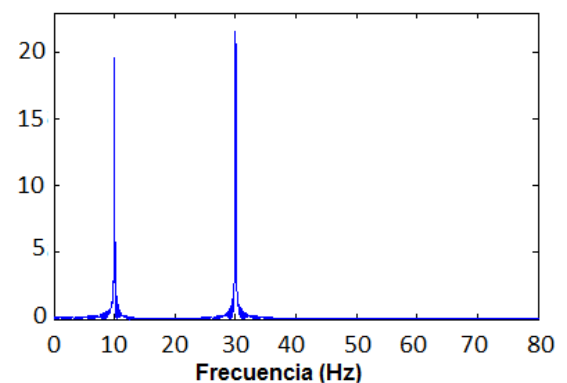
b) Discretización



c) Reconstrucción



d) Espectro de la reconstruida



De la figura anterior: a) Señal continua, b) Discretización, c) Reconstrucción, d) Espectro de la señal reconstruida

Según el teorema de **Nyquist-Shannon** la cantidad de veces que se debe poner la frecuencia de muestreo de una señal para no perder información. Esta dada por la siguiente relación.

$$F_{muestreo} \geq 2.56 * F_{max}$$

Por ejemplo si se tiene una señal de vibración compuesta por dos señales armónicas que contiene 34 HZ y 65 HZ respectivamente, ¿Cuál es la frecuencia de muestreo mínima?

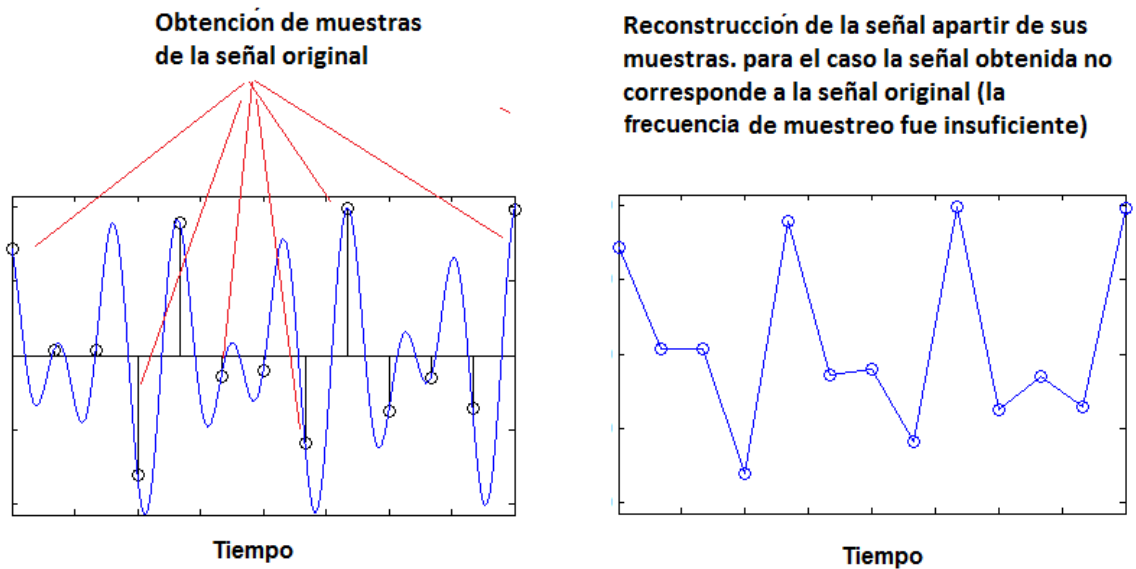
Criterio 3 veces la máxima frecuencia:

$$F_{muestreo} = 3 * 65 = 195 \text{ Hz}$$

Fmax es la frecuencia más alta presente en la señal a muestrear; Si no se cumpliera esta condición posteriormente resultaría imposible reconstruir la señal de partida a partir de sus muestras, es decir, se habría perdido información.

En la siguiente figura se observa el fenómeno, se quiere muestrear una señal.

Figura 52 Muestreo cuando no se cumple el criterio de Nyquist



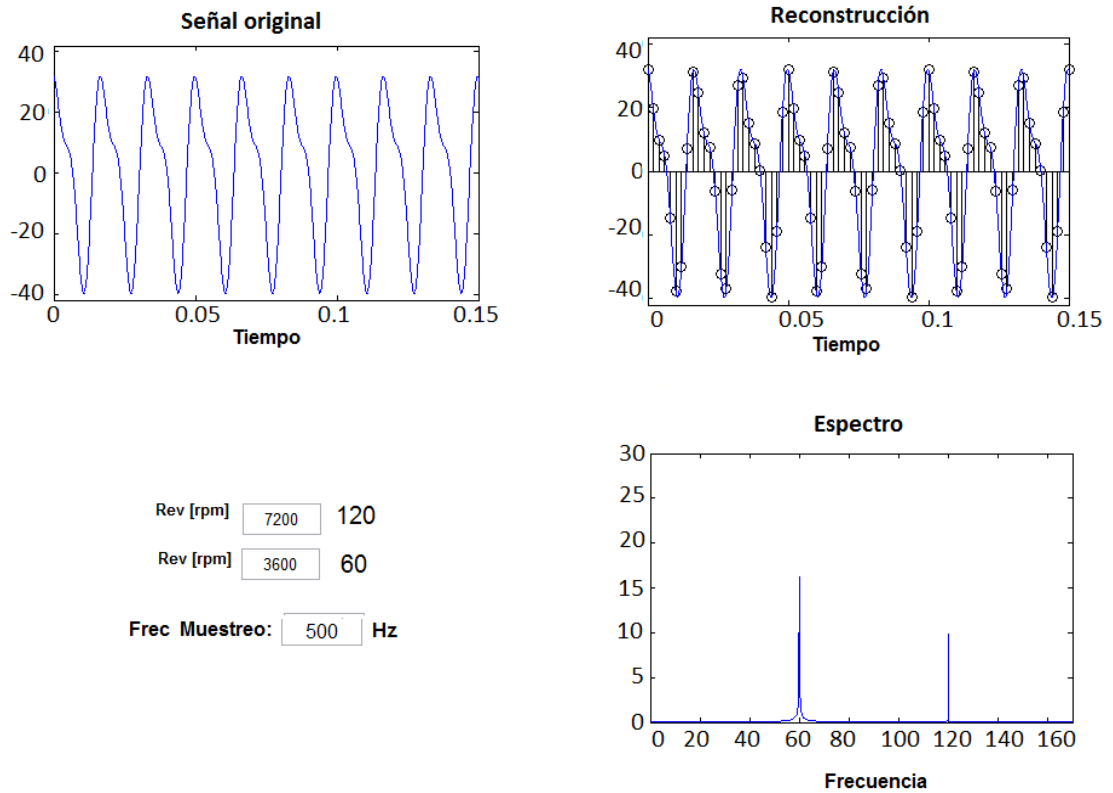
5.4.2 Fenómeno de Aliasing

Cuando el muestreo no cumple el teorema de Nyquist esto resulta en la pérdida de datos y causa la aparición de frecuencias fantasmas en el espectro debido a que la frecuencia de muestreo es menor a dos veces la máxima frecuencia presente en los datos³¹.

Observe la Figura 53 En la Figura superior se muestra el registro temporal de una vibración con dos armónicas a 60 Hz, 120 Hz. La frecuencia máxima de análisis es de 500 Hz por lo cual, no se observa el efecto del aliasing.

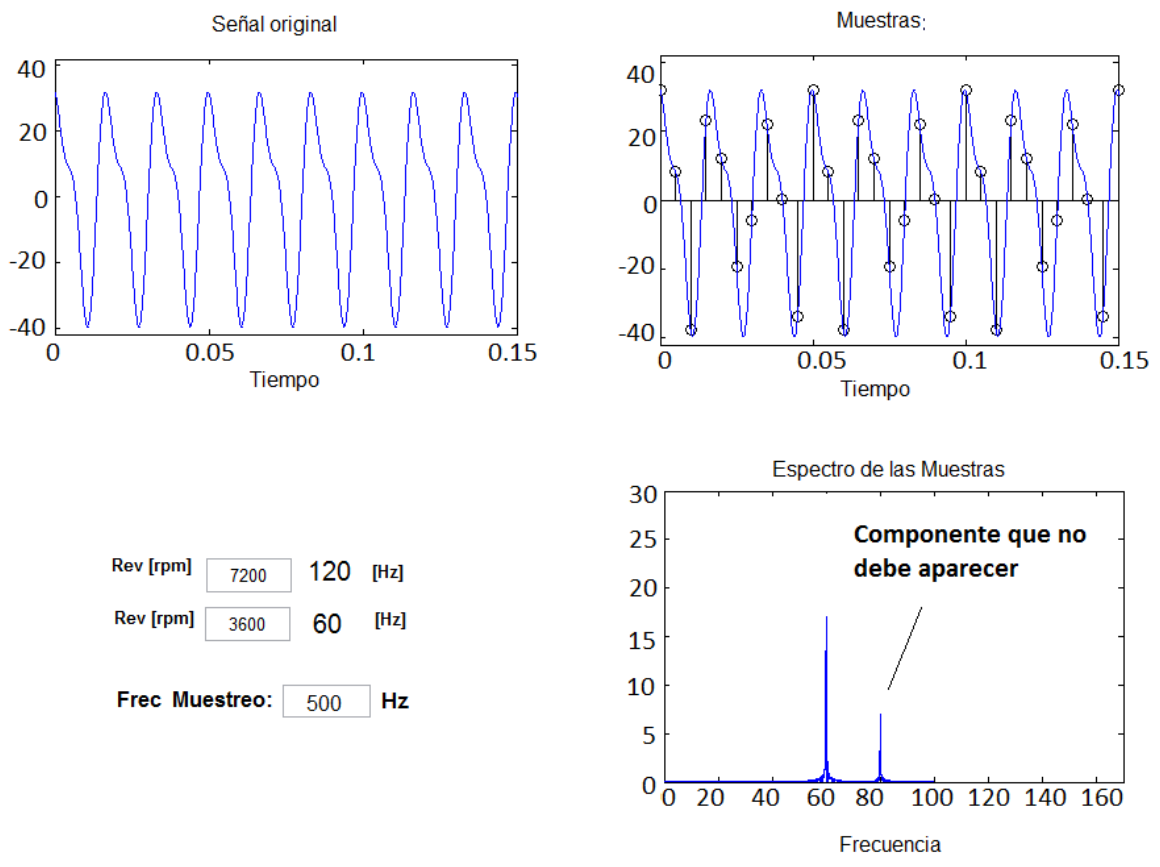
³¹ ESHLEMAN. Op.cit.,p. 3.7

Figura 53 Señal con armónicos a 60 y 120 Hz, frecuencia de muestreo a 500 Hz



Sin embargo, en la Figura 54, la señal ha sido muestreada a menor frecuencia (a 200 Hz). En el espectro aparece la señal armónica a 60 Hz, pero la señal de 120 HZ no aparece y en su lugar aparece una frecuencia de 80 Hz, esto debido a la presencia de aliasing en el espectro.

Figura 54 Efecto aliasing para señal compuesta por señales de 60 y 120 Hz, frecuencia muestreo a 200 Hz



Los algoritmos FFT dan una alternativa de solución introduciendo la opción de un filtro anti-aliasing, el filtro consiste simplemente en un filtro pasa-baja (filtro pasabaja deja pasar unas frecuencias determinadas y elimina otras que pueden causar el fenómeno de aliasing)

5.4.3 Fenómeno leakage (Fuga espectral)

El analizador FFT es un aparato que procesa lotes (cantidades de señal), toma muestras de la señal de entrada durante un tiempo específico recopilando las muestras en un buffer³².

Después, el aparato lleva a cabo el cálculo en este "lote" y enseña el espectro resultante.

El algoritmo que cambia el muestreo de datos en la memoria del analizador (forma de onda digitalizada y reconstrucción) en un espectro asume que los datos antes y después son similares.

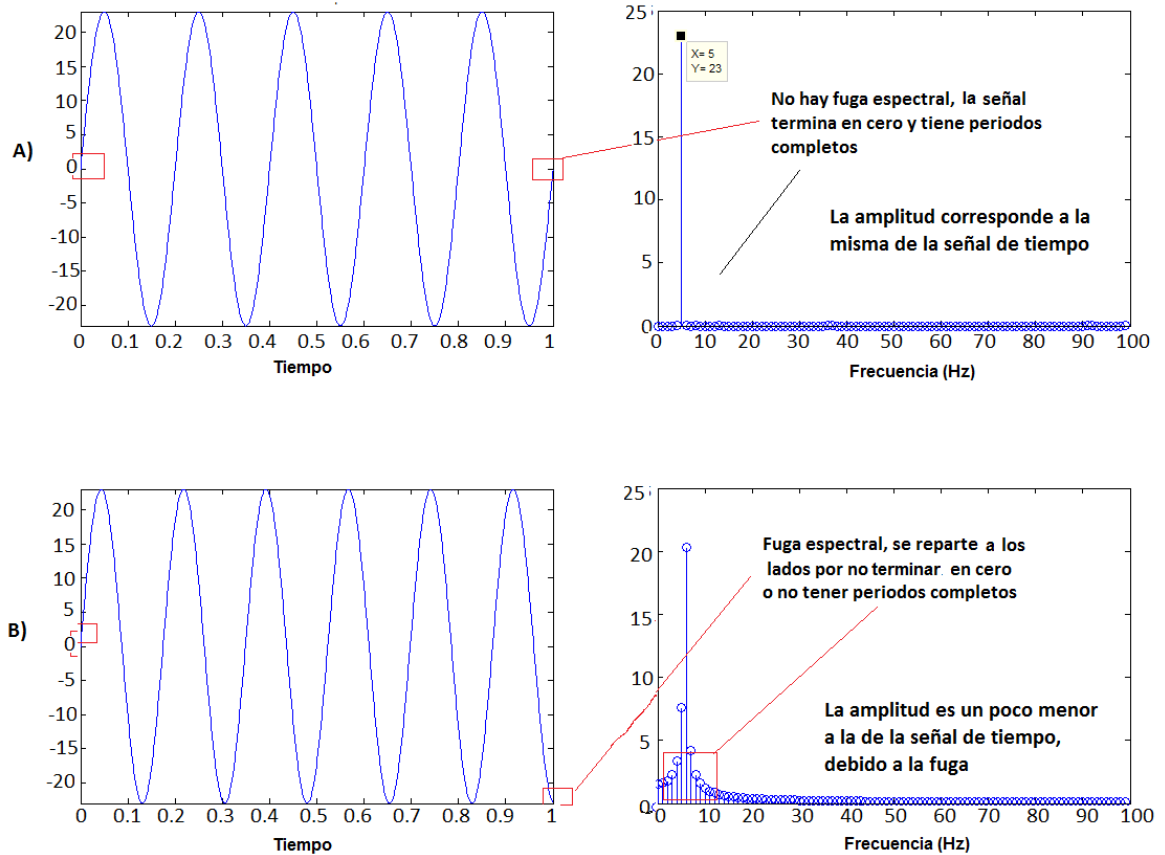
Por esta razón, el algoritmo de la FFT requiere que los datos tomados arranquen y terminen en una amplitud igual a cero, o terminen en ciclos enteros (los ciclos enteros no necesariamente deben ser empezados y terminados en cero)³³.

La figura siguiente compara el fenómeno de fuga para dos registros de tiempo.

³² WHITE. Op. cit., p 64.

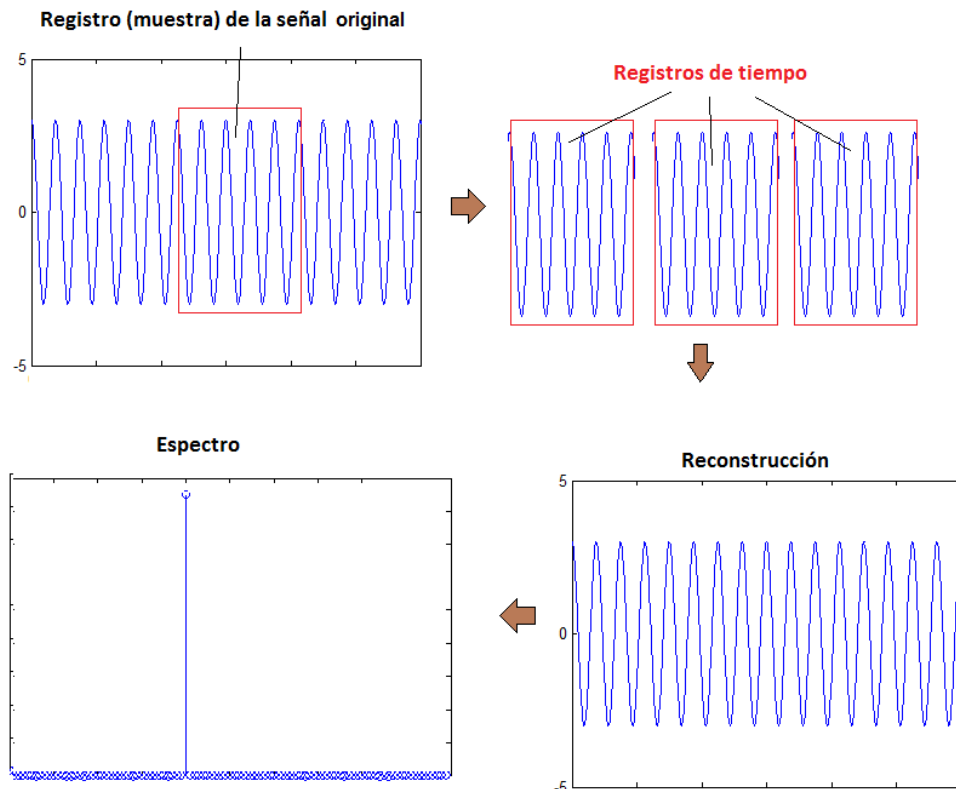
³³ ESHLEMAN. Op.cit.,p. 3.8

Figura 55 Fenómeno de fuga espectral en dos registros de tiempo. A) registro que empieza y termina en cero y en ciclos completos. B) registro que empieza en cero pero no termina en cero y sin ciclos completos



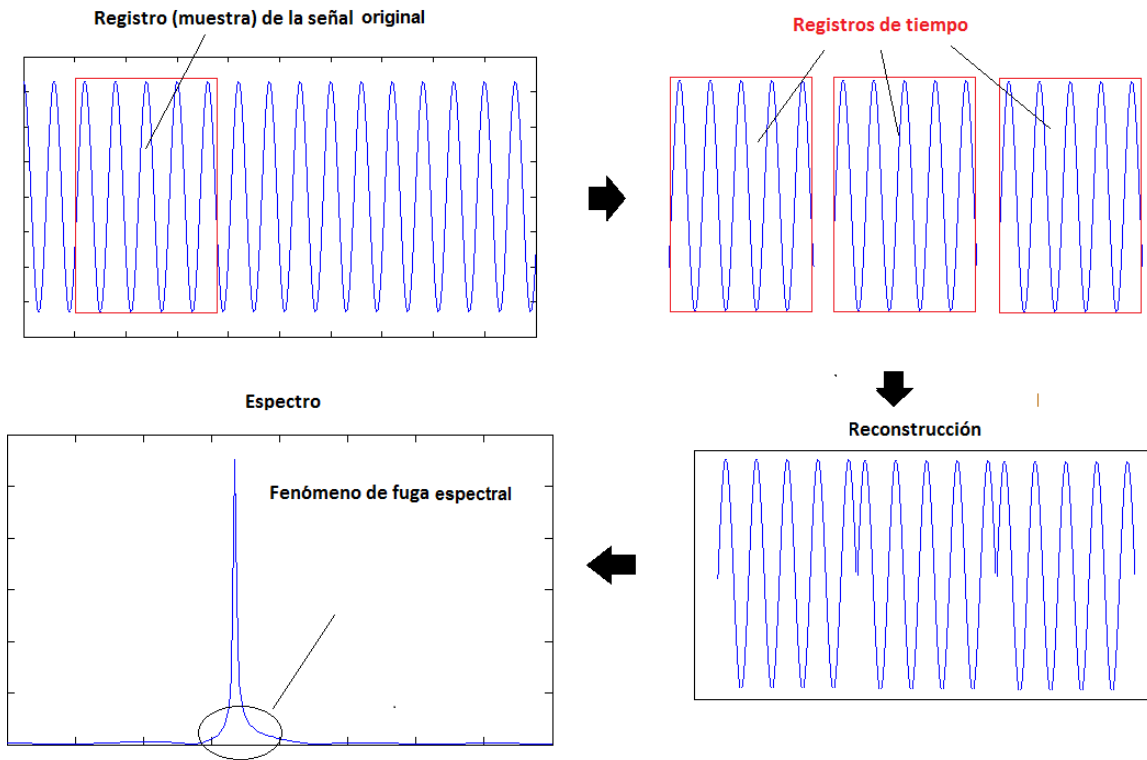
Inevitablemente la señal registrada tiene que ser limitada en el tiempo, lo que equivale a “encerrarla” dentro de una ventana de tiempo. En Figura 56, se observa el registro temporal “encerrado” dentro de la ventana de tiempo que limita un segmento, el segmento es la señal adquirida en un determinado tiempo (la muestra) la cual reconstruye la señal para ser procesada por la FFT.

Figura 56 Registros de tiempo (muestras) adquiridas para la reconstrucción de la señal, si la onda reconstruida termina en cero o tiene periodos completos el espectro se observara bien.



Notar que la forma de onda reconstruida es igual como fue anteriormente muestreada. En la Figura 57, el muestreo no empieza ni termina en amplitud cero y se obtiene una forma de onda reconstruida que no es el igual a los datos muestreados originales, esta forma de onda causara errores en el espectro que se llaman fugas (leakage), que es energía que se distribuye.

Figura 57 Señal temporal y espectro de una vibración con efecto leakage

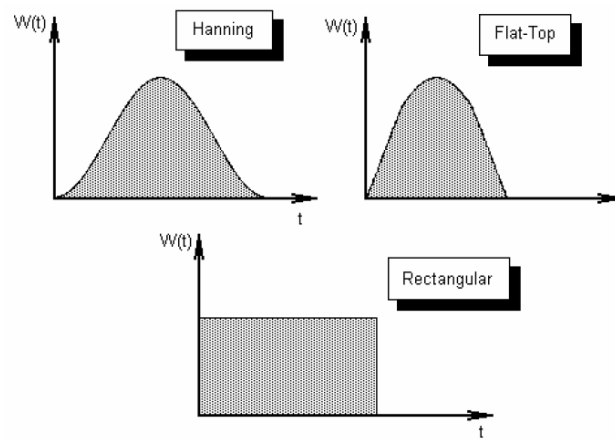


5.5 VENTANAS DE PONDERACIÓN

Debido a el efecto de fuga espectral que obviamente introduce un error en las amplitudes es necesario garantizar compensaciones cuya responsabilidad recae en las llamadas Ventanas de Ponderación, siendo la Ventana HANNING, la Ventana Flat-Top y la Ventana Rectangular (uniforme) las más usadas en el ámbito industrial. El instrumento Analizador FFT permite escoger el tipo de ventana y multiplica el registro temporal de cada segmento por la ventana de ponderación, de manera tal que la ventana tenga la misma "longitud" de tiempo que el segmento registrado.

En la figura siguiente se muestran los tipos de ventanas.

Figura 58 Tipos de ventanas de Ponderación



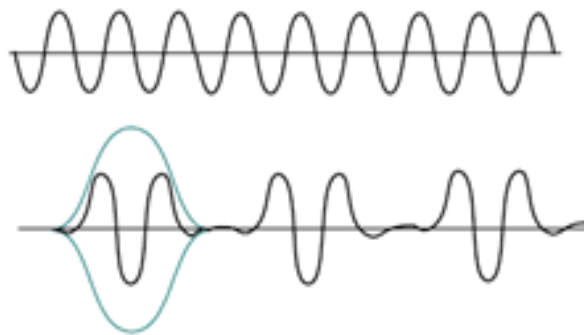
Fuente. PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibración en máquinas rotatorias

Como la adquisición de datos no puede ser controlada para obtener un muestreo periódico, se utilizan las ventanas para forzar que los puntos finales o extremos de los datos sean ceros. Una función ventana es multiplicada por cada señal muestreada para obtener un registro igual a cero al comienzo y al final.

5.5.1 Ventana Hanning

La ventana hanning es recomendada para datos en estado constante en múltiples frecuencias (varias velocidades de operación). Y tiene la forma de un ciclo de una onda cosenoidal. A continuación la figura muestra una onda armónica y debajo la misma onda multiplicada por la función ventana hanning.

Figura 59 Ventana Hanning multiplicando una onda armónica

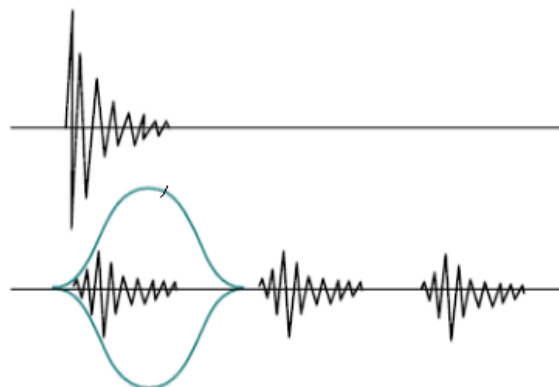


Fuente: AZIMAD, introducción al análisis de vibraciones, 2010

Este tipo de ventana no debe ser empleada para el tratamiento de eventos transitorios, se debe utilizar en señales continuas ya que las señales transitorias empiezan con un valor de amplitud y terminan en cero, y hace que se destruya parte de los datos de la señal, los datos de mayor amplitud se captan al comienzo del muestreo.

A continuación en la figura se ilustra el efecto de utilizar ventana hanning en señales transitorias.

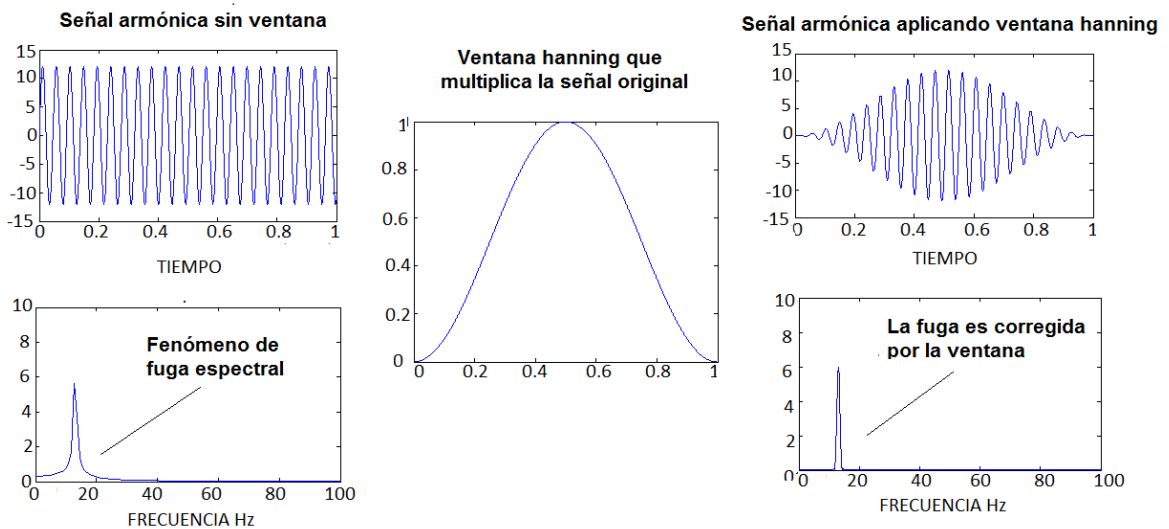
Figura 60 Ventana hanning utilizada en señales transitorias, es muy probable que se pierda información



Fuente: AZIMAD, introducción al análisis de vibraciones, 2010

En la siguiente figura se tiene una señal armónica que presenta fuga espectral, se multiplica por la ventana hanning y se aprecia el cambio en el espectro de la vibración.

Figura 61 Señal de vibración armónica con fuga espectral, se observa el cambio cuando se hace pasar por la ventana hanning



5.5.2 Ventana Flat top

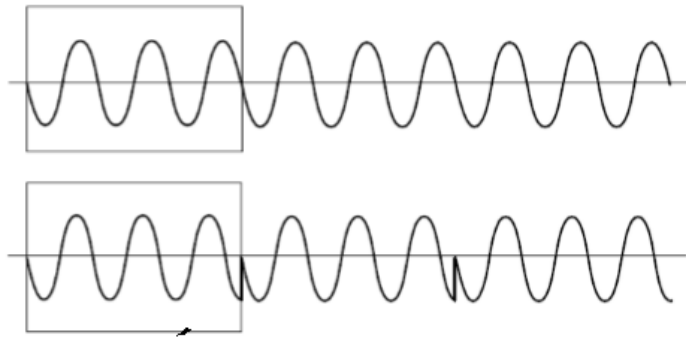
Al igual que en el caso anterior, este tipo de ventana no deberá ser empleada durante el tratamiento de eventos transitorios, pierde algo de resolución, pero tiene solamente una inexactitud en la amplitud de 1%³⁴. Sin embargo esta ventana es recomendada para líneas espectrales discretas y da una buena precisión en la medición de la amplitud.

5.5.3 Ventana uniforme o rectangular

³⁴ PALOMINO. Op.cit.,p.99

Debe ser empleada para el tratamiento de vibraciones transitorias, no debiendo ser utilizada para el procesamiento de señales estacionarias³⁵. La ventana uniforme o rectangular, es utilizada para analizar las respuestas en las pruebas de impacto³⁶, por esta razón doble golpe (dar un segundo golpe antes de tomar antes de adquirir los datos) dentro del tiempo de la adquisición no es recomendable.

Figura 62 Ventana uniforme apliada a señales que no terminan en cero, la ventana realiza esta funcion para evitar fuga espectral



Fuente: AZIMAD, introducción al análisis de vibraciones, 2010

En la Tabla 5.1 siguiente se describe el error estimado en la amplitud después de haber pasado una señal por la ventana. El factor de ventana es utilizado en el cálculo teórico de tiempo de adquisición y el número de líneas.

³⁵ PALOMINO. Op.cit.,p.100

³⁶ ESHLEMAN. Op.cit.,p. 3.9

Tabla 9 Selección de la ventana, error de amplitud y factor de ventana

Ventana	Propósito	Error en estimado en la amplitud	Factor de ventana
Uniforme	Pruebas de impacto	56.6%	1
Hanning	Monitoreo de la vibración	18.8%	1.5
Flat Top	Medición exacta de la amplitud de la vibración	1%	3.8

Fuente: ESHLEMAN, Ronald, Vibration analysis, cap 3 pp 58

5.6 FILTROS

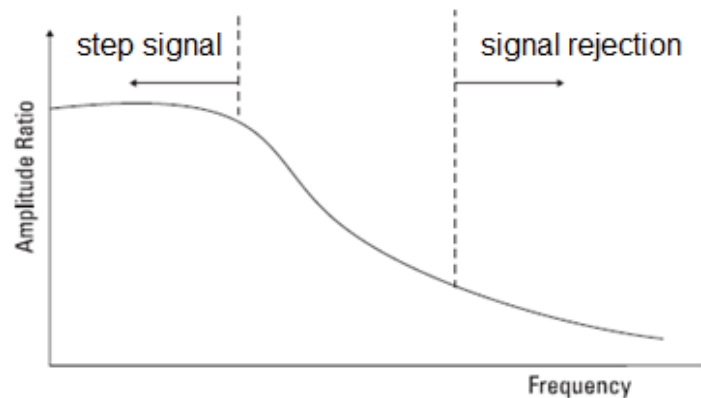
El propósito de filtrar una señal es remover componentes en frecuencia no deseados que alteren el análisis de la señal, así como frecuencias por encima o por debajo del intervalo de frecuencias predominantes del movimiento (por ejemplo un intervalo de una componente de paso de alabes o de dientes), o frecuencias fantasmas debido a la frecuencia de muestreo.

Por definición la norma ISO 2041 el FILTRO es un dispositivo para la descomposición de las oscilaciones en base a sus componentes de frecuencias. Este introduce una atenuación relativamente baja para las oscilaciones contenidas en una o más bandas de frecuencias e introduce una atenuación relativamente alta sobre las oscilaciones contenidas en otras bandas de frecuencia.

5.6.1 Filtro pasa – baja

Es un sistema que atenúa las componentes de alta frecuencia en la señal. En la Figura 63, se muestra la respuesta dinámica de este tipo de filtro, el cual mantiene componentes cuyas frecuencias son inferiores a la frecuencia seleccionada.

Figura 63 Respuesta filtro pasa bajo



Fuente: The Fundamentals of Signal Analysis, Agilent technologies: (citado 17 Mar, 2014), <http://cp.literature.agilent.com/litweb/pdf/5952-8898E.pdf>

Por ejemplo, se observa en la Figura 64, una señal compuesta por dos frecuencias de 30 y 60 Hz. Si se filtra usando un filtro de baja que atenúe componentes de 40Hz en adelante, el espectro de vibración cambiará al igual que su señal temporal dejando solo la señal de 30Hz.

Figura 64 Filtro pasa baja diseñado en matlab, maxima frecuencia que deja pasar es 39 Hz

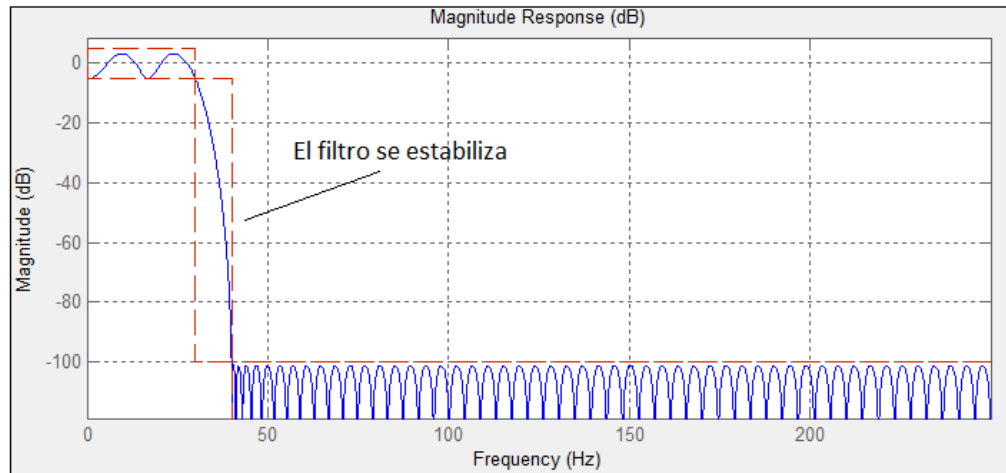
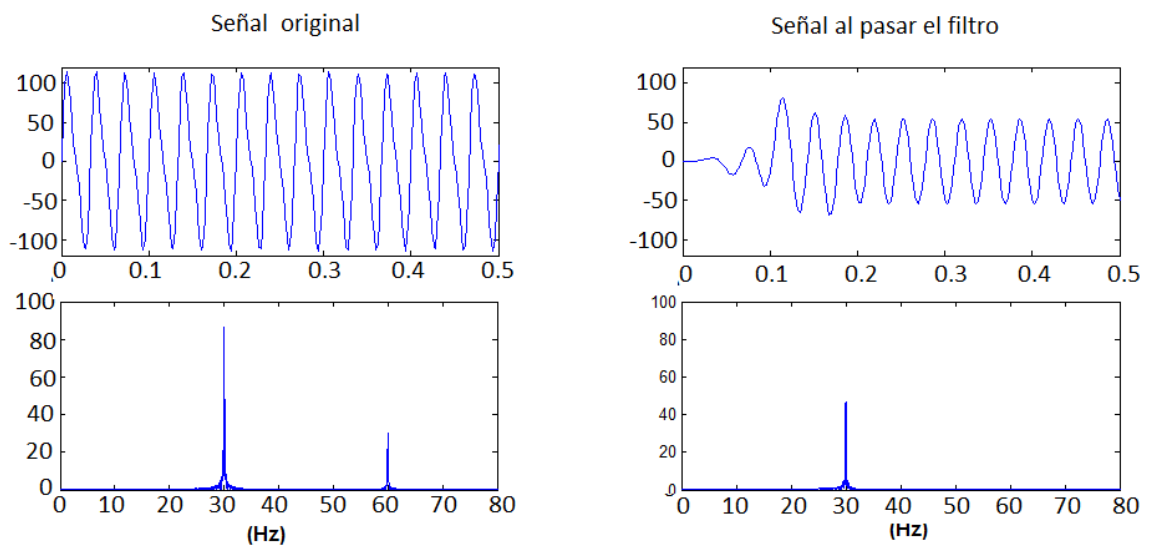


Figura 65 Señal compuesta después de pasar por un filtro pasa baja, el filtro elimina componentes superiores a 40 Hz

Características de la vibración

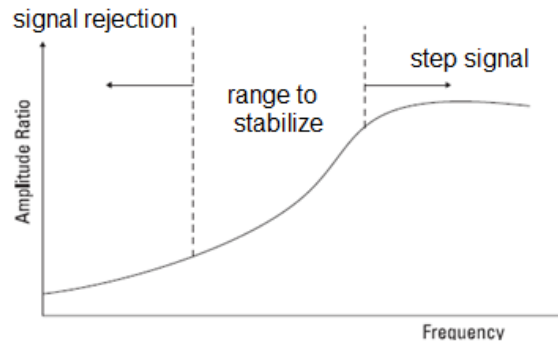
Rev [rpm]	<input type="text" value="3600"/>	60 [Hz]	Amplitud [um]	<input type="text" value="30"/>	Fase [°]	<input type="text" value="0"/>
Rev [rpm]	<input type="text" value="1800"/>	30 [Hz]	Amplitud [um]	<input type="text" value="100"/>	Fase [°]	<input type="text" value="0"/>



5.6.2 Filtro pasa –alta

Es un sistema que mantiene los armónicos de alta frecuencia, atenuando las de baja frecuencia³⁷, en la Figura 66, se muestra la respuesta dinámica de este tipo de filtro.

Figura 66 Respuesta filtro pasa alta

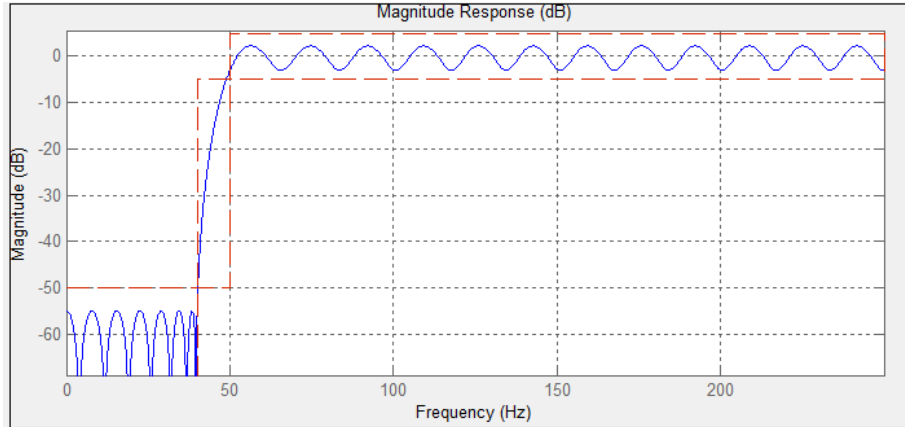


Fuente: The Fundamentals of Signal Analysis, Agilent technologies: (citado 17 Mar, 2014), <http://cp.literature.agilent.com/litweb/pdf/5952-8898E.pdf>

En la siguiente figura se observa el comportamiento de un filtro creado diseñado en matlab para atenuar componentes de frecuencia menores de 40 Hz.

³⁷ PALOMINO. Op.cit.,p.48

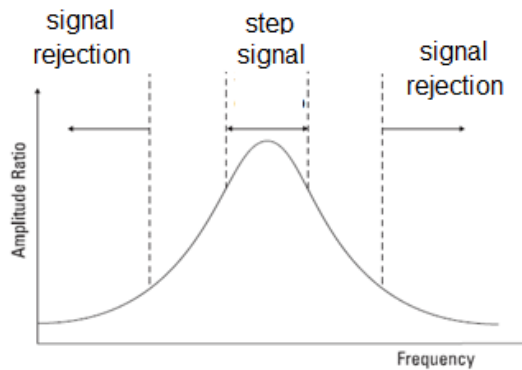
Figura 67 Filtro pasa alta diseñado en matlab, mínima frecuencia que deja ver en 39 Hz



5.6.3 Filtro Pasa – Banda

Con la combinación adecuada de un filtro pasa - alto y uno pasa - bajo, se puede obtener un filtro que sólo deje pasar las armónicas comprendidas en una banda de frecuencias determinada³⁸.

Figura 68 Filtro pasa banda



Fuente: The Fundamentals of Signal Analysis, Agilent technologies: (citado 17 Mar, 2014), <http://cp.literature.agilent.com/litweb/pdf/5952-8898E.pdf>

³⁸ Ibid.,p.48

La respuesta de un filtro pasa bandas se observa en la Figura 69, este filtro está diseñado para un rango de frecuencia de paso de 80 a 120 Hz. El filtro es aplicado a una señal compuesta que contiene frecuencias 135 Hz, 100Hz, y 60 Hz.

Figura 69 Filtro pasa banda diseñada en matlab, rango de frecuencias que deja pasar es de 80 a 120 Hz

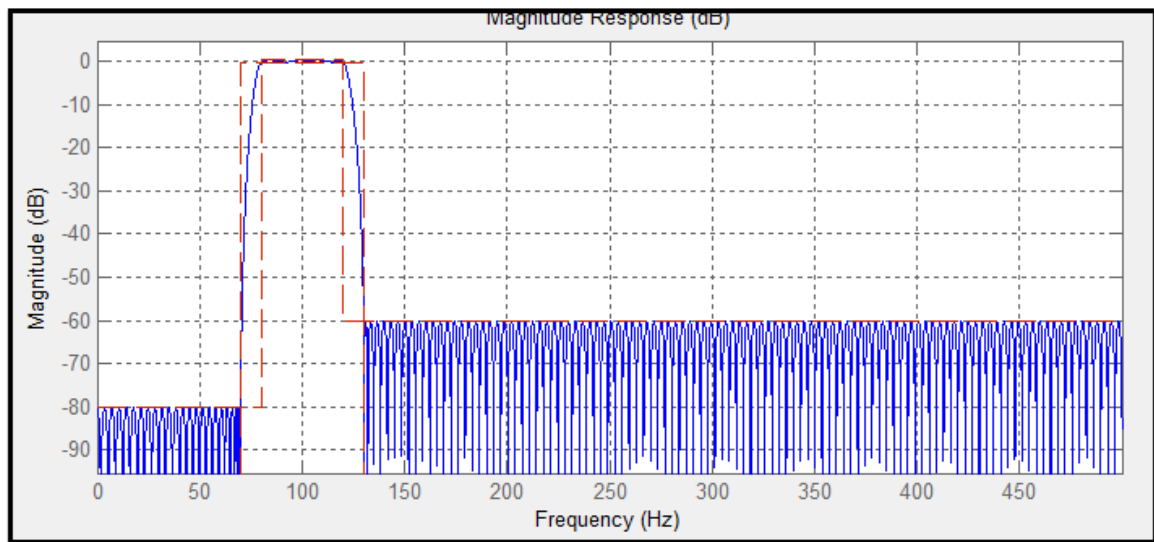
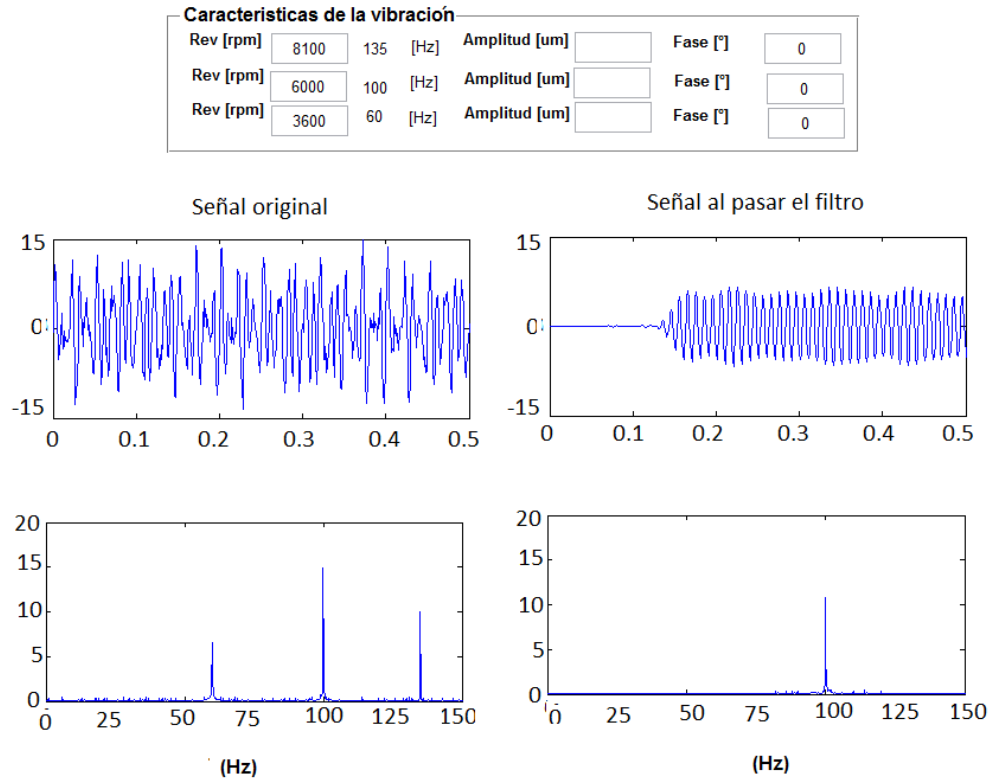


Figura 70 Señal compuesta filtrada a pasa banda



5.7 RANGO DINAMICO

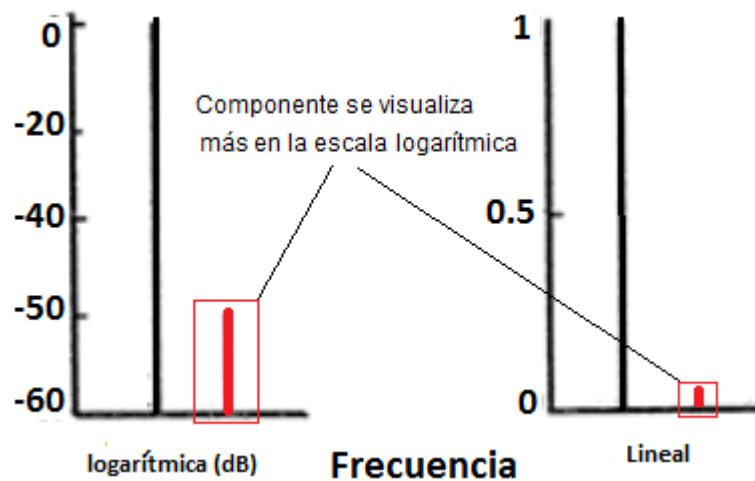
El rango dinámico es la capacidad de un instrumento para mostrar en un mismo espectro de frecuencias, pequeñas y altas amplitudes de vibración. El problema se presenta en el análisis de vibración cuando la aceleración o el desplazamiento se presentan en el espectro, y las componentes de amplitudes se muestran simultáneamente a baja y alta frecuencia³⁹. Un amplio rango dinámico se logra cuando en el instrumento se utilizan la escala logarítmica o escala decibel dB. En la Figura 71, se observa dos vibraciones mostradas en escalas de amplitud logarítmica y lineal. En la escala logarítmica la vibración de menor amplitud se

³⁹ ESHLEMAN. Op.cit.,p. 3.11

llega a observar claramente, en la escala lineal casi no se observa la amplitud de menor proporción.

Esta situación puede presentarse en las primeras etapas de fallas de los rodamientos que poseen muy pequeñas amplitudes junto a amplitudes significativas de vibración por defectos de otros componentes por ejemplo en los engranajes.

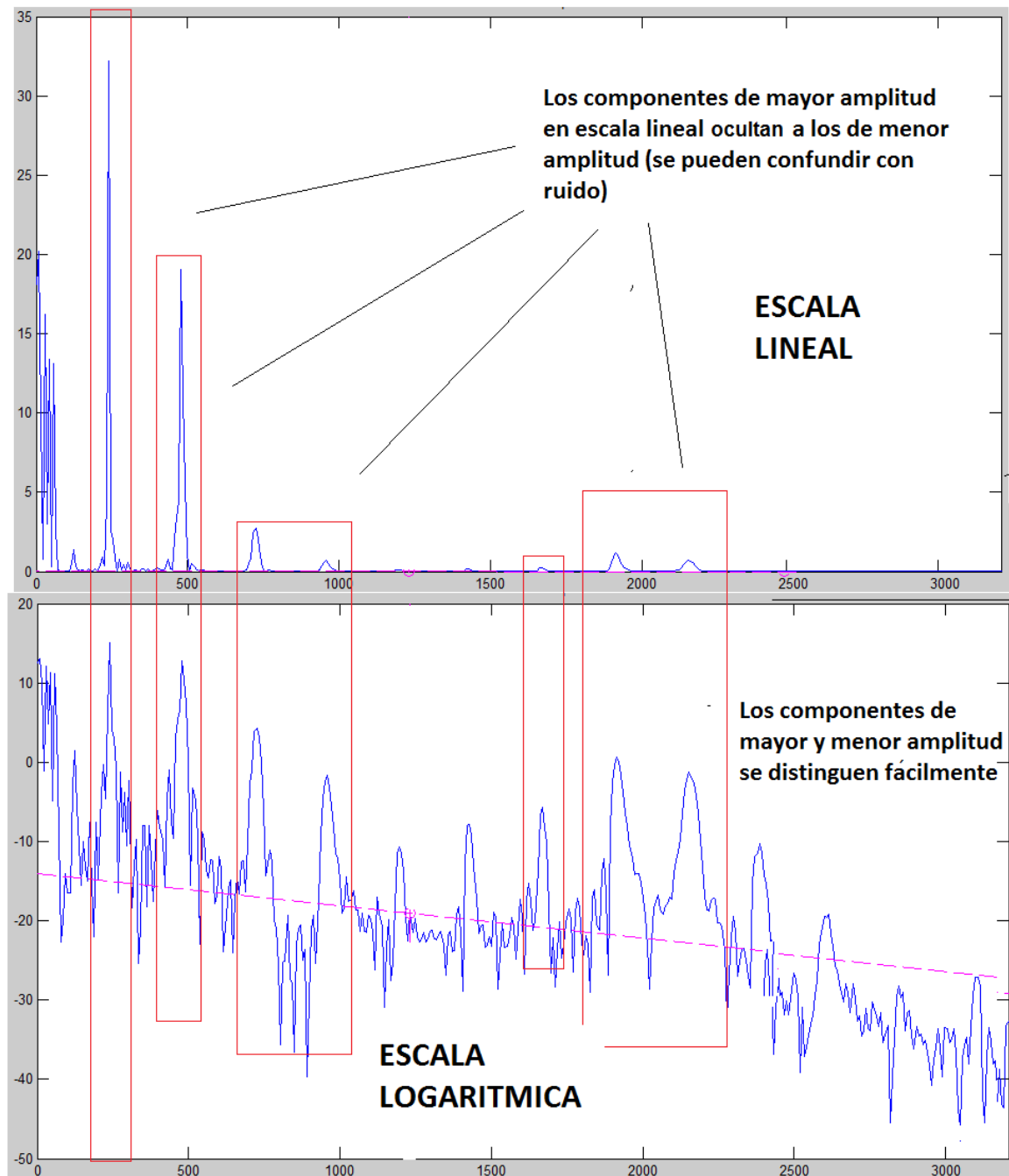
Figura 71 Comparación entre la escala lineal y logarítmica



Fuente: ESHLEMAN, Ronald, Vibration analysis, 2001

En la figura siguiente se mostrara un espectro de vibración en escala lineal y logarítmica.

Figura 72 Espectro en escala lineal y logarítmica



Un tipo conveniente de escala logarítmica es la escala decibel (dB). Es una escala de proporción, que relaciona el nivel de amplitud a un nivel de referencia⁴⁰. Se define la amplitud en decibel por la siguiente expresión:

$$L_{dB} = 20 \text{Log} \frac{L1}{Lref}$$

L_{dB} = el nivel de la señal en dB

$L1$ = el nivel de vibración, en Aceleración, Velocidad, Desplazamiento

$Lref$ = el nivel de referencia, equivalente a 0 dB

El nivel de velocidad de vibración en dB (VdB) está definido como:

$$V_{dB} = 20 \text{Log} \frac{V1}{Vref}$$

$Vref = 10^{-9} \left[\frac{m}{seg} \right]$ o $3.937^{-8} \left[\frac{pulg}{seg} \right]$ es el nivel de referencia a 0 dB

Las referencias admitidas para vibraciones se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 10 Magnitudes de referencia para niveles vibratorios

MAGNITUD	NIVEL DE REFERENCIA
Aceleración de las vibraciones	$10^{-6} m/s^2$
Velocidad de las vibraciones	$10^{-9} m/s$
Fuerza de las vibraciones	$10^{-6} N$

Fuente: <http://www.northservices.cl/prevencion/NCH/NCh2474-2000.pdf>

⁴⁰ WHITE. Op. cit., p 72.

Por ejemplo, el espectro de una señal es obtenida, tomada de un apoyo. La señal revela que la magnitud de la componente de un engranaje es de 7 mm/seg, pero la magnitud de un defecto en rodamiento es de 0.1 mm/seg, lo cual en escala lineal la componente del defecto de rodamiento se confunde con ruido y no se reconoce. ¿En escala decibel (dB) a cuanto equivalen las dos componentes?

$$V_{dB \text{ engra}} = 20 \text{Log} \frac{0.007}{10^{-9}} = 136.9 \text{ dB}$$

$$V_{dB \text{ rodami}} = 20 \text{Log} \frac{0.0001}{10^{-9}} = 100 \text{ dB}$$

La referencia o el nivel " 0 dB" de 10^{-9} metros por segundo, es lo suficiente pequeño porque todas nuestras mediciones en maquinaria resultan en números positivos de dB. Este nivel de referencia normalizado usa las unidades de normas internacionales o del sistema métrico. La velocidad en decibel (VdB) es poner la magnitud de la vibración en una escala logarítmica, que permite la obtención fácil de mediciones relativas⁴¹. Un incremento de nivel en una medida de VdB de 6dB representa una duplicación de la amplitud sin tomar en cuenta el nivel inicial. De la misma manera, un incremento de 20dB representa un cambio en el nivel con un factor de diez. De esta manera, una proporción constante de niveles se ve como cierta distancia en la escala, sin tomar en cuenta los niveles absolutos de las mediciones. Esto hace muy fácil la evaluación de tendencias de los datos espectrales de vibración⁴². Un incremento de 6 dB siempre indica una duplicación de las magnitudes. La siguiente tabla muestra un aproximado de la relación de las proporciones de amplitud en escala decibel y lineal.

⁴¹ Ibid., p. 50

⁴² Ibid., p. 50

Tabla 11 Valores de escala dB v/s proporciones de nivel lineal de amplitud

Cambio en dB	Porción de nivel lineal V/Vref	Cambio en dB	Porción de nivel lineal V/Vref
0	1	30	31
3	1.4	36	60
6	2	40	100
10	3.1	50	310
12	4	60	1000
18	8	70	31000
20	10	80	10,0000
24	16	100	100,000

Fuente: adaptado de AZIMAD, introducción al análisis de vibraciones, 2010

5.8 PROMEDIADO

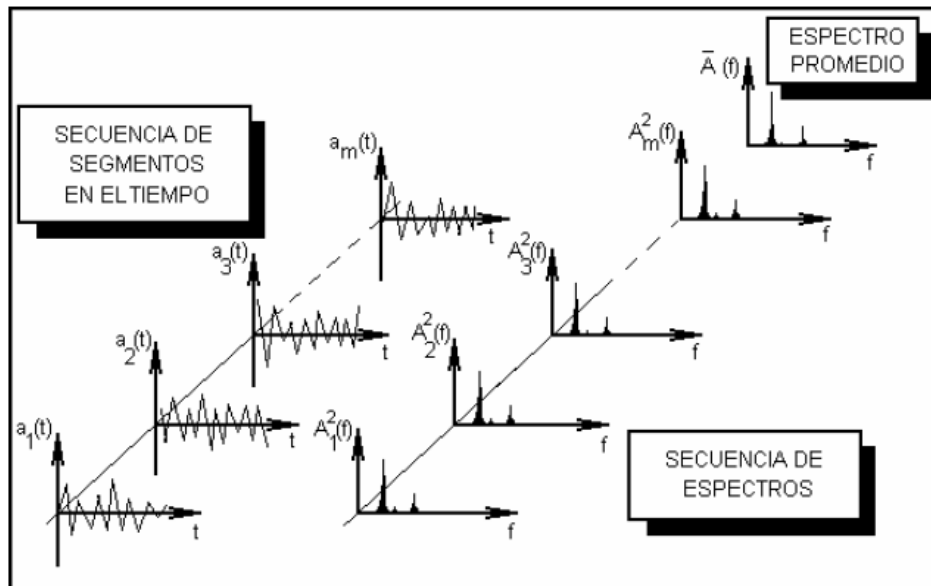
Una de las funciones importantes de un analizador FFT es que puede realizar fácilmente promedios de espectros sobre tiempo. En general la señal de vibración de una máquina rotativa tiene algún ruido aleatorio superpuesto. Ya que el ruido no es predecible, cambiará la forma del espectro y en muchos casos puede llevar a una distorsión seria del espectro. Si se hace el promedio de una serie de espectros, el ruido gradualmente tomará una forma suave y los picos espectrales resaltarán, debido a la parte determinista de la señal, y sus niveles serán representados con más precisión. No es verdad que el hecho de solamente

promediar espectros FFT reducirá la cantidad de ruido, el ruido se suavizará pero su nivel no se reducirá⁴³.

5.8.1 Promedio espectral

También se conoce con el nombre de Promediado RMS o Promediado de Potencia. Se obtiene promediando todos los datos en los bins (las líneas del espectro), cada toma tiene el mismo peso, se saca la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de cada bins individual. El ruido es minimizado pero no eliminado y señales discretas se reforzaran en cada presentación.

Figura 73 Promedio RMS o de potencia

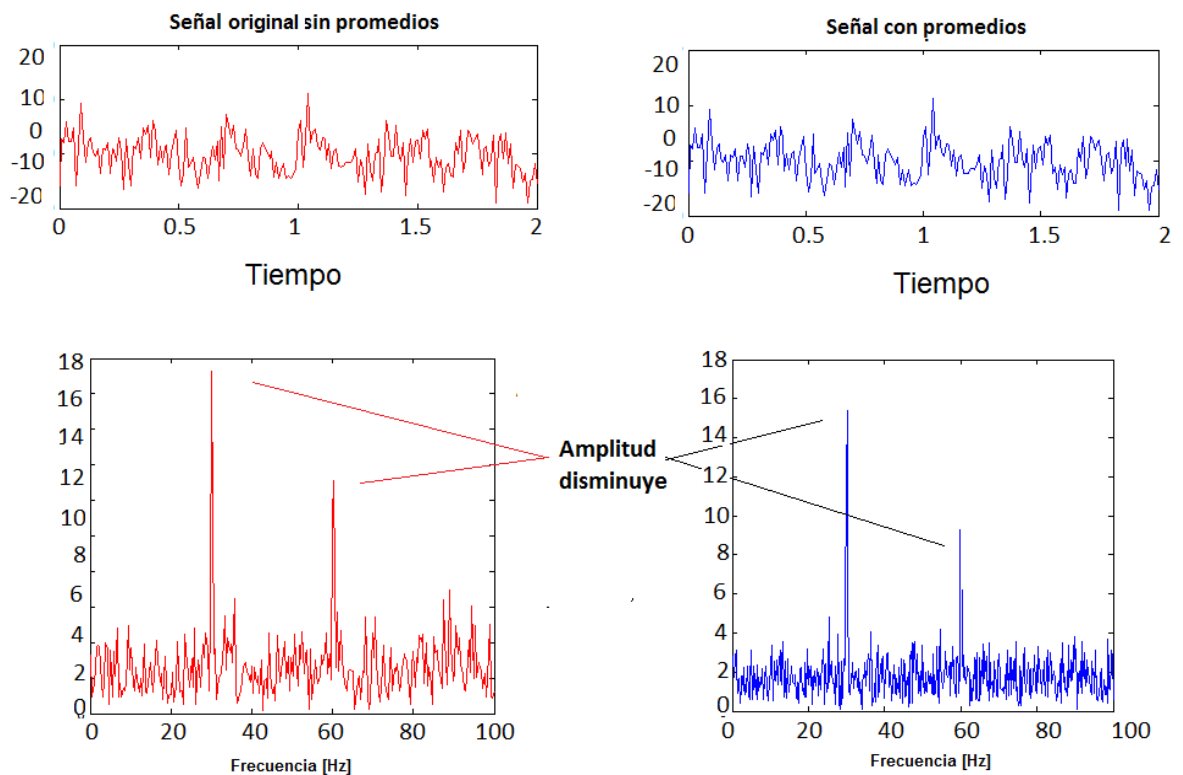


Fuente: adaptado Fuente: PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibración en máquinas rotatorias

⁴³ Ibid., p. 68

A continuación en la siguiente figura se observa una señal promediada en rms, el espectro mejora un poco, el ruido se suaviza y disminuye un poco. Pero la señal de tiempo no mejora debido a que el promedio se realiza a la secuencia de espectros, cuando se realizan demasiados promedios la magnitud puede cambiar considerablemente.

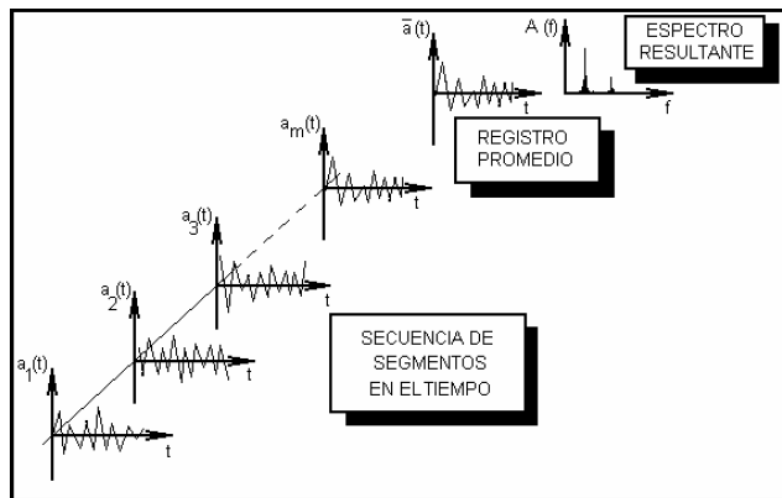
Figura 74 Promediado rms realizado en una señal de vibración, se observa el cambio en el ruido a pesar de que no se logra eliminar.



5.8.2 Promedio sincrónico

Promediando en tiempo síncrono, también llamado en el dominio del tiempo es una clase de promedio totalmente diferente, donde la forma de onda está promediada antes de que se haga el cálculo de la FFT. Para poder realizar el promedio en el dominio de tiempo, se tiene que introducir un impulso disparador de referencia en el analizador para decir cuándo debe empezar a recopilar muestras de la señal. El disparador está sincronizado con un elemento de la máquina que nos interesa. El promedio va acumulando gradualmente estas partes de la señal que fueran sincronizadas con el disparador y otras partes de la señal son eliminadas efectivamente, al promediar. Este es el único tipo de promedio que reduce el ruido⁴⁴.

Figura 75 Promedio sincrónico



Fuente: adaptado Fuente: PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibración en máquinas rotatorias

⁴⁴ Ibid., p. 69

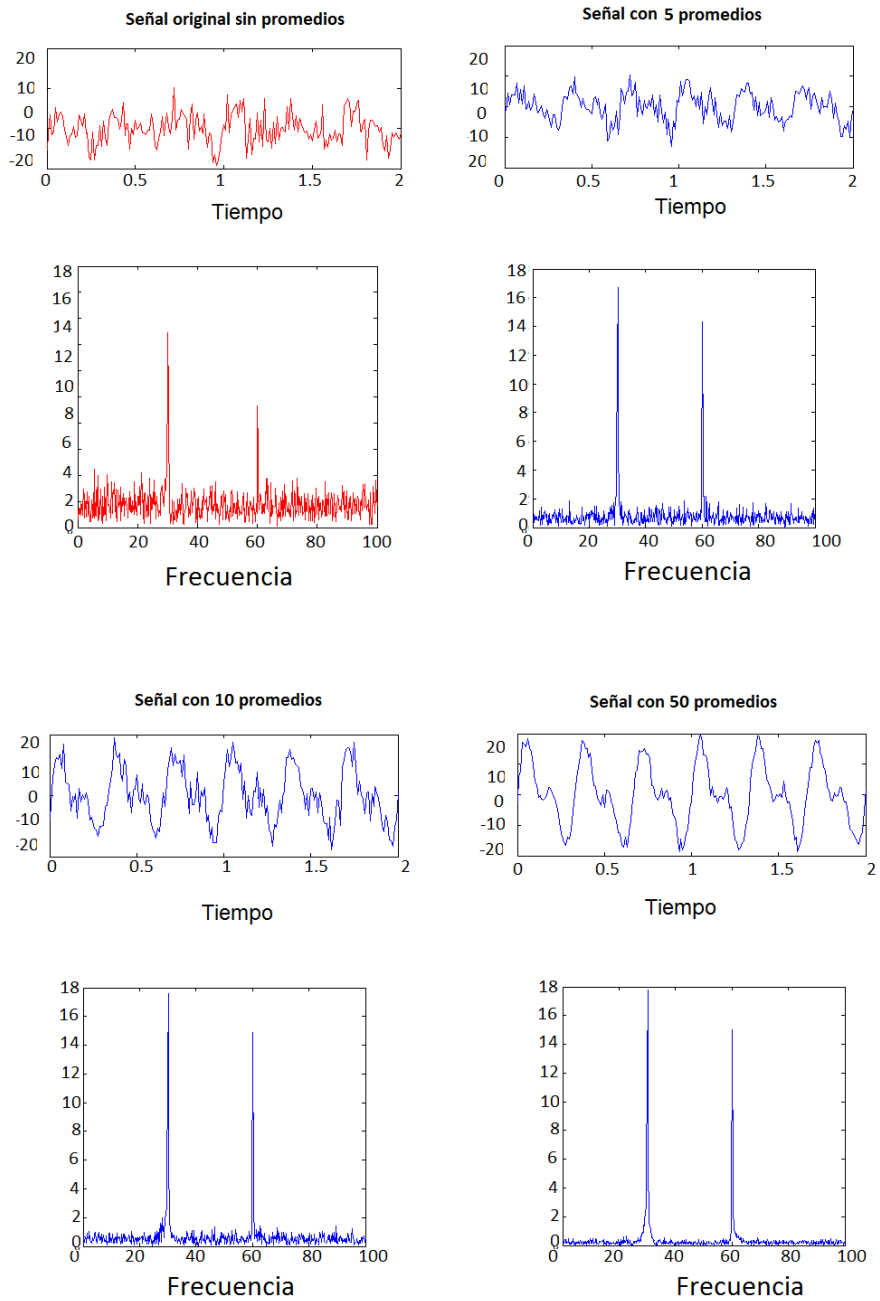
Un ejemplo del uso del promedio en el dominio del tiempo es la medición de la vibración en máquinas en presencia de una vibración excesiva de fondo, por ejemplo generada por máquinas vecinas en operación, u otras fuentes de ruido. En este caso, el disparador está derivado de un tacómetro, conectado a la flecha principal. El tacómetro está puesto para dar un impulso por revolución de la flecha, y todas las señales en el espectro relacionado con las partes giratorias serán conservadas, todas las otras señales de las diferentes partes serán reducidas. Eso es una buena manera de reducir las consecuencias de los efectos de voltaje en la línea y ruidos de otras fuentes.

Por ejemplo, en una máquina girando a 3600 rpm la frecuencia de línea de 60 Hz será cerca de las rpm y el segundo armónico de línea será cerca de $2x$ ($2x 60 = 120\text{Hz}$). Si el espectro no tiene la resolución suficiente para separar los dos componentes, la información acerca de los componentes de la velocidad de funcionamiento será contaminada.

Realizar el promedio en el dominio de tiempo reducirá los componentes inducidos de línea y dejará intactos los componentes de rotación.

En la siguiente figura se muestra una señal con promedio síncrono (con 5, 10, 50 promedios), los cuales revelan la disminución de ruido en la señal de tiempo y en el espectro.

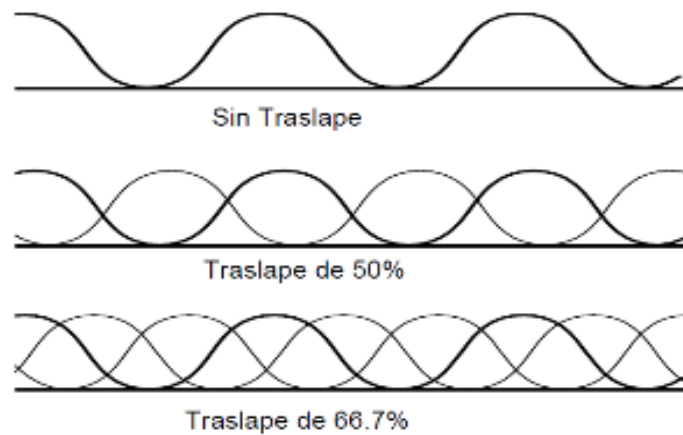
Figura 76 Promedio sincrónico para una señal, 5, 10, 50 promedios. El ruido se elimina a medida que la cantidad de promedios aumenta



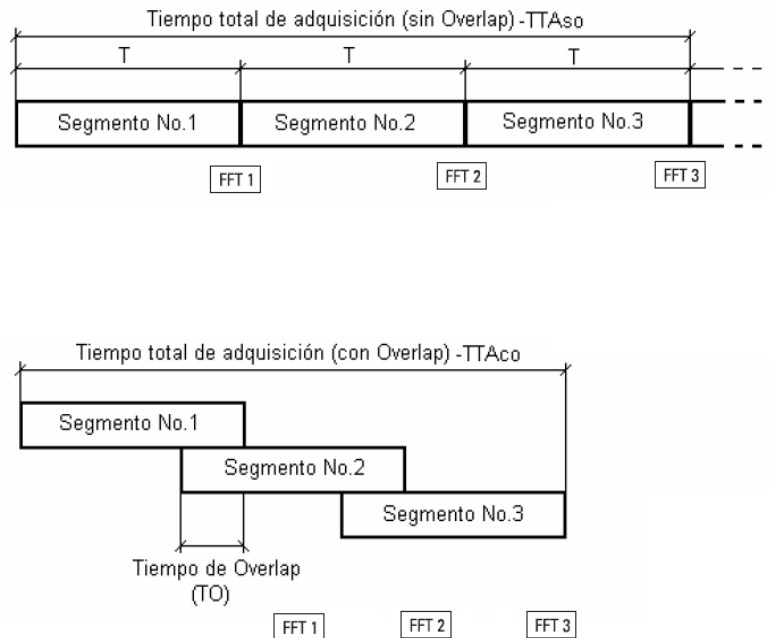
5.8.3 Promedio con traslape (Overlap)

Consiste en procesar solamente una fracción de los nuevos datos que son adquiridos en la memoria del analizador, los datos de la muestra previa son usados para maquillar y completar el muestreo en proceso. El número de líneas (líneas del espectro), rango de frecuencia, y proceso de traslape son considerados cuando el analizador es programado para pruebas porque ellos controlan el tiempo de adquisición de datos⁴⁵. En la mayoría de recopilaciones de datos para análisis de maquinaria, se usa un traslape de 50%, el cual da una precisión de amplitud suficiente para la parte principal del trabajo de vibraciones. La figura siguiente muestra el promedio con traslape.

Figura 77 Promedio con traslape



⁴⁵ ESHLEMAN. Op.cit.,p. 3.14



Fuente: adaptado de AZIMAD, introducción al análisis de vibraciones, 2010

5.9 RESOLUCIÓN Y ANCHO DE BANDA

5.9.1 Resolución

La resolución espectral se define como la diferencia mínima en frecuencia (diferencia entre o líneas del espectro) que puede ser observada entre dos componentes espectrales. La FFT puede lograr una gran resolución a través de la precisión de zoom. El zoom se define como Incremento de las líneas de una sección de un espectro FFT, que se ejecuta con el objetivo de efectuar un análisis más detallado de éste⁴⁶. No es una ampliación gráfica de la escala de frecuencias.

⁴⁶ PALOMINO. Op.cit.,p.219

El zoom facilita el análisis alrededor de una frecuencia central dentro de un rango seleccionado. La resolución no se obtiene sin un castigo en el tiempo de adquisición de datos.

$$\text{Resolucion} = 2 * \text{ancho de banda}$$

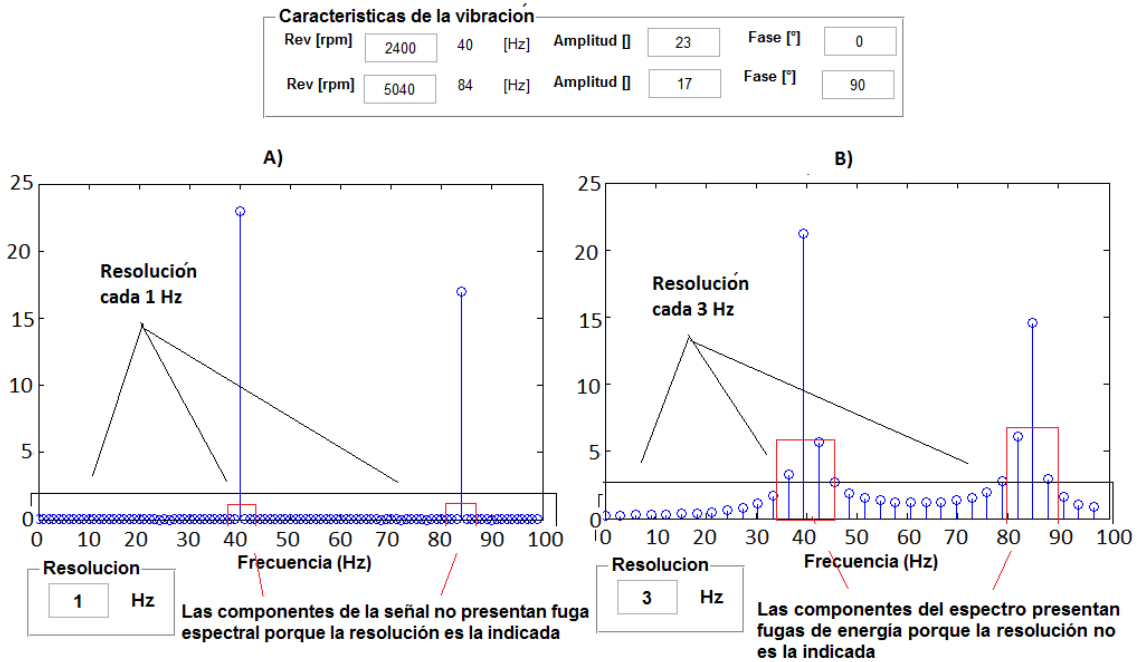
Por ejemplo, se considera una diferencia de frecuencia de 1Hz en el espectro. ¿Cuál será el ancho de banda?

$$\text{Resolucion} = 1\text{Hz} ; \text{Ancho banda} = \frac{1}{2} = 0.5 \text{ Hz}$$

Si la resolución no es la adecuada ocurre el fenómeno de fuga espectral, debido a la separación de líneas y si la resolución no es la adecuada la componente se reparte hacia los lados (fuga espectral).

Por ejemplo en la figura siguiente se obtiene una señal compuesta por armónicas de 40 y 84Hz, se observa en la figura A, que la resolución es la mejor cada 1Hz. En la figura B la resolución no es la mejor cada 3 Hz presentando fuga de energía hacia los lados.

Figura 78 Espectro de señal de vibración compuesta por armónicas de 40 y 84 Hz, A) resolución buena. B) resolución mala



5.9.2 Ancho banda

El ancho de banda se define como el rango entre dos frecuencias. Normalmente se expresa como aquel intervalo de frecuencias dentro del cual la entrada se atenúa aproximadamente 3 dB^{47} . En un analizador FFT, el ancho de banda real (resolución en frecuencia) es igual a:

$$\text{Ancho de banda} = \frac{(\text{Rango frecuencia o frecuencia máxima}) * (\text{factor ventana})}{\text{Numero de líneas}}$$

Siendo el factor de ventana:

$$\text{ventana uniforme} = 1$$

$$\text{ventana Hanning} = 1.5$$

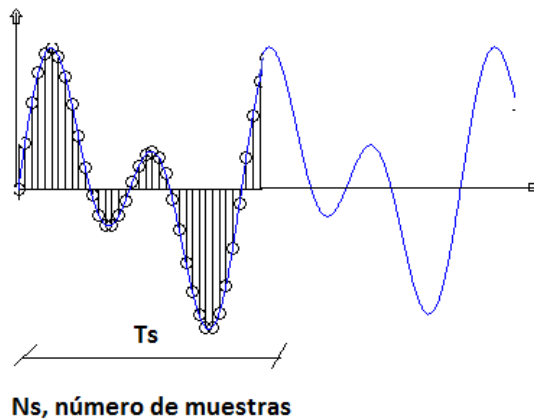
$$\text{ventana flat - top} = 3.8$$

⁴⁷ Ibid., p 199.

5.10 TIEMPO DE ADQUISICIÓN

La señal de un transductor es digitalizada antes del procedimiento FFT. Antes de este proceso, se obtiene un registro de tiempo para N_s muestras (potencia de 2). Se registran N_s puntos igualmente espaciados. En la siguiente figura se observa una señal de vibración y la cantidad de muestras recolectadas para su procesamiento.

Figura 79 Numero de muestras (N_s) obtenido de una señal de vibracion



Relaciones para calcular el tiempo de procesamiento de una señal.

$$F_{max} = \frac{N}{T_s} ; N \rightarrow \text{numero de lineas} ; F_{max} \text{ es fijado en el analizador}$$

$T_s =$ Tiempo en que demora la primera muestra

$$T_s = \frac{1}{f_{bin}}$$

Por ejemplo, un espectro con frecuencia máxima de 500Hz, tiene un ancho de banda de 1.2 Hz, en la toma de datos se utilizó una ventana hanning. ¿Calcular el fbin?

$$\text{Ancho de banda} = 1.2 = \frac{(500) * (1.5)}{\text{Numero de líneas}}$$

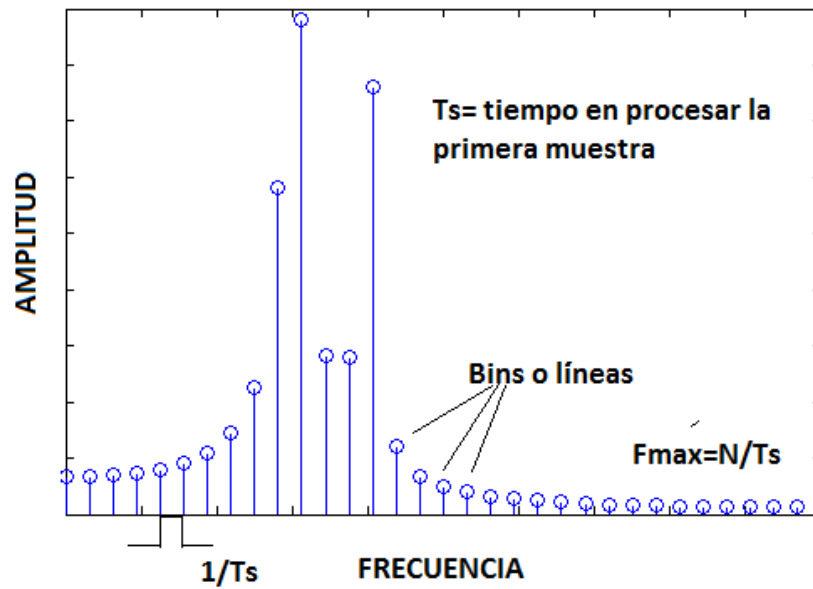
$$N = \frac{500 * 1.5}{0.9} = 833.33 \text{ líneas};$$

$$T_s = \frac{833.33}{500\text{Hz}} = 1.66\text{seg}; \text{ tiempo que tarda la primera muestra}$$

$$f_{bin} = \frac{1}{T_s} = \frac{1}{1.66} = \mathbf{0.6 \text{ Hz}}; \text{ en el espectro se grafica cada 0.6 Hz un punto}$$

El espectro puede tener Nbins (líneas) de 100 hasta 6400 y dependiendo del número de muestras recolocadas por el analizador o colector de datos. # Líneas: 100-200-400-800-1600-3200-6400...Nlíneas.

Figura 80 Líneas o bins del espectro de vibración



- El número de muestras de datos está relacionado al número de líneas por un factor.

$$\#muestras = Nbins * 2.56$$

$$T_s = \frac{Nbins}{F_{\text{max}}}; \quad \text{Tiempo para la primera muestra}$$

- Tiempo para muestras con traslape y promediado:

$$T_{ts} = \frac{Nbins}{F_{\text{max}}} * (1 - \%traslape) * (\#promedios - 1);$$

$$Resolucion = \frac{2 * (Rango\ frecuencia) * (factor\ ventana)}{Numero\ de\ lineas}$$

- **Tiempo de adquisición:**

$$Tts = Ts * (1 + (Promedios - 1) * (1 - \%traslape))$$

Ejemplo. Calcular el tiempo de adquisición de datos para 10 promedios, traslapados a 75%, la toma se realizó con un colector de 400 líneas y la Fmax es de 100 Hz.

$$Ts = \frac{400}{100Hz} = 4 \text{ seg}; \text{ tiempo de la primera muestra}$$

$$Ts_{2-10} = 4\text{seg} * (1 - 0.75)(10 - 1) * \\ = 9\text{seg}; \text{ tiempo desde la 2 hasta 10 muestra}$$

$$Tts = Ts + Ts_{2-10} = 4 + 9 = \mathbf{13 \text{ seg}}$$

Ejemplo. Calcular las líneas de resolución y tiempo de adquisición. Los datos son tomados de un motor eléctrico con problemas que se manifiestan en la segunda componente de la velocidad de operación. Velocidad motor es 3580rpm, el rango de frecuencia escogido fue de 30000cpm. Se detectan fallas eléctricas que aparecen a dos veces la frecuencia de línea (FL=60Hz).

$$f_{motor} = \frac{3580rpm}{60} = 59.666Hz \quad ; \quad f_{fallaelectrica} = 120Hz$$

$$resolucion = (2 * 59.66) - 120 \\ = 0.68 \text{ Hz} \quad ; \quad \text{diferencia entre las frecuencias}$$

$$\text{Resolucion} = \frac{2 * (F_{max}) * (Fv)}{N_{lineas}} ; Fv = 1 \text{ cuando no se especifica la ventana}$$

$$N_{lineas} = \frac{2 * \left(\frac{30000}{60}\right) * (1)}{0.68} = 1470.6 \text{ lineas} ; \text{las lineas se normalizan}$$

$$= \mathbf{1600 \text{ lineas}}$$

$$T_s = \frac{1600}{500\text{Hz}} = \mathbf{3.2 \text{ seg}}$$

¿Calcular para el ejemplo anterior el tiempo de adquisición, considerando ventana hanning, 23 promedios y un traslape de 50%?

$$N_{lineas} = \frac{2 * \left(\frac{30000}{60}\right) * (1.5)}{0.68} = 2205.88 \text{ lineas}$$

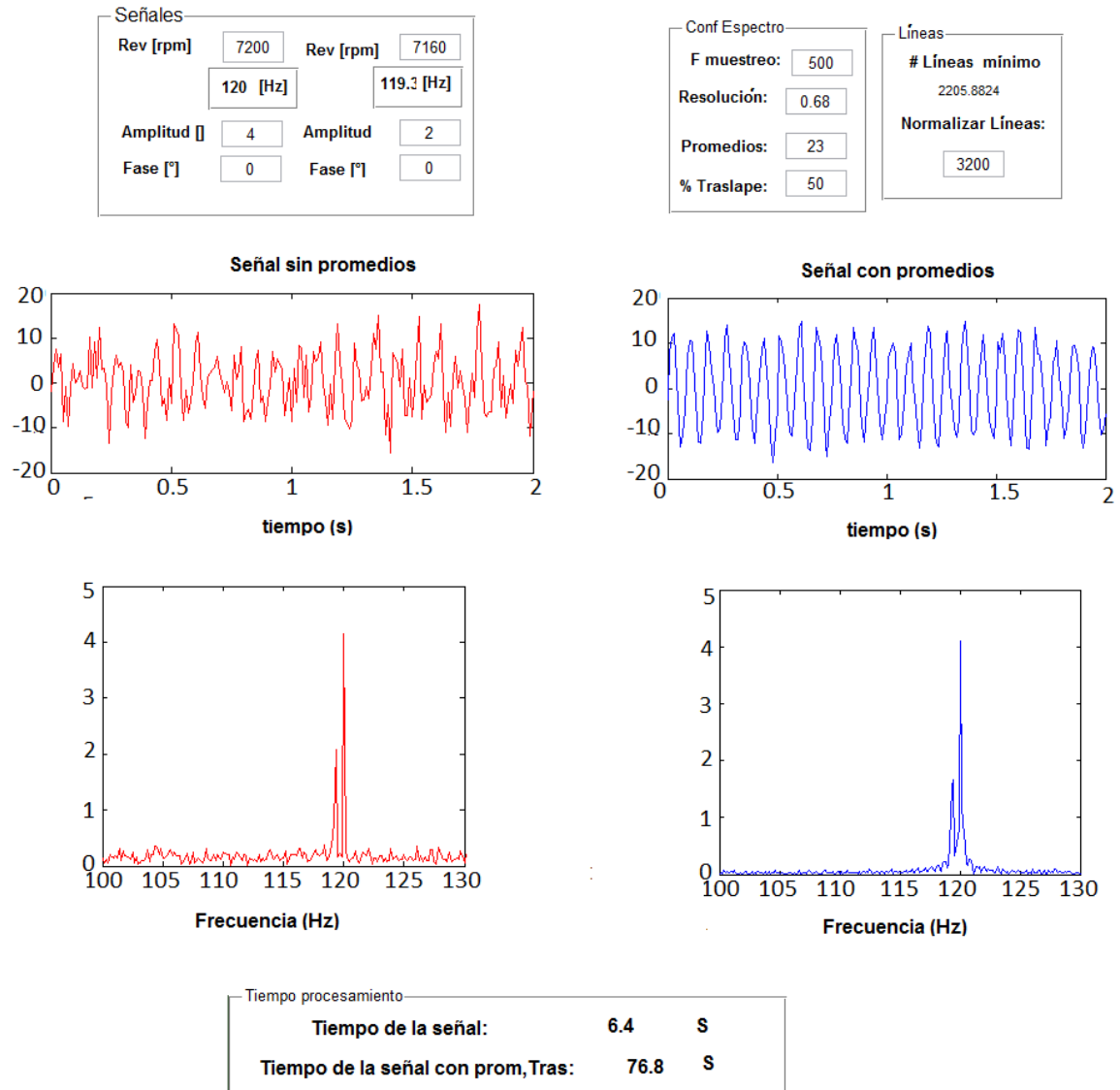
$$N_s = 3200 \text{ lineas; lineas normalizadas}$$

$$T_s = \frac{3200}{500\text{Hz}} = 6.4 \text{ seg tiempo primera muestra}$$

$$T_{ts} = T_s * (1 + (\text{Promedios} - 1) * (1 - \% \text{traslape}))$$

$$T_{ts} = 6.4 * (1 + (23 - 1) * (1 - 0.5)); \mathbf{T_{ts} = 76.8 \text{ seg}}$$

Figura 81 Tiempo de adquisición de datos



5.11 CUESTIONARIO DEL TEMA EN GENERAL

- ✓ De acuerdo con el teorema de muestreo de Nyquist, la tasa de muestreo debe ser por lo menos:

- a) La mitad de la frecuencia más alta de interés
- b) El doble de la frecuencia más alta de interés-
- c) Igual que la frecuencia más alta de interés
- d) Tres veces la frecuencia más alta de interés
- e) Ninguna de las anteriores

✓ Cuál de las siguientes ventanas no debe ser utilizada en pruebas transitorias

- a) ventana rectangular
- b) ventana hanning-
- c) ventana flat top
- d) ventana circular
- e) ninguna de las anteriores

✓ Si la frecuencia máxima establecida en el analizador (F-max) es de 320000 rpm y la resolución se establece como 1600 líneas, el ancho de banda es:

- a) 0.33 Hz-
- b) 0.005 cpm
- c) 200 cpm
- d) 1 Hz
- e) 0.366 Hz

✓ Fenómeno de leakage se presenta en la señal debido a que los datos recolectados no empiezan ni terminan en cero, o los son ciclos de las muestras no son enteros:

- a) Verdadero-
- b) Falso

✓ De la pregunta anterior si el analizador utiliza una ventana flat-top cual será la resolución:

- a) 2.533 Hz-
- b) 3Hz
- c) 100cpm
- d) 23cpm
- e) 2.733 Hz

✓ El traslape ayuda en:

- a) Mejorar la resolución de frecuencia
- b) La mejora de la precisión de amplitud
- c) Aumento en la velocidad del procesamiento
- d) La reducción de tiempo para recopilar datos de vibración-
- e) Ninguna de las anteriores

✓ El fenómeno de aliasing se presenta debido a:

- a) La ventana de ponderación es hanning
- b) La frecuencia de muestreo es 3 veces mayor a la frecuencia de la señal
- c) La resolución es muy pequeña
- d) La frecuencia de muestreo es mucho mayor a la de la señal
- e) La frecuencia de la señal es mayor que la frecuencia de muestreo-

✓ Para la disminución de la fuga espectral sin alterar demasiado el tiempo de procesamiento se debe pensar en:

- a) Aumentar la resolución del espectro
- b) Duplicar la frecuencia de muestreo
- c) Utilizar ventanas de ponderación-
- d) Aplicar un filtro pasa banda
- e) Realizar promedios en la señal

✓ La ventana hanning se representa por una función:

- a) Tangencial

- b) Cosenoidal-
- c) Cuadrática
- d) Exponencial
- e) Ninguna de las anteriores

✓ Una maquina presenta una señal de la cual se sospecha que por los impactos las frecuencias naturales se manifiestan en bajas frecuencias (aliasing), el filtro adecuado para prevenir el fenómeno es:

- a) Filtro pasa baja
- b) Filtro pasa alta
- c) Filtro pasa bandas
- d) b y c
- e) ninguna de las anteriores

✓ El propósito de filtrar los componentes de una señal, frecuencia no deseados por encima y por debajo del intervalo de frecuencias de interés se logra con:

- a) Filtro pasa baja
- b) Filtro pasa banda
- c) Filtro pasa alta
- d) Filtro flat top

✓ Un espectro de vibración contiene componentes de baja y alta frecuencia, la amplitud de la componente de baja frecuencia (1x) es 500 veces mayor a algunos componentes de alta frecuencia. Se sugiere que:

- a) Aumentar la resolución del espectro
- b) Reducir la frecuencia de muestreo
- c) Utilizar escala lineal
- d) Utilizar escala logarítmica en dB-

e) Promediar la señal en tiempo síncrono

✓ La eliminación o reducción de ruido se logra considerablemente con el promedio:

a) Síncrono-

b) traslape

c) Espectral

d) Filtrado

e) Muestreado

6 DIAGNOSTICO GENERAL DE FALLAS EN EQUIPOS

El diagnóstico preciso de los problemas en las máquinas rotativas usando la señal de vibraciones requiere un profundo conocimiento de la señal de dominio de tiempo y en el dominio de la frecuencia. La señal de vibración en el tiempo es la representación gráfica de la amplitud versus el tiempo. Esta señal contiene todas las frecuencias, armónicas y sub-armónicas que estén generadas por la máquina durante la medición y sus respectivas fases. Esta relación de fase se observa en los registros temporales que muestran, pulsos, modulaciones en amplitud, modulaciones en frecuencia, señales truncadas y distorsiones de las mismas. El algoritmo de la FFT produce el espectro de las amplitudes versus frecuencias de la señal en el dominio del tiempo. Esta transformada ocasiona la pérdida de información, por ejemplo fases de las señales, amplitudes de las señales (pulsos, modulación, etc.).

El equipo rotativo en operación genera señales lineales de vibración si éstas corresponden con problemas de naturaleza lineal, como lo es el caso del desbalance. De igual forma, la máquina podrá generar señales distorsionadas como resultado de problemas de naturaleza no lineal. Estas señales distorsionadas son señales compuestas que se obtienen como resultado de la combinación de ciertas frecuencias y sus armónicas.

La vibración producida por una máquina se interpreta como la respuesta a desequilibrios causados durante su operación. El proceso de captura de la señal de vibración debe realizarse en varios lugares (puntos específicos como apoyos) en el equipo y de estas mediciones se podrá obtener la magnitud de excitaciones debido a fallos en la máquina. Cuando se obtiene la frecuencia de la vibración por medio de la FFT, se supone que las frecuencias de las respuestas se presentan a la misma frecuencia generada por la fuerza de la falla, y que los niveles medidos son proporcionales a la magnitud de excitación. Este razonamiento supone que la

máquina es lineal, en su respuesta a las funciones forzadas (o excitadas). Pero a medida que se desgasta una máquina, y que aumentan las holguras o si se forman grietas la respuesta no será lineal. El resultado es que la vibración medida puede ser muy diferente de las funciones forzadas, por ejemplo un rotor desbalanceado comunica una fuerza en la frecuencia del 1x (frecuencia de operación) al apoyo, y esta fuerza no contiene otra frecuencia. Si la estructura mecánica de la máquina no es lineal esta fuerza será distorsionada y la vibración resultante presentará armónicos de 1x y también en el mismo 1x. El rango y la magnitud del contenido armónico de la vibración es una medida del grado de no linealidad de la máquina, por ejemplo, si al analista sabe que las componentes en ciertas frecuencias deben ser detectadas en el espectro pero realmente no aparecen donde se cree es una forma de saber si la máquina tiene un comportamiento línea o no.

Cuando las fuerzas que actúan en frecuencias diferentes interactúan de una forma no lineal en una máquina, el resultado es la generación de frecuencias de suma y de diferencias lo que generan otras frecuencias que no están presentes en las frecuencias forzadas. El anterior fenómeno se manifiesta a través de las bandas laterales, efecto común en los espectros de cajas de engranes defectuosas, rodamientos con elementos rodantes, etc.

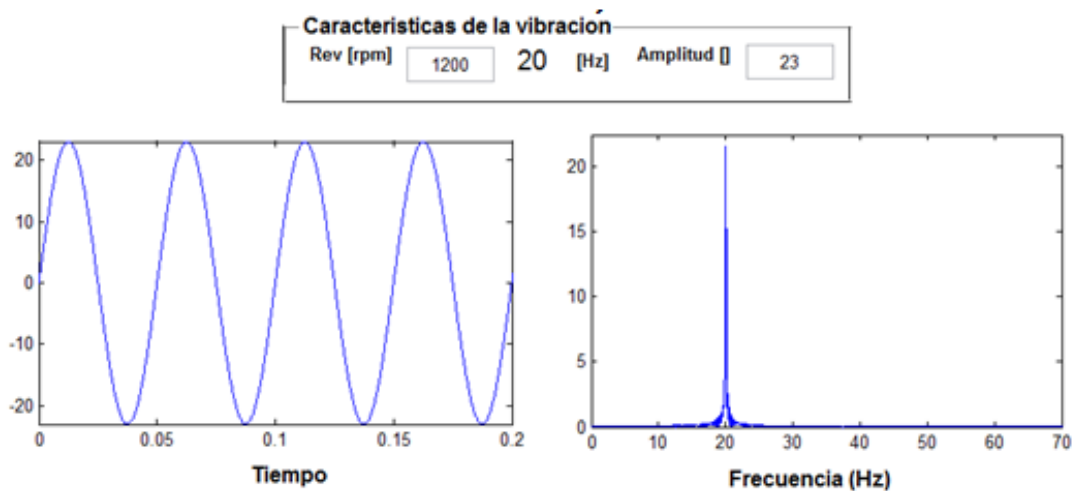
Teniendo en cuenta lo anterior, es posible obtener diferentes registros en el tiempo para un mismo espectro de frecuencia. Por lo tanto, es fundamental considerar la información en el dominio del tiempo en los análisis de vibraciones.

6.1 FORMA ONDAS Y ESPECTROS EN GENERAL

6.1.1 Onda Armónica

Una onda sinusoidal contiene una sola frecuencia. Un ejemplo de este tipo de señal son las máquinas desbalanceadas tienen una fuerza de excitación que es una onda sinusoidal en 1x o una vez por revolución. Si la máquina fuera perfectamente lineal, en su respuesta, la vibración será una forma de onda sinusoidal pura.

Figura 82 Forma de onda senoidal y su espectro para una máquina desbalanceada girando a 1200 rpm

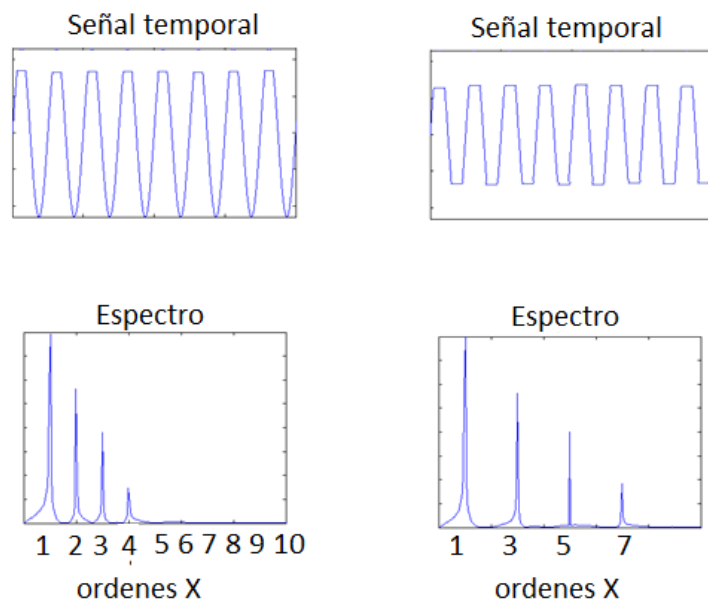


6.1.2 Forma de onda truncada

Una forma de onda truncada en el dominio del tiempo produce armónicas de la frecuencia fundamental generada por la máquina, ver Figura 83. En esta figura se observa que las amplitudes de los armónicos son menores que la amplitud de la frecuencia fundamental. El truncamiento se produce por holguras o tolerancias excesivas en la máquina, o alguna restricción del movimiento en esa dirección.

Cuando la señal esta truncada en sus valores pico máximos y mínimos el espectro produce armónicas en los valores impares a la frecuencias fundamental. A continuación se observa una imagen que presenta una señal truncada; lado derecho truncamiento en la dirección positiva, lado izquierdo truncamiento en las dos direcciones positiva y negativa⁴⁸.

Figura 83 Señales temporales con truncamientos



6.1.3 Forma de Onda modulada

⁴⁸ WHITE. Op. cit., p 37-39

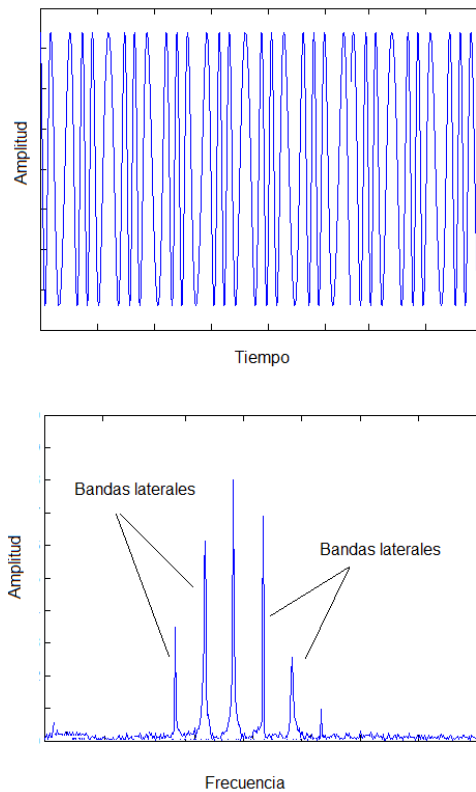
Es un efecto no lineal en la cual varias señales interactúan unas con otras para producir nuevas señales con frecuencias que no estaban presentes en las originales. Hay dos tipos de modulación presentes en la señal de vibración, modulación en frecuencia (FM), y modulación en amplitud (AM).

La modulación de frecuencia (FM), es la variación de frecuencia de una señal, debido a la influencia de otras, generalmente de frecuencia más baja. La señal de frecuencia que se está modulando se llama portadora y la señal de frecuencia más baja se llama moduladora⁴⁹.

El espectro de la señal modulada en frecuencia mostrará armónicas que se llaman bandas laterales, estas bandas se ubican simétricamente a cada lado de la frecuencia de la señal portadora y su distancia es igual a la frecuencia de la señal moduladora, el fenómeno se aprecia en la Figura 84. Este tipo de modulación ocurre en cajas de engranajes, donde la frecuencia de engranaje esta modulada por las rpm del engrane debido a fallos en los dientes.

⁴⁹ Ibid.,p. 40-42.

Figura 84 Señal temporal modulada en frecuencia FM



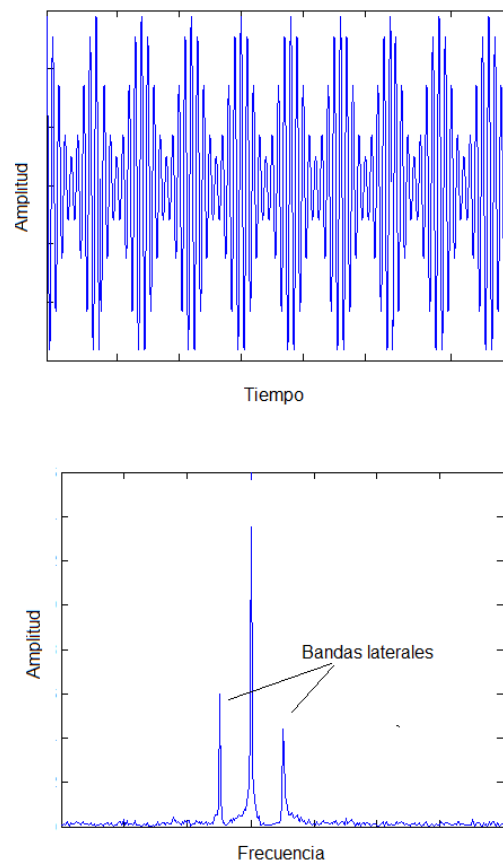
La modulación en amplitud (AM), es generada por la interacción de señales de alta y baja frecuencia.

Esta modulación origina bandas laterales en el espectro y una variación de la amplitud la forma de onda en el tiempo. La modulación de ondas sinusoidales genera en el espectro bandas únicas a la derecha e izquierda de la componente de la portadora, dichas bandas están separadas simétricamente de la frecuencia de la portadora a la frecuencia de la moduladora, la Figura 85 representa el fenómeno de una modulación en amplitud de una caja de engranajes.

Las bandas laterales originadas por amplitudes moduladas de baja frecuencia de una señal portadora, implica una condición del deterioro en la máquina, usualmente muestran el origen de una falla.

Ejemplos de máquinas que producen modulación de amplitud son cajas de engranes mencionada en la modulación en FM, y rodamientos con elementos rodantes, donde los tonos de rodamientos se pueden modular por la velocidad de revolución o la frecuencia fundamental del tren del rodamiento. Las bandas vecinas indican la severidad (amplitud y número de bandas) y la fuente del problema (la frecuencia).

Figura 85 Modulación en amplitud AM generada por una frecuencia simple

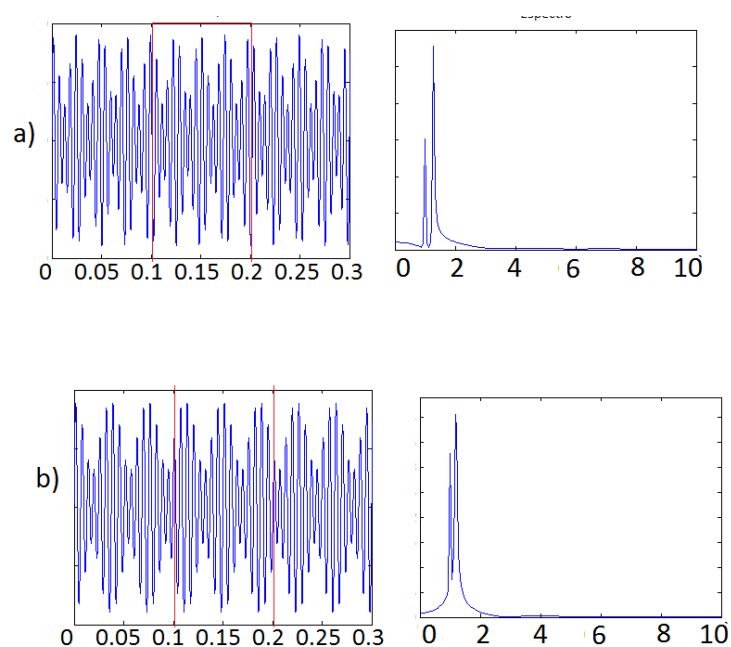


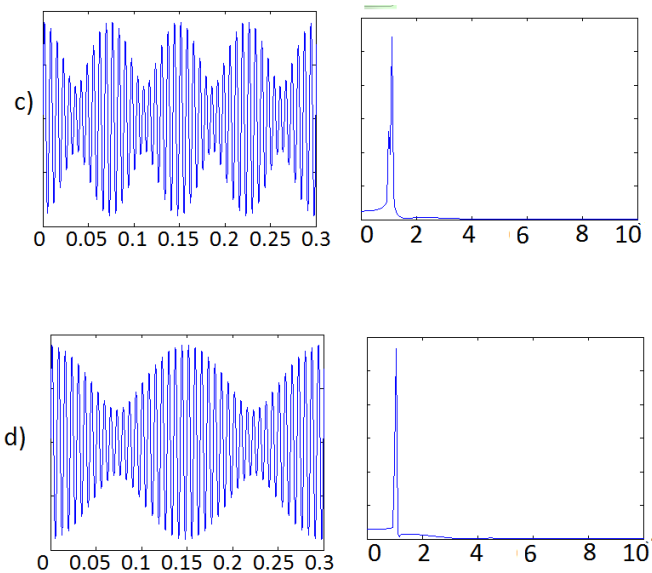
6.1.4 Onda en forma de pulsos

La pulsación es un fenómeno lineal que en dominio tiempo aparece como modulación de amplitud pero que en realidad corresponde a dos señales de onda

sinusoidal que se sumaron para formar pulsos. Las ondas en forma de pulsos ocurren cuando las señales tienen frecuencias muy cercanas entre sí. El periodo de la pulsación depende de la diferencia de las frecuencias excitadoras, de tal forma que cuando las frecuencias sean cercanas el periodo será más largo. En la Figura 6.5, se presenta la pulsación en la señal adquirida, se observa cómo cambia el periodo del pulso cuando las frecuencias están más cercanas o alejadas. La figura muestran diferentes porcentajes de diferencia (a) 30% diferencia, b) 20% diferencia, c) 20% diferencia, d) 5% diferencia), y se observa cómo va cambiando el periodo del pulso (para este caso va aumentando).

Figura 86 Pulsos inducidos por dos bombas cercanas.





6.2 TÉCNICA DE ANÁLISIS DE FRECUENCIAS

6.2.1 Identificación de frecuencias directas

Los análisis de vibraciones permiten el diagnóstico y la evaluación de la severidad de fallas en equipo rotativo originados por fuerzas que causan por ejemplo desgaste, impactos, ruido. Estas fuerzas no se pueden medir directamente, lo que es posible medir es su efecto a través de la señal de vibración del equipo. En un sistema lineal la frecuencia de la respuesta es igual a la frecuencia de la fuerza (en teoría si el sistema está libre de ruido), por lo cual las frecuencias de las fuerzas excitadas por las fallas, se pueden identificar en el espectro de vibración.

La primera tarea del analista es identificar la frecuencia fundamental dominante en el espectro. Dependiendo de la maquina podrá ser la velocidad de operación, el paso de alabes (bombas, ventiladores), la frecuencia de engrane o un múltiplo o submúltiplo de la velocidad de operación. La frecuencia fundamental es tan dominante para la generación de armónicos y sub-armónicos, se deberá

confirmar si se trata o no de la frecuencia fundamental de la maquina o del elemento a analizar (rodamientos, engranajes, motores)⁵⁰.

6.2.2 Armónicos

Los armónicos pueden generarse por la formación de ondas truncadas, debido a fallos (por ejemplo solturas, holguras o impactos), de frecuencias naturales y de apoyos no lineales. Hay elementos mecánicos que generan armónicas y sus múltiplos, debido a las frecuencias características de estos (frecuencia de ruedas dentadas, de rodamientos y paso de alabes, etc.).

6.2.3 Orden y Resonancia inducida en forma aleatoria

En algunos casos hay frecuencias naturales que se localizan cerca de un orden (múltiplos de la velocidad de operación). Estas frecuencias naturales pueden ser excitadas y entrar en resonancia por las órdenes generalmente dentro de las diez primeras; sin embargo, la energía disponible con que se manifestara la vibración se reduce a medida que el número de orden de la velocidad con la cual interactúa aumenta. Por ejemplo, una frecuencia natural es excitada por algún orden de la velocidad, su magnitud será mayor si se manifiesta al lado de una orden baja (de 10x hacia abajo). Generalmente para descartar estos problemas se varia la velocidad de la máquina si la frecuencia de la vibración no cambia, se deduce que se trata de la excitación de una frecuencia natural del sistema⁵¹.

⁵⁰ ESHLEMAN L, Ronald L. Análisis de las vibraciones. Claredon Hill. 1999.p 118-119

⁵¹ Ibid., p119-123

6.2.4 Frecuencias no sincrónicas múltiples

Una de las pruebas realizadas en los análisis de vibración tiene como propósito determinar si las sub-armónicas o los múltiplos de la frecuencia son sincrónicos con la velocidad de operación. Los motores de dos polos o más y sistemas accionados por embrague, son ejemplos de frecuencias múltiples no sincrónica, en un motor eléctrico generalmente su frecuencia fundamental no es síncrona debido a las fricciones del sistema que produce una reducción de su velocidad de operación⁵².

6.2.5 Forma del Espectro

La forma del espectro se usa para la identificación y evaluación de la severidad de las fallas. La forma del espectro se evalúa comparando la amplitud del componente a 1x con los componentes de las demás órdenes. Por ejemplo, la presencia del componente 2x en un generador puede significar la presencia de una desalineación o una variación del entrehierro o ambos casos simultáneos. En este caso se debe desacoplar eléctricamente el generador para para diferenciar entre las vibraciones inducidas por desalineación de las vibraciones inducidas eléctricamente, recordando que las componentes en el espectro de vibración debidas a anomalías eléctricas desaparecen inmediatamente cuando se desenergiza el equipo.

6.2.6 Demodulación

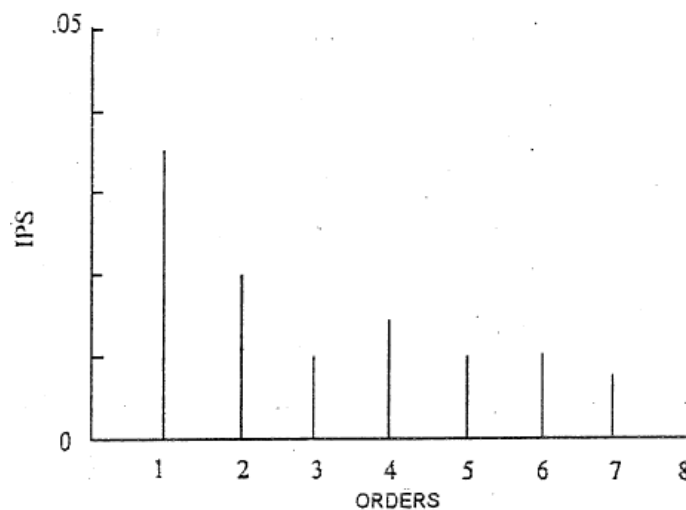
La técnica de demodulación (Envolvente) requiere de la ejecución de una serie de pasos tales como:

Filtrar en pasa bandas, rectificación de la señal, filtrado de pasa baja (para eliminar componentes en 1x, 2x y otros), supresión de DC y el análisis espectral.

⁵² Ibid., p 124

Una etapa crítica consiste en la determinación de la ubicación de la frecuencia más significativa (señal modulada). Inicialmente, técnicas como el filtrado de pasa banda y pasa alta filtran los datos en la vecindad de la actividad, después se seguirá un proceso de ensayo y error usando diferentes zonas de frecuencia (se realiza ensayo y error cuando no se conoce el diseño interno o las características de los elementos analizar, por ejemplo engranajes, rodamientos, rotores o estatores) y buscando el rango de frecuencia donde la sensibilidad de la señal se la mejor). De hecho, todo el tema de la amplitud total y de la severidad de la falla, es un problema, en la detección de fallas de rodamientos, debido a que los sensores magnéticos o de sonda son montamos de manera inapropiada (el montaje recomendado es con esparrago para que los datos de alta frecuencia sean confiables). Estos detalles deben ser evaluados por analista dependiendo de la experiencia con fallas de este tipo⁵³.

Figura 87 Espectro de una señal desmodulada

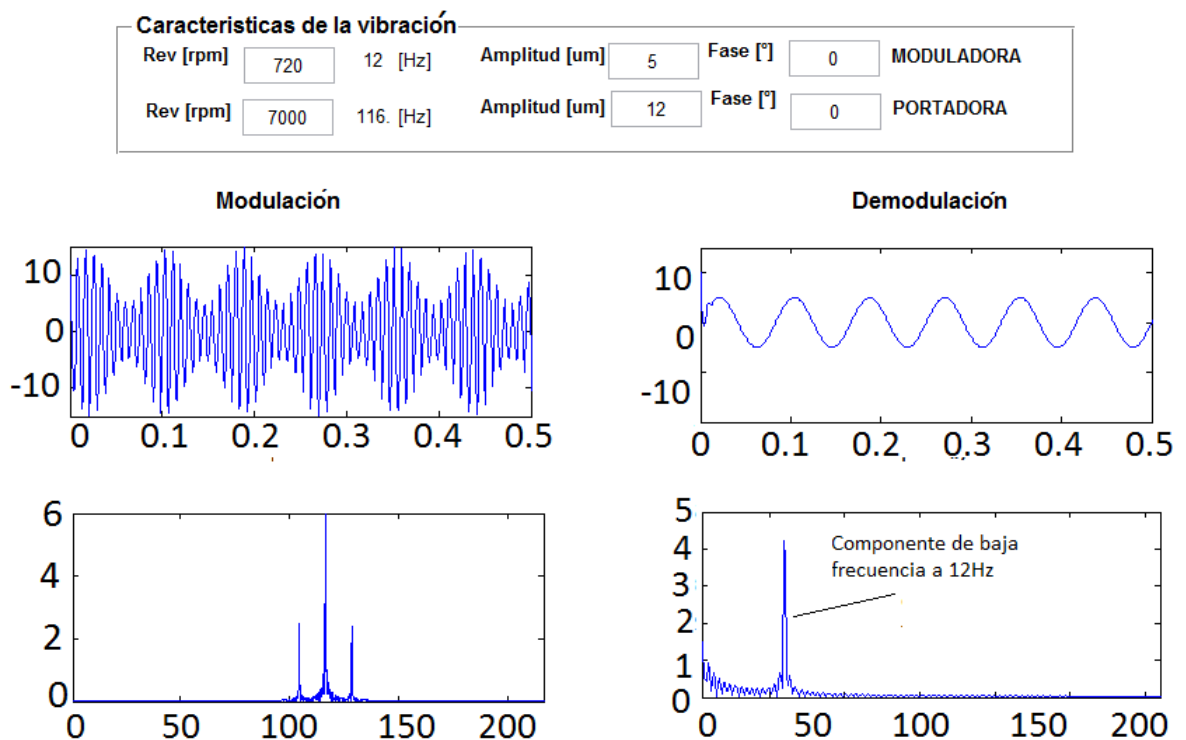


Fuente: ESHLEMAN, Ronald, análisis de vibraciones

⁵³ Ibid., p140-141

Básicamente con el proceso de demodulación se obtiene, analíticamente. Como resultado se obtendrá la frecuencia de la señal moduladora; normalmente es la causa del problema o resulta ser la frecuencia de la falla (frecuencias de fallas en los rodamientos, frecuencia de giro del engranaje defectuoso de un par y frecuencia de estator con barras rotas). En la figura siguiente se muestra una modulación de dos señales y su demodulación obteniendo la señal de baja frecuencia.

Figura 88 Demodulación de una señal de alta frecuencia (116 Hz) modulada por una de baja frecuencia (12Hz)



6.3 TÉCNICAS DE ANÁLISIS DE FALLAS EN MÁQUINA ROTATIVA

Las técnicas básicas para el diagnóstico de las fallas son; forma de onda de tiempo, órbita, fase, y espectro. La forma de onda y la órbita proporcionan una visión de las características físicas y dinámicas del eje y la carcasa de la máquina.

En el análisis de fase, se debe identificar el ángulo de fase relativo el cual muestra la relación en el tiempo entre vibraciones medidas en varios lugares de la máquina. Y el ángulo de fase absoluto, muestra la relación en el tiempo entre vibraciones de un lugar de la máquina con respecto a una de referencia en el eje.

El espectro es el registro de la amplitud versus la frecuencia de la actividad vibratoria de una posición específica de la máquina⁵⁴.

En la tabla siguiente se presentan las generalidades de las técnicas y su uso en el análisis de fallos.

Tabla 12 Algunas técnicas para diagnosticar maquinaria rotativa

Técnica	Uso	Descripción
Análisis de Forma de Onda	Modulación, pulsos, fase, señal truncada, interferencia	Amplitud Vs Tiempo
Análisis Orbital	Movimiento del eje, giro sub-sincrónico	Desplazamiento relativo del cojinete del rotor en la dirección x-y

⁵⁴ ESHLEMAN. Op.cit.,p.40

Análisis de Espectros	Frecuencias directas, frecuencias naturales, bandas vecinas, pulsación, sub-armónicas, suma y diferencia de frecuencias	Amplitud Vs Frecuencia
Análisis de Fases	Relación entre la fuerza y el movimiento, relación entre la vibración y el desplazamiento	Tiempo relativo entre las señales de la fuerza y la vibración o entre dos o más señales vibratorias
Análisis Transitorio	Velocidades críticas, frecuencias naturales y amortiguamiento	Amplitud y fase Vs Velocidad

Fuente: ESHLEMAN, Ronald, análisis de vibraciones, cap. IV, 2001

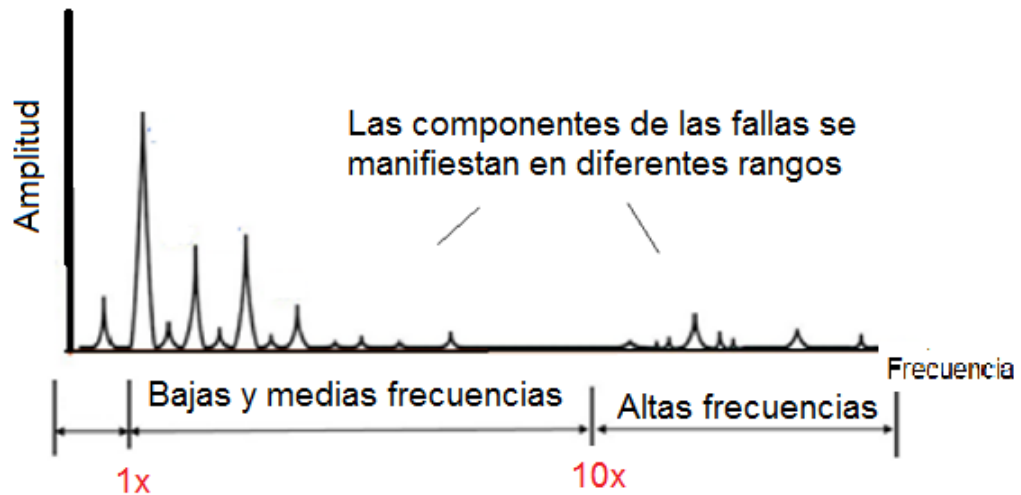
6.4 FALLAS A LA VELOCIDAD DE OPERACIÓN

La facilidad con la cual una falla puede ser identificada a partir de unos datos de prueba confiables es directamente proporcional a la información disponible del diseño de una máquina y de sus componentes. Para las técnicas de diagnóstico, la velocidad de operación es usualmente la frecuencia de referencia. Las otras componentes de frecuencias bien se relacionan con la velocidad de operación o muestran no estar relacionadas⁵⁵.

En la siguiente figura se observa el rango de frecuencia donde se manifiestan algunos fallos en componentes mecánicos.

⁵⁵ ESHLEMAN L. Op.cit.,p.146

Figura 89 Manifestaciones generales de frecuencias fallas en el espectro de vibracion



6.4.1 Velocidades Críticas

Cuando la frecuencia de excitación es cercana a una frecuencia natural del equipo (menos del 15%) se define como fenómeno de resonancia. Si la resonancia es causada por una maquina rotativa esta es llamada velocidad critica. Un eje con una seccion transversal no simetrica o con discontinuidades (por ejemplo un eje con fisuras o con desgaste no uniforme) operando tiene velocidades criticas a multiplos de la velocidad de operación, debido a que la frecuencia natural se encuentra a multiplos de la velocidad del rotor. Las velocidades criticas pueden aparecer a velocidades más bajas que la de operación (1/4,1/3,1/2 para componentes de velocidades 4x, 3x, 2x respectivamente)⁵⁶.

Las velocidades criticas pueden afectar el rendimiento del rotor. Si la velocidad de operación es mayor que una o más velocidades criticas, el rotor debe ser capaz

⁵⁶ Ibid., p 148

de pasar a través de ellas con niveles aceptables de vibración, debe existir un excelente balanceo y los cojinetes deben ser capaces de absorber la energía⁵⁷.

Los rotores pueden ser operados a través de sus velocidades críticas aplicando suficiente potencia; la respuesta vibratoria es atenuada por un arranque rápido; sin embargo, cuando el rotor desacelera a una velocidad que depende de su inercia o de cualquier fuerza de fricción presente; este punto no tiene control, es posible que durante la parada un rotor pueda permanecer cerca a una velocidad crítica por periodos de tiempo considerables y pueda entrar en resonancia. Esta situación puede ocurrir cuando una turbina de vapor es parada.

6.4.2 Resonancia

Desde el punto de vista práctico, aunque los términos frecuencia natural, resonancia y velocidad crítica no son sinónimos, estos se pueden emplear para describir la misma idea. En sistemas relativamente poco amortiguados, la resonancia amplifica la amplitud de las vibraciones de 10 a 30 veces respecto a los niveles de vibraciones que caracterizarían a la misma máquina fuera de la resonancia. Por ejemplo, un ventilador puede reportar un nivel de desplazamiento de 11µm en el banco de pruebas del fabricante y sin embargo, al ser instalado en una empresa, éste entra en velocidad crítica porque su velocidad de operación es similar a la frecuencia natural de la estructura, puede reportar una amplitud de pico de 130µm o más⁵⁸.

Cuando la frecuencia de operación coincide con la de resonancia, la vibración presente puede confundirse con desbalanceo, también puede producirse por algún armónico. Para identificar la resonancia se recomienda variar la velocidad del equipo, si la amplitud de la vibración baja será el resultado de que la nueva frecuencia de rotación no coincide con la frecuencia crítica del equipo.

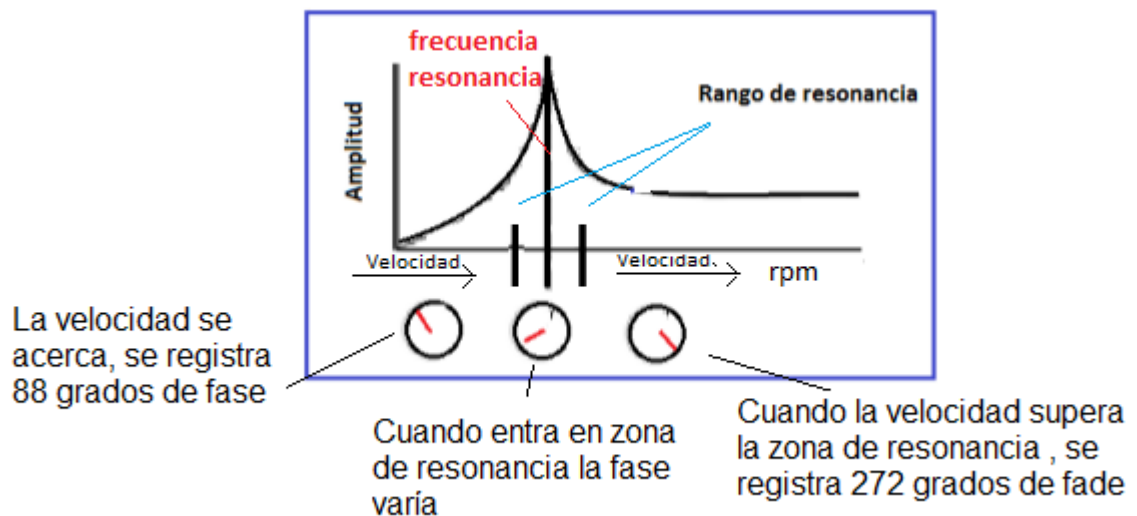
⁵⁷ Ibid., p 148

⁵⁸ PALOMINO. Op.cit.,p.138

La fase es empleada para identificar la zona de resonancia cuando se varía la velocidad del rotor durante su paso dicha zona. En la Figura 90, se observa cuando la velocidad del rotor se va incrementando (acercándose a la zona de resonancia), la lectura de fase se mantiene constante. Por el contrario, cuando la velocidad se sigue incrementando y el rotor entra en la zona de resonancia, se produce una variación gradual de la lectura de fase.

Finalmente, cuando la velocidad del rotor continúa incrementándose y éste se aleja de la zona de resonancia entonces la lectura de fase vuelve a ser estable. El desfase entre las vibraciones a una frecuencia superior a la frecuencia de resonancia y las vibraciones a frecuencias inferiores a la frecuencia de resonancia es alrededor de 180° ⁵⁹.

Figura 90 Comportamiento de la fase en la zona de resonancia



Fuente: Adaptado de PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibración en máquinas rotativas

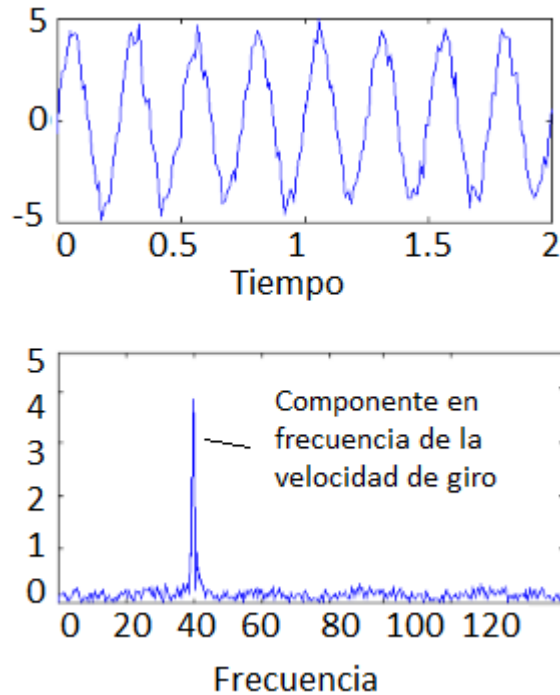
⁵⁹ Ibid.,p139

6.4.3 Desbalance de masa (desequilibrio)

Constituye una de las fuentes más comunes en los problemas de vibraciones en maquinarias. Se puede decir que el desbalanceo es imposible de eliminar por completo, por lo tanto, siempre se tendrá un desbalance permisible dentro de niveles aceptables para el buen funcionamiento del equipo y la seguridad de la planta. La presencia del desbalance como único problema en la máquina se refleja en los espectros de las vibraciones como una componente definida claramente a la frecuencia de rotación del elemento desbalanceado.

Este fenómeno se presenta cuando el centro geométrico del eje (línea central del eje) y el centro de masa de un rotor no coinciden. El desbalance es una falla a una vez por revolución, es decir, ocurre a la frecuencia de giro del rotor y genera una onda sinusoidal casi perfecta, algunas veces es confundido con la desalineación. Sin embargo, el desbalance de masa ocasiona una fuerza rotativa; la fuerza de la desalineación es direccional. En la figura se observa la señal obtenida de una maquina girando a 2400 rpm, presentando un desbalance de masa como único defecto. La onda de tiempo describe una sinusoidal casi perfecta y el espectro muestra un componente alto a la velocidad de 1x.

Figura 91 Señal obtenida de un rotor desbalanceado girando a 2400 rpm



El desbalance tiene un ángulo de fase fijo con respecto a una marca de referencia en el eje y un espectro con componentes de baja amplitud a elevados ordenes de frecuencia. Bajo condiciones normales se obtienen señales sinusoidales, sin embargo, cuando hay un desbalance excesivo, se presenta un comportamiento no lineal del cojinete o de los pedestales, que pueden causar movimientos truncados que introducen vibraciones armónicas (por ejemplo 2x, 3x) con amplitudes inferiores al componente de la velocidad de operación (1x)⁶⁰.

Las fuerzas de desbalanceo en maquinaria producirán vibraciones en los apoyos, donde los componentes radiales y tangenciales del 1x están desfasados 90° grados. El ángulo de fase actual depende de las mobildades mecánicas relativas

⁶⁰ ESHLEMAN L. Op.cit.,p.149

de la estructura en dos direcciones de medición. En la práctica, se encuentra una fase de 60 a 120 grados.

Las máquinas están sujetas a varias condiciones de desbalanceo, las más importantes se llaman estáticas y dinámicas. El tipo de desbalanceo más sencillo es equivalente a un punto pesado en un punto único del rotor. Esto se llama un desbalanceo estático y se puede identificar sin que el rotor está girando. Si se coloca el rotor en una arista de presión nivelada, el punto pesado siempre buscará la posición más baja. Otra forma más compleja de desbalanceo, es llamada desbalanceo dinámico⁶¹.

Existen muchas razones por las cuales se puede presentar desbalance de un rotor y son:

- Asimetría del Diseño
- Tolerancias de Fabricación y Ensamblaje
- No Homogeneidad del Material
- Distorsión en Servicio
- Desgaste y Corrosión

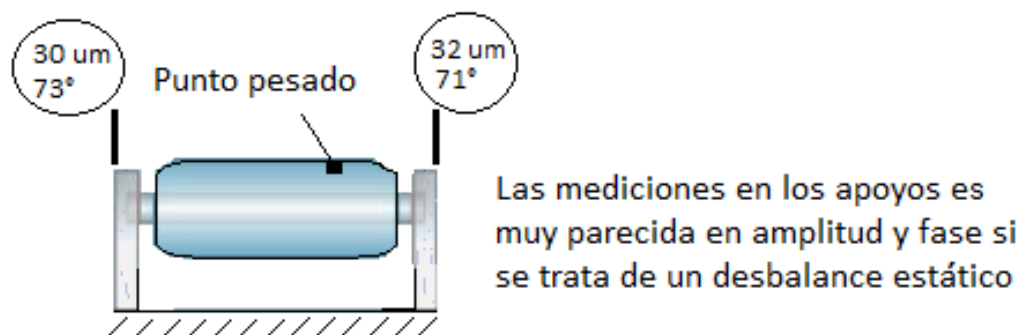
6.4.3.1 Desbalance Estático

El desbalanceo estático se produce cuando el centro de rotación de un rotor no corresponde a su centro de masa, en otras palabras, su centro de gravedad no está ubicado en su eje de rotación. Esta condición produce una fuerza centrífuga, que se aplica en los apoyos a la frecuencia 1x. La fuerza centrífuga es proporcional al cuadrado de la velocidad angular del rotor, por lo tanto, máquinas de alta velocidad requieren un balanceo más exhaustivo que máquinas de baja velocidad.

⁶¹ WHITE. Op. cit., p 106

Este tipo de desbalance puede identificarse comparando las mediciones de amplitud y fase en los extremos del rotor. Rotores simétricos soportados por apoyos idénticos mostrarán niveles de amplitud y ángulos de fase muy parecidos⁶².

Figura 92 Desbalance Estático de un rotor representado por un punto pesado



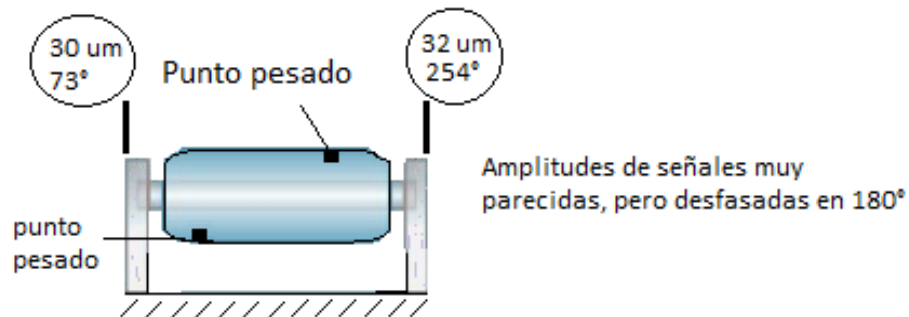
6.4.3.2 Desbalance de par de Fuerzas

Existe cuando el eje principal de inercia intercepta el eje de rotación en el centro de masa del rotor, esto es, cuando el eje principal de inercia está desviado angularmente con respecto al eje de rotación, pero el centro de masa no está desviado del eje de rotación. Un par es simplemente dos fuerzas iguales y paralelas, pero de sentido contrario y diferente línea de acción. Este par de fuerzas puede ser creado por dos masas iguales ubicadas en los extremos del rotor y desfasadas aproximadamente en 180°. Un rotor con desbalanceo de par de fuerzas puede ser balanceado estáticamente y puede parecer que está perfectamente balanceado. Pero cuando gira, producirá fuerzas centrífugas en los rodamientos que estarán en fase opuesta.

⁶² PALOMINO. Op.cit.,p.115

Al comparar las lecturas de amplitud de las vibraciones de un rotor simétrico soportado por cojinetes idénticos, éstas serán iguales pero desfasadas un ángulo de 180° .

Figura 93 Desbalance de par de fuerzas (desfasadas aproximadamente en 180°).



6.4.3.3 Desbalance cuasi-estático

Este tipo de desbalance existe cuando el eje principal de inercia intercepta el eje de rotación en un punto diferente del centro de masa. En este caso, las lecturas de fase a ambos lados del rotor mostrarán una diferencia aproximada de 180° aunque las amplitudes cambien considerablemente⁶³.

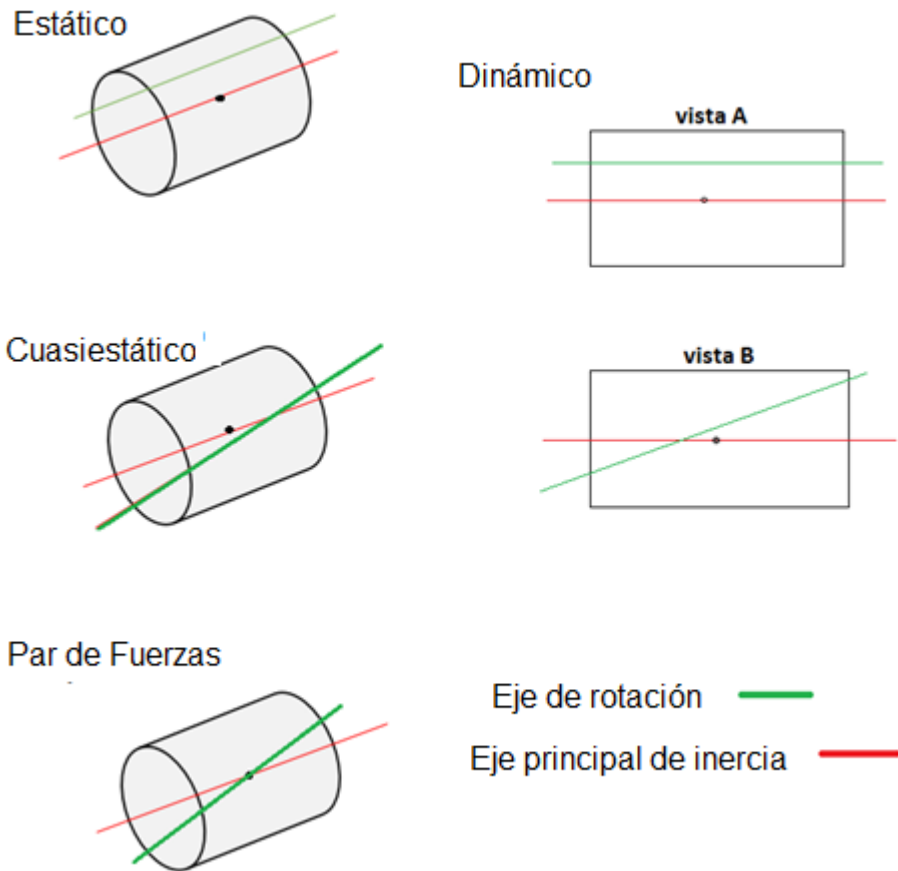
6.4.3.4 Desbalance Dinámico

Es el tipo general y más común encontrado de desbalance de rotores. Existe cuando el eje principal de inercia no intercepta al eje de rotación. Un rotor puede tener desbalanceo estático y desbalanceo de par de fuerzas al mismo tiempo y esta condición se llama desbalanceo dinámico, por lo general se encuentra en la práctica. Cuando se está examinando un espectro sin información acerca de fase, no se puede distinguir el desbalanceo estático del dinámico. Para corregir el desbalanceo dinámico se necesita un trabajo de balanceo en varios planos y el

⁶³ Ibid., p 115

desbalanceo estático teóricamente se puede corregir con un solo peso de corrección⁶⁴. En la siguiente figura se muestra los tipos de desbalance en rotores.

Figura 94 Tipos de desbalance



⁶⁴ WHITE. Op. cit., p 107

6.4.4 Acoples

Un acoplamiento tiene como función prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, transmitir movimiento y potencia entre los ejes. Existen dos tipos generales de acoplamientos mecánicos flexibles y rígidos.

Acoplamiento rígido: Su única función es acoplar dos árboles para transmitir potencia y no absorben cualquier falta de alineamiento, aunque en algunos casos pueden ser capaces de ajustar las deformaciones axiales. Se recomienda utilizar este tipo de acoplamientos en ejes lo más perfectamente alineados y cortos.

Acoplamiento Flexible: Se utilizan cuando es necesario absorber la vibración debido a desalineación entre los ejes que se unen, y en casos para absorber los golpes bruscos de torsión entre el árbol conductor y el conducido.

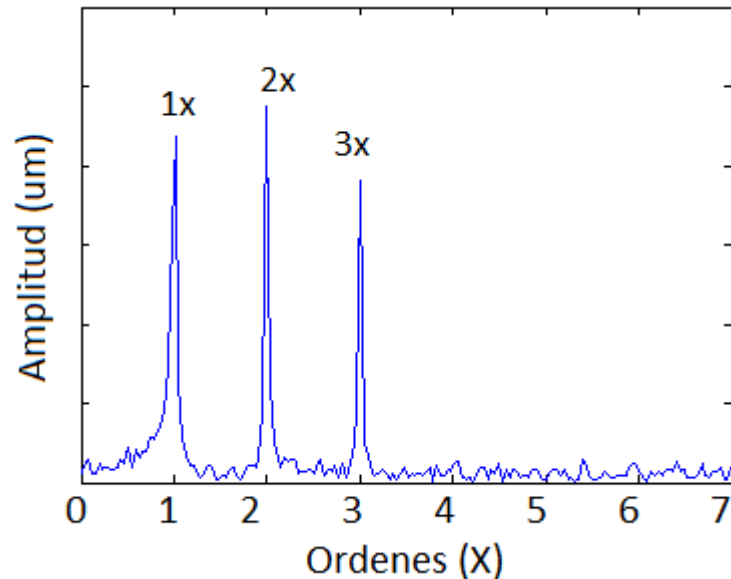
- **Defecto en acoplamientos**

Los acoplamientos existen en muchos tipos y configuraciones y un defecto en estos por lo general causa síntomas similares a la desalineación. Frecuentemente los problemas de acoplamiento producirán componentes de vibración a la velocidad de operación más fuerte que los que produce la desalineación. Si las caras de las bridas no son paralelas, se produce una vibración similar a la desalineación angular.

La desalineación de acoplamientos es un problema común y mostrara componentes de $1x$ y $2x$ en el espectro de vibración, en la dirección radial y tangencial. El desgaste en el acoplamiento puede producir todos los síntomas de desalineación y de holgura. Los acoplamientos de motor de tres mordazas, que contienen espaciadores de longitud incorrecta causarán fuertes componentes

axiales y radiales a 3 veces las rpm de la flecha. A continuación se mostrara un espectro típico de problemas en acoplamientos⁶⁵.

Figura 95 Espectro típico de problemas en el acoplamiento de ejes



6.4.5 Desalineación

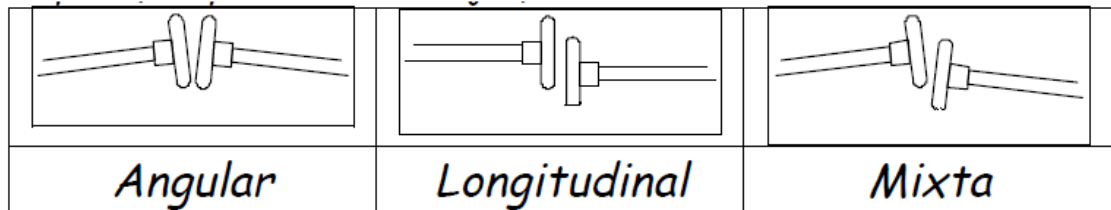
En esta condición de falla los ejes de la máquina conductora y la conducida no están en la misma línea de centros. La desalineación es la fuente de vibraciones que más se puede controlar e incluso reducir drásticamente en el mecanizado o en el montaje. Puede presentarse en tres modalidades, paralelo, angular y combinado.

Si las líneas centrales de las flechas desalineadas están paralelas pero no coinciden, entonces se dice que es una desalineación paralela o longitudinal, si las flechas desalineadas se juntan pero no son paralelas, entonces la desalineación se llama angular. Casi todas las desalineaciones que se observen en la práctica son una combinación de los dos tipos. En la figura siguiente se observa los tipos

⁶⁵ Ibid.,p 127-128

de desalineación; angular, longitudinal (paralela), mixta (combinada) respectivamente en ejes de una máquina.

Figura 96 Tipos de Desalineación



6.4.5.1 Desalineación Paralela

La desalineación paralela produce una fuerza de cizallamiento y un momento de flexión en la extremidad acoplada de cada flecha produciendo niveles de vibración altos en 2x y en 1x. Esta falla se manifiesta en las direcciones radiales o tangenciales en los rodamientos a cada lado del acoplamiento, y son de fase opuesta. En la mayoría de los casos la componente 2x es más alta que la 1x. En la dirección axial los niveles 1x y 2x son bajos pero su fase será opuesta⁶⁶.

6.4.5.2 Desalineación angular

La desalineación angular produce un momento de flexión en cada eje, y una fuerte vibración axial en 1x y en menor medida 2x en ambos rodamientos. Para esta condición en los rodamientos se produce fase opuesta. También habrá niveles relativamente fuertes en direcciones radiales y/o transversales 1x y 2x, pero en fase⁶⁷.

⁶⁶ Ibid.,p 109

⁶⁷ Ibid.,p 110

Si la velocidad de la máquina se puede variar, la vibración debido al desbalanceo también variará según el cuadrado de la velocidad. Si se duplica la velocidad, el nivel del componente de desbalanceo se incrementará por un factor de cuatro, pero la vibración debida a la desalineación no cambiará de nivel.

6.4.5.3 Desalineación combinada

La mayoría de los casos de desalineación son una combinación de los tipos ya descritos. El diagnóstico está basado en picos 2x más fuertes que los picos 1x y en la existencia de picos axiales 1x y 2x. La desalineación produce una variedad de síntomas en tipos diferentes de máquinas y se deben consultar las firmas de vibraciones promedios para máquinas en condición normal con el fin de determinar los niveles permisibles 1x y 2x⁶⁸.

Causas comunes de desalineación:

- Problema de montaje de equipos y componentes.
- La posición relativa de los componentes se altera después del montaje debido a la operación.
- Distorsión en soportes flexibles debido a torque.
- Expansión de la estructura de la maquina debido altas temperaturas.
- El frente del acoplamiento no está perpendicular al eje de la flecha.
- "Pie Suave", esto es cuando una máquina se altera cuando los pernos de fijación son puestos bajo fuerzas de torque.

El efecto sobre el equipo que provoca el desalineamiento, radica en la flexión del eje, aumentando la carga, lo cual tiene un gran impacto sobre la vida útil de un

⁶⁸ Ibid.,p 110

rodamiento. Al igual que en el desbalance del rotor, el desalineamiento no puede reducirse a cero, sino que se establecen límites permitidos dados por estándares o recomendaciones del fabricante. Por esto muchas veces se utilizan acoplamientos flexibles para poder absorber en alguna medida este defecto. Por otro lado, se piensa que los acoplamientos flexibles no necesitan ser alineados tan exhaustivamente como los acoplamientos rígidos, sin embargo un acoplamiento flexible desalineado logra transmitir torque produciendo niveles de vibraciones relativamente bajos, pero también es cierto que estos pueden ser suficientemente altos como para dañar los cojinetes. La mayoría de los fabricantes recomiendan alinear los acoplamientos flexibles con tanto cuidado y exactitud como si estos fueran acoplamientos rígidos⁶⁹.

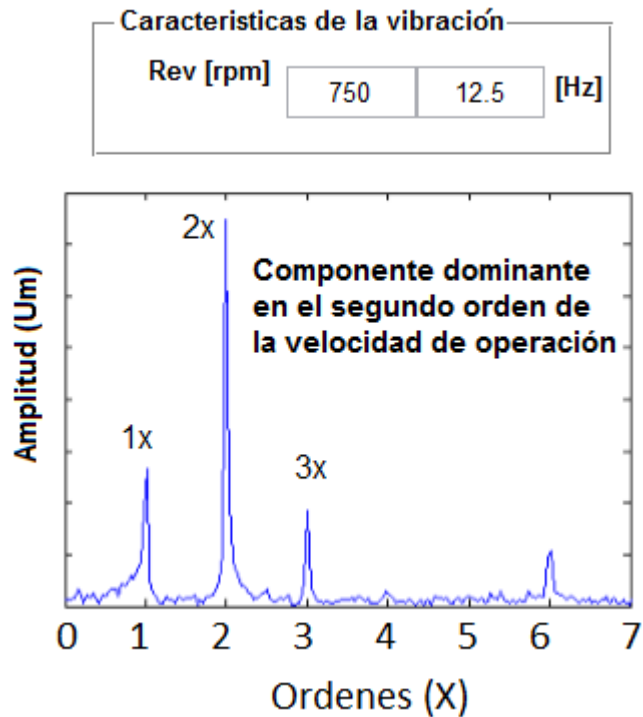
El desalineamiento puede ocurrir en diferentes zonas de una máquina rotatoria. Por ejemplo, puede estar presente entre dos cojinetes (centrado), en un par de ruedas dentadas o en una transmisión poleas-correas entre otras. No obstante, se presenta con mayor frecuencia en el acople de dos máquinas o sea, entre la unidad conductora y la unidad conducida⁷⁰.

La siguiente figura muestra un espectro típico de una desalineación paralela, componente dominante el 2x en dirección axial. Máquina a 750 rpm.

⁶⁹ PALOMINO. Op.cit.,p.131

⁷⁰ Ibid.,p. 131

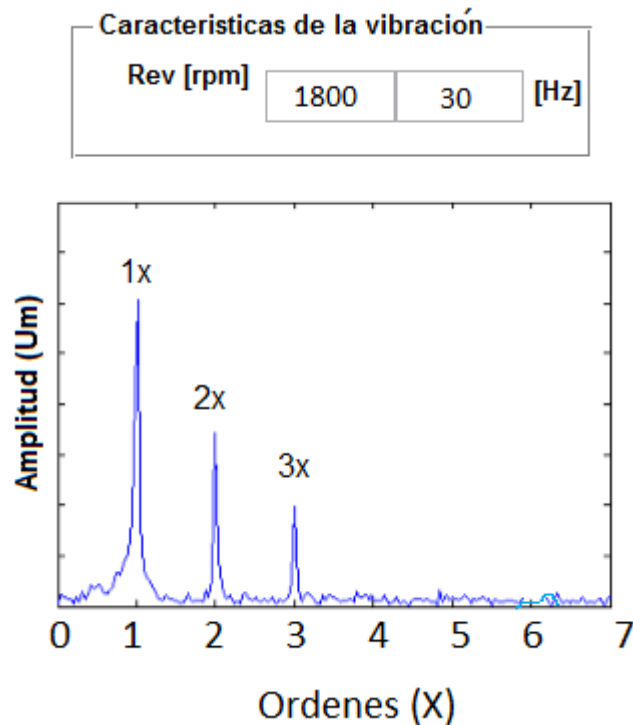
Figura 97 Espectro típico de una desalineación paralela



La clave del problema radica en que la mayoría de los especialistas, piensan que si el nivel de las vibraciones es bajo entonces, no hay problemas. Esto es cierto en algunos casos, pero específicamente en relación con el desalineamiento, se exigirá que la calidad de la alineación sea tal que no se generen las tres primeras armónicas con independencia de la amplitud de éstas, puesto que el nivel de vibraciones registrado como resultado del desalineamiento, no es una medida de la severidad de éste, sino que revela la capacidad del acoplamiento para tolerar las desviaciones entre los ejes⁷¹. En la siguiente figura se observa un espectro típico de una desalineación combinada, en una maquina girando a 1800 rpm. Notar el componente 1x dominante, se podrá presumir que además está presente el desbalance de masas.

⁷¹ Ibid.,p132-133

Figura 98 Espectro típico de una desalineación combinada

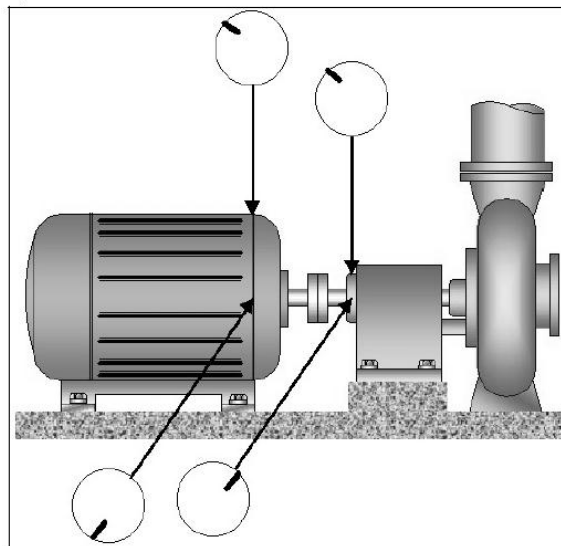


6.4.5.4 Amplitud y fase debido a la desalineación:

Para diagnosticar el desalineamiento se debe medir la fase y con esta medida establecer el **modo de vibración** y con la medición de amplitudes se podrá conocer dónde son mayores los niveles de vibraciones. En la mayoría de los casos de desalineamiento, el modo de vibración vertical no es igual al modo de vibración horizontal en el propio equipo. Por ejemplo, el modo de vibración vertical puede, mostrar un movimiento en fase y el modo de vibración horizontal puede reportar un movimiento desfasado, los dos en 180°⁷².

⁷² Ibid.,p133

Figura 99 Modo de vibración en desalineamiento



Fuente. PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibración en máquinas rotatorias

6.4.6 Soltura Mecánica

Las diferentes formas de manifestación de las solturas mecánicas son el resultado del deterioro del ensamblaje de los elementos mecánicos que han excedido las tolerancias o se han aflojado debido a la dinámica de la operación de la máquina⁷³. Los componentes mecánicos sueltos causan impactos que pueden ser identificados en el espectro de vibración, por fuerzas excitadas generadas por otros problemas, como el desbalance o la desalineación.

Las vibraciones por lo general son radiales, esto lo diferencia del desalineamiento con el que podría confundirse al tener espectros similares. Un apoyo suelto, por lo general tendrá una vibración mayor en la dirección vertical que horizontal.

Una de las principales características de las solturas mecánicas en el espectro vibratorio es la gran cantidad de armónicos, si la soltura es más severa, mayor será la cantidad de armónicos. Algunos tipos de soltura:

⁷³ Ibid., p.135

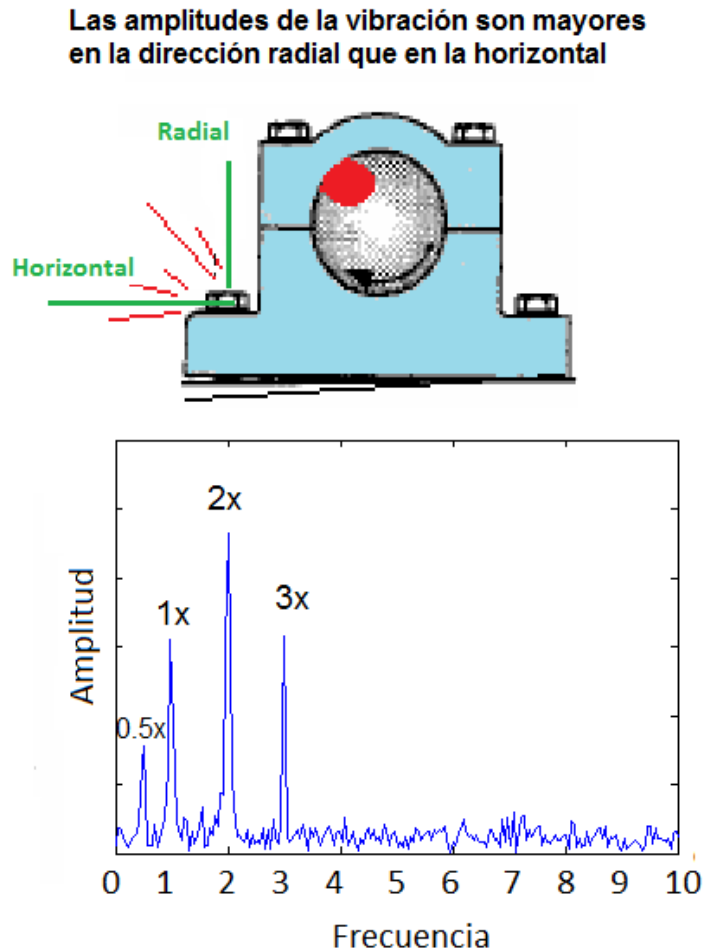
6.4.7 Soltura de la maquina respecto a su base (pata coja)

La vibración que caracteriza a la soltura de la máquina respecto a su base presenta amplitudes altas en la segunda armónica de la velocidad de rotación, aunque es posible encontrar niveles severos en armónicas superiores⁷⁴.

La mejor manera de probar la pata coja es observar el nivel de vibración al apretar o aflojar los tornillos de la base. La amplitud de la vibración aumentará o disminuirá de manera significativa cuando se aplica presión a los pernos.

⁷⁴ Ibid.,p135

Figura 100 Soltura por perno de sujeción suelto en la base, espectro de vibración en dirección radial

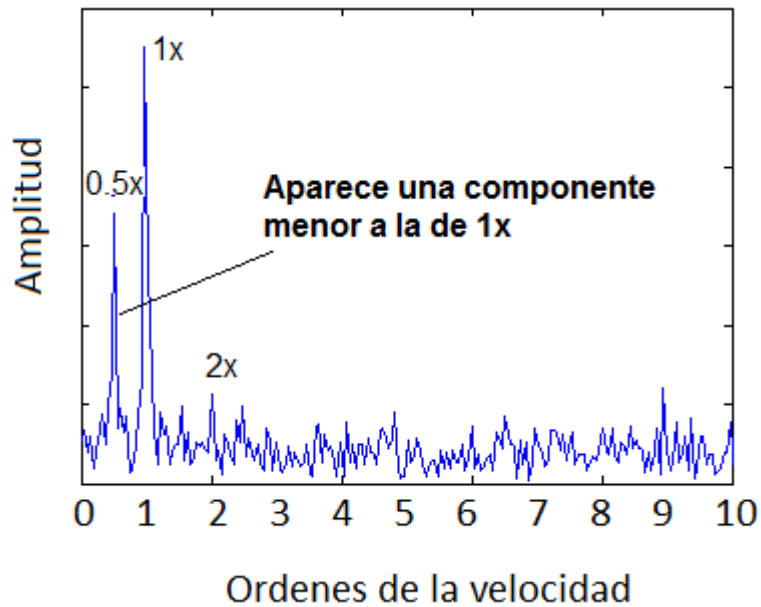


6.4.7.1 Holgura del cojinete respecto al eje

En este tipo de holgura, el espectro de las vibraciones exhibirá una componente a la frecuencia de rotación del eje y otra componente más baja a una frecuencia ligeramente menor que la frecuencia de rotación⁷⁵. Esta componente corresponde con la velocidad a la que el aro interior del rodamiento se está moviendo.

⁷⁵ Ibid., p 135

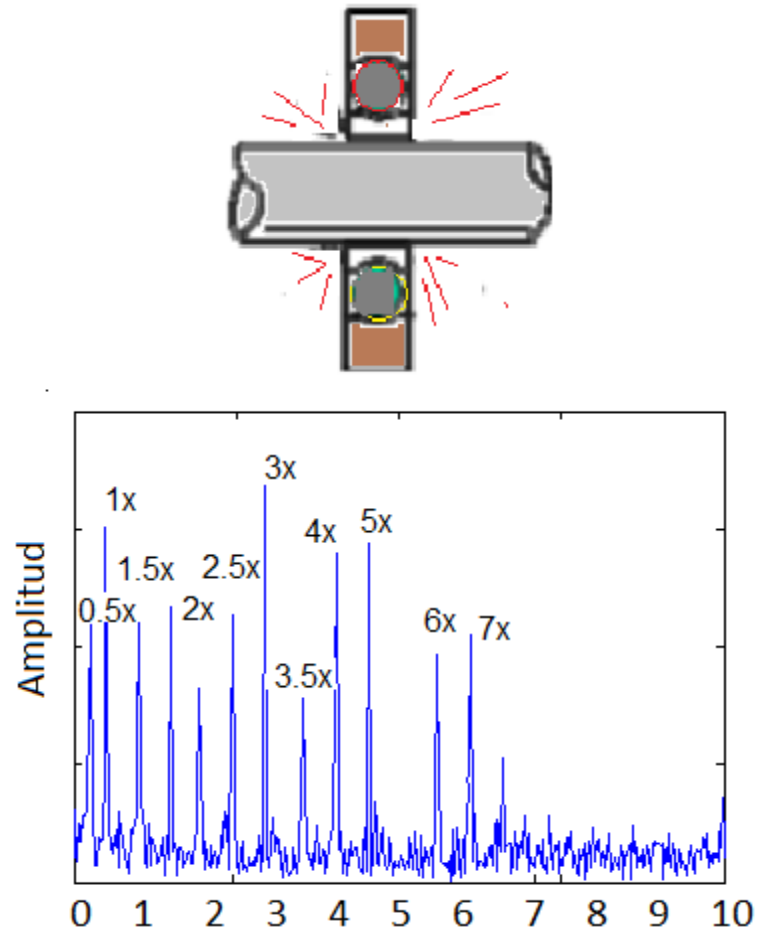
Figura 101 Espectro de soltura, holgura excesiva entre el aro de un rodamiento y el eje.



6.4.7.2 Holguras del cojinete respecto al alojamiento

Si se distinguen claramente las cuatro primeras armónicas de la frecuencia de rotación, entonces es muy probable que el rodamiento este "suelto" con respecto a su alojamiento o con mucho juego radial, producto del desgaste en la pista. En algunos casos, se tendrán sub-armónicos a fracciones de la velocidad ($1/2x$, $1/3x$, etc.) y sus múltiplos.

Figura 102 Espectro típico de holgura excesiva de un rodamiento respecto a su alojamiento



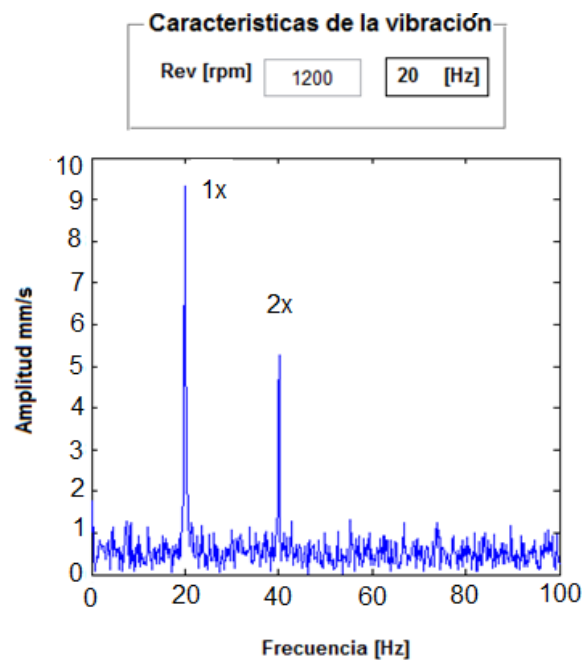
Es posible que la información anterior nos permita determinar la presencia de una soldadura mecánica, pero no se puede localizar el punto donde se presenta, por lo cual se debe medir la amplitud y la fase en diversos puntos de la máquina, ya que a los lados de la soldadura, se verán medidas erráticas, que cambian bruscamente de valor y dirección.

6.4.8 Pandeo en Eje o rotor

Un rotor pandeado usualmente causa precarga a los rodamientos. El centro de la masa de un eje doblado puede moverse bastante fuera del centro geométrico para causar desbalance, también se parece a la vibración causada por desalineamiento y es fácil confundirlas⁷⁶. Entre las causas más comunes que ocasiona el pandeo del rotor están: condiciones térmicas (por corto circuitos en una bobina de un motor), alteración de las propiedades metalúrgicas causadas por rozamiento.

El espectro característico de un eje doblado causa picos en 1x y 2x, el segundo armónico aparece si el eje está suficientemente doblado para causar desalineamiento severo. En la siguiente figura se muestra un espectro de vibración, típico de un eje pandeado, se observa el segundo armónico lo que significa que el pandeo es severo lo cual ocasiona desalineación.

Figura 103 Espectro típico de un eje pandeado girando a 1200 rpm



⁷⁶ WHITE. Op. cit., p 111

6.5 CHUMACERAS Y COJINETES

La mayoría de las chumaceras generarán picos espectrales a frecuencias más bajas que 1x, y estos se llaman picos sub-síncronos lo que indica una fuerte degeneración del rodamiento⁷⁷. Algunas causas que se deben tener en cuenta cuando se quiere analizar chumaceras.

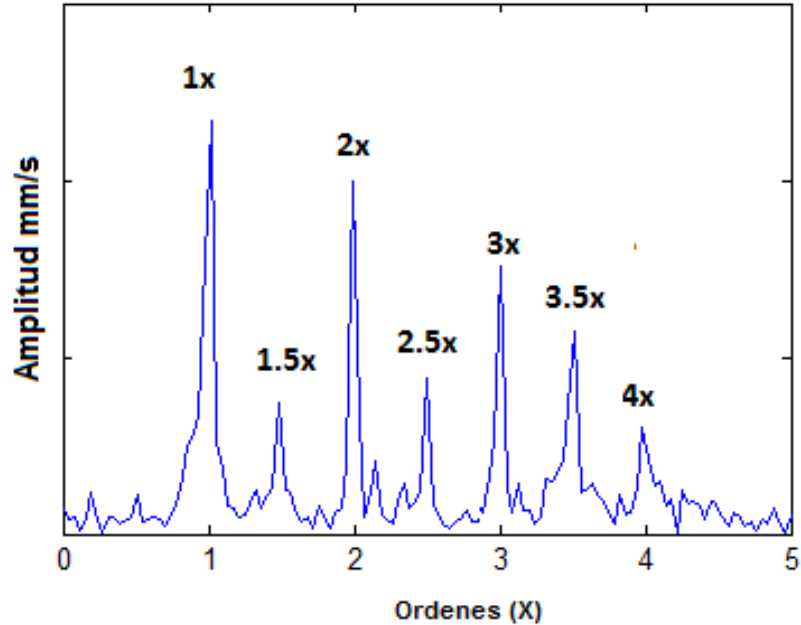
6.5.1 Holgura o Juego excesiva

Un problema de holguras se manifiesta debido a fuerzas de excitación exteriores (desequilibrios, desalineaciones, etc). Un cojinete con excesiva holgura no es capaz de absorber toda la energía de las fuerzas debidas a problemas mecánicos y da lugar a altos niveles de vibración. El espectro mostrara picos a 1x, 2x de la velocidad de operación. También pueden aparecer armónicos a 1.5x, 2.5x, 3.5x, etc. y subarmónicos (0.5x). En ocasiones la causa de las órdenes es el ruido del cojinete en su cárter. En figura siguiente se observa un espectro de vibración general de un juego excesivo en un cojinete, mostrando picos a 1x y 2x altos, junto con sub-armónicos separados a 0.5x⁷⁸.

⁷⁷ Ibid.,p.111

⁷⁸ SINAIS Ingeniería de Mantenimiento. Curso Básico de Análisis de Vibraciones. Disponible en internet:
http://www.sinais.es/Recursos/Curso-ibraciones/cojinetes/excesiva_holgura.html

Figura 104 Espectro general de vibración cuando un juego excesivo está presente en los cojinetes

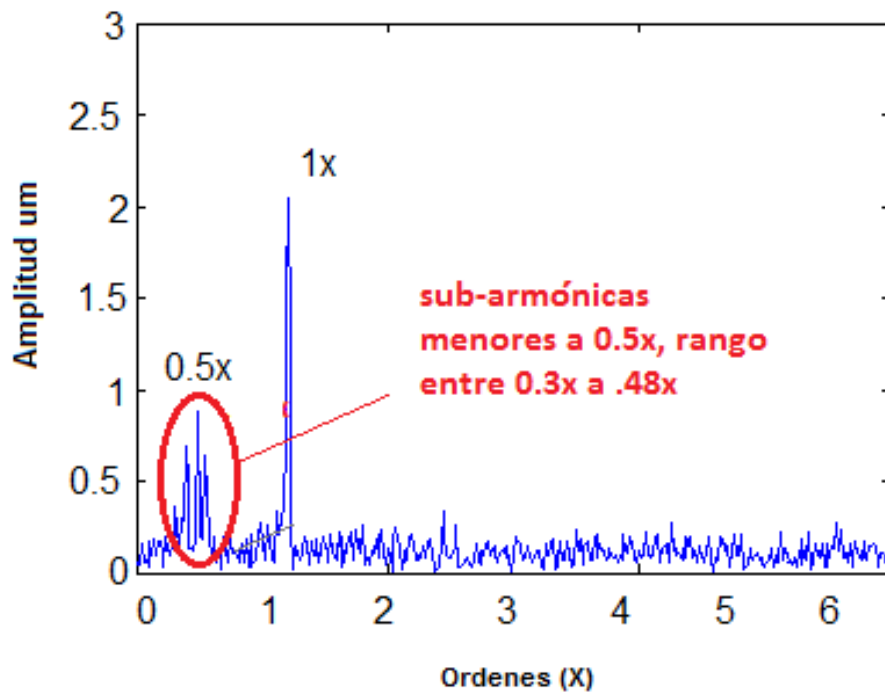


6.5.2 Torbellino de aceite (Oil-Whirl)

Es un fenómeno asociado a los cojinetes con poca carga. Cuando hay cambios en régimen (velocidad, cargas externas) pueden causar un juego excesivo, lo que resulta en una acumulación de una cierta cantidad de aceite. Esta cantidad de aceite es empujada en el espacio dejado libre por el eje (desplazamiento de la cuña de aceite de su posición normal) provocando un aumento de la presión de la película de aceite que soporta la carga. La opinión general es que la frecuencia de giro de aceite varía entre 38 a 49 por ciento de la velocidad del eje (0.38x a 0.49x). El espectro mostrará picos en frecuencia entre 0.38x -0.49x casi nunca aparece 0.5x, pero siempre está un poco más bajo.

El remolino de aceite es una condición seria que necesita corrección ya que se puede deteriorar rápidamente el cojinete hasta el punto donde se presenta contacto de metal con metal⁷⁹. Este fenómeno se produce por: diseño demasiado robusto para las cargas, cambio de viscosidad de aceite, presión aceite o desgaste excesivo.

Figura 105 Espectro típico de un problema con remolino de aceite



6.5.3 Golpe de aceite o latigazo de aceite (oil whip)

Es una condición destructiva que ocurre en ensambles grandes con varios rotores operados arriba de velocidades críticas⁸⁰. El latigazo de aceite ocurre cuando el componente de excitación por remolino de aceite llega a una frecuencia muy

⁷⁹ Ibid.,p.111

⁸⁰ Ibid.,p.112

cercana a la frecuencia natural del eje (velocidad crítica). La frecuencia de la vibración no cambiará a medida que varía la velocidad, esto no ocurre con el remolino de aceite, cuya frecuencia se cambia con la velocidad rotación.

6.6 RODAMIENTOS

Los problemas en los rodamientos corresponden a las fallas más comunes que se diagnostican en análisis de vibración. La vida útil de los rodamientos depende de una serie de factores como: La carga, la velocidad de trabajo, la lubricación, el montaje, la temperatura, las fuerzas exteriores causadas por desalineaciones, desequilibrios, etc⁸¹. Los defectos en los elementos de los rodamientos, originan señales únicas de vibración, también producen impactos sobre estos a frecuencias que dependen; de la velocidad de operación y de la geometría⁸².

Un rodamiento defectuoso producirá componentes de vibración que son múltiplos de 1x, en otras palabras, son componentes no síncronos. La existencia de componentes no síncronos en un espectro indica que pueden existir problemas de rodamientos y que el analista inmediatamente debe excluir otras posibles fuentes de este tipo de componentes para verificar el diagnóstico⁸³.

Siempre que sea posible, el transductor de medición se debe ubicar en la zona de carga del rodamiento. Por ejemplo, para un rodamiento radial bajo carga, los mejores resultados se obtienen si el transductor se coloca en la dirección radial (por ejemplo si se quiere diagnosticar un desbalance este generara una carga radial al rodamiento), y lo mismo para rodamientos que soportan carga axial (por ejemplo en engranajes helicoidales que generan carga axial a los rodamientos).

⁸¹ SIANIS. Op. cit., <http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/rodamientos/rodamientos.html>

⁸² ESHLEMAN L. Op.cit.,p.173

⁸³ WHITE. Op. cit., p 113

De igual forma, se debe medir donde la transferencia del conjunto sea la mejor o sea, se prefiere medir sobre la cabeza de un tornillo de fijación de la tapa del rodamiento y no sobre la propia tapa de éste. En la figura siguiente se muestra el tornillo de fijación del soporte de un rodamiento.

Figura 106 Soporte de un rodamiento



6.6.1 Vida nominal del rodamiento

Las consideraciones principales para diseño de rodamientos son la carga y la velocidad, en los casos donde se hay velocidad critica, se debe considerar la rigidez del rodamiento.

$$L_{10} = \left(\frac{16666}{rpm} \right) \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

L_{10} → Vida nominal [millones de horas de servicio]

C → Carga dinamica equivalente [N]

P → Capacidad de carga [N]

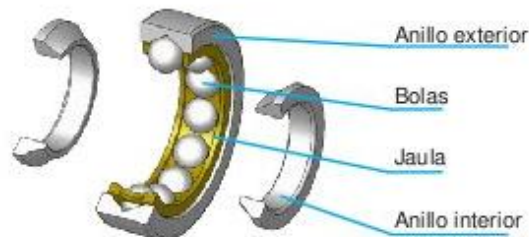
b → factor que depende del tipo de elemento rodante ; $b = 3$ bolas; b

$$= \frac{10}{3} \text{ para rodillos}$$

6.6.2 Componentes y Frecuencias de los rodamientos

Los rodamientos están formados por varios componentes: pista interior, bolas o rodillos, jaula y pista exterior. El deterioro de cada uno de estos elementos generará una o varias frecuencias características en los espectros de frecuencia que permiten su identificación.

Figura 107 Elementos de un rodamiento



Fuente: SINAIS Ingeniería de mantenimiento. Curso de Vibraciones, en-línea

Las cuatro posibles frecuencias de deterioro de un rodamiento son:

- **Frecuencia de paso de elementos por la pista exterior (BPFO)**

Es el número de bolas o rodillos que pasan por un punto de la pista exterior cada vez que el eje realiza un giro completo.

- **Frecuencia de paso de elementos por la pista interior (BPFI)**

Es el número de bolas o rodillos que pasan por un punto de la pista interior cada vez que el eje realiza un giro completo.

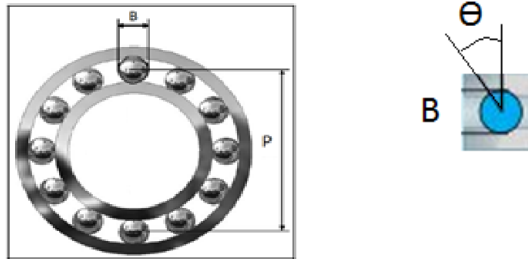
- **Frecuencia de giro de los elementos rodantes (BSF)**

Es el número de giros que realiza una bola del rodamiento cada vez que el eje realiza un giro completo.

- **Frecuencia fundamental del tren o de jaula (FTF)**

Es el número de giros que realiza la jaula del rodamiento cada vez que el eje realiza un giro completo⁸⁴.

Figura 108 Rodamiento de bolas nomenclatura



Fuente: SINAIS Ingeniería de mantenimiento. Curso de Vibraciones, en-línea

$P = \text{diámetro primitivo}$

$N = \text{numero de lementos bolas o rodillos}$

$B = \text{diámetro del elemento (bola o rodillo)}$

$RPM = \text{Revoluciones del eje}$

$\theta = \text{ángulo de contacto}$

$$BPFI = \frac{N \text{ RPM}}{2 \cdot 60} \left(1 + \frac{B}{P} \cos\theta \right) [\text{Hz}]$$

$$BPFO = \frac{N \text{ RPM}}{2 \cdot 60} \left(1 - \frac{B}{P} \cos\theta \right) [\text{Hz}]$$

⁸⁴ SIANIS.Op.cit.,http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/rodamientos/frecuencias_rodamientos.html

$$BSF = \frac{P}{2B} \frac{RPM}{60} \left(1 - \left(\frac{B}{P} \right)^2 \cos^2 \theta \right) [Hz]$$

$$FTF = \frac{RPM/60}{2} \left(1 - \frac{B}{P} \cos \theta \right) [Hz]$$

Cuando algun componente del rodamiento está en condición de falla se distingue en el espectro la frecuencia fundamental correspondiente al elemento dañado, acompañada de armónicos.

En aquellos casos en que se desconozcan los parámetros físicos del rodamiento, existen fórmulas experimentales bastante aproximadas que permiten determinar las frecuencias de deterioro de las pistas y de la jaula de un rodamiento en función del número de elementos rodantes y la velocidad de giro⁸⁵:

$$FTF = \frac{RPM}{60} * 0.4$$

$$BPFO = 0.4 * B * \frac{RPM}{60}$$

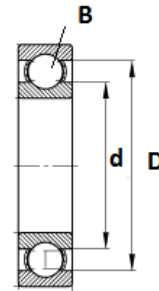
$$BPMFI = 0.6 * \frac{RPM}{60} * B$$

Ejemplo de calculo de las frecuencias características de un rodamiento: Los datos del rodamientos estan dados por la siguiente imagen.

⁸⁵ Ibid.,p. http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/rodamientos/frecuencias_rodamientos.html

Figura 109 Datos de un rodamiento

Designacion rodamiento	6230
Diametro pista interiro (d) [mm]	150
Deiametro pista exterior (D) [mm]	270
Diametro elemento rodante (B) [mm]	31.75
Angulo contanco [grados]	0
Cantidad elementos	11
Velocidad de eje [rpm]	900



Las frecuencias características del rodamiento calculadas para la velocidad de rotación son:

$$BPF I = \frac{11}{2} \frac{900}{60} \left(1 + \frac{31.75}{\frac{(270 + 150)}{2}} \cos 0 \right) = 94.973 \text{ [Hz]}$$

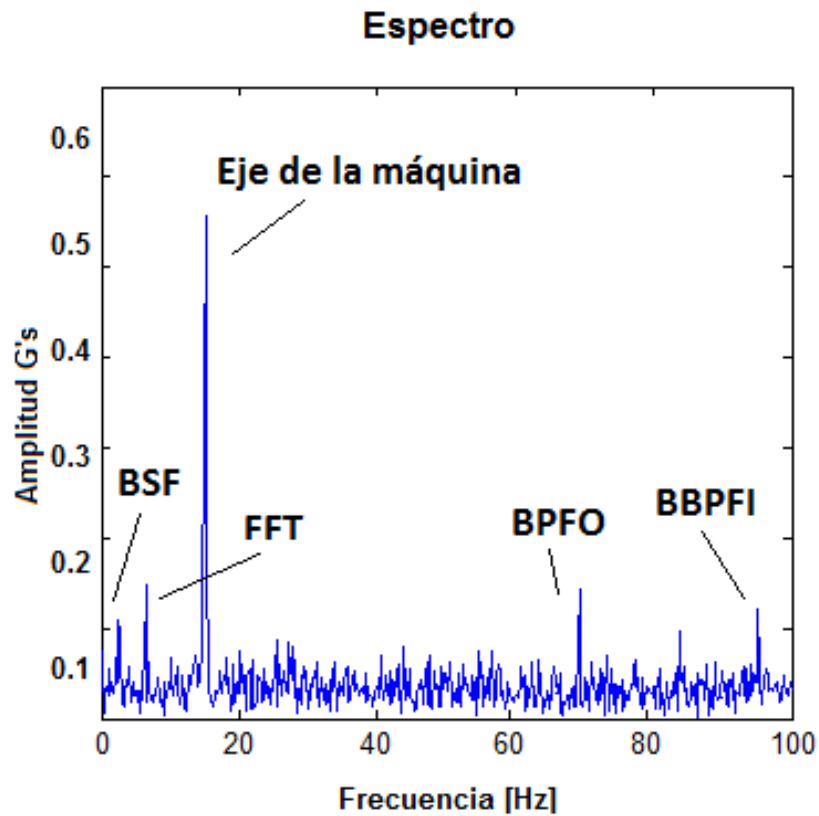
$$BPF O = \frac{11}{2} \frac{900}{60} \left(1 - \frac{31.75}{\frac{(270 + 150)}{2}} \cos 0 \right) = 70.026 \text{ [Hz]}$$

$$BSF = \frac{11}{2 * 31,75} \frac{900}{60} \left(1 - \left(\frac{31.75}{\frac{(270 + 150)}{2}} \right)^2 \cos^2 0 \right) = 2.539 \text{ [Hz]}$$

$$FTF = \frac{900/60}{2} \left(1 - \frac{31.75}{\frac{(270 + 150)}{2}} \cos 0 \right) = 6.366 \text{ [Hz]}$$

Figura 110 Espectro que muestra las frecuencias de fallos de rodamiento girando a 900 rpm

Rev [rpm]	900	15	[Hz]	Eje de la máquina
Rev [rpm]	153	2.55	[Hz]	BSF
Rev [rpm]	5698.38	94.973	[Hz]	BBPFI
Rev [rpm]	4201.56	70.026	[Hz]	BPFO
Rev [rpm]	381.96	6.366	[Hz]	FFT



6.6.3 Defectos en rodamientos

- **Vibraciones a las frecuencias naturales de los componentes del rodamiento**

El rango de las frecuencias naturales de los rodamientos se encuentra generalmente entre las 30.000 y las 120.000 rpm.

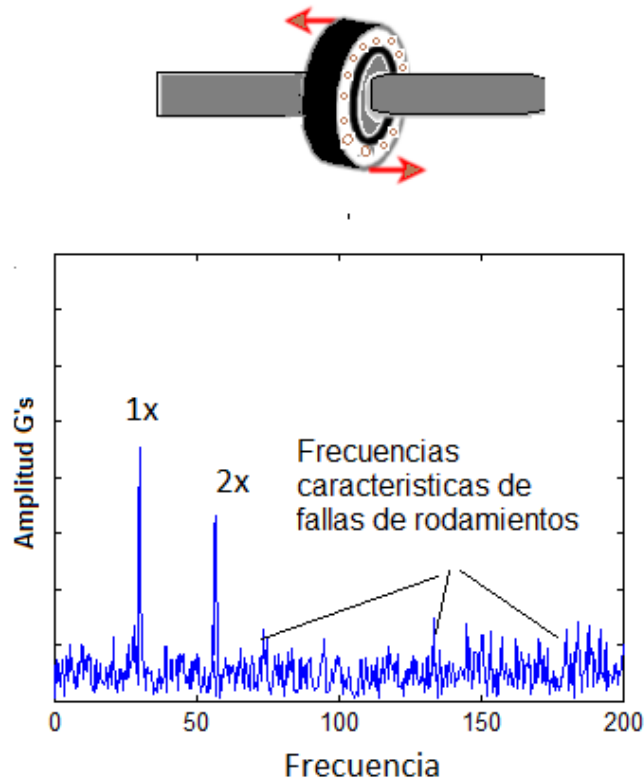
Si el rodamiento se encuentra dañado, estas frecuencias se excitarán de manera importante. Como se mencionó anteriormente, la frecuencia natural es una propiedad del sistema, en este caso de los rodamientos. Sin embargo, la amplitud de la respuesta será proporcional a la velocidad de impacto, lo que significa que a mayor velocidad de la máquina, será mayor la amplitud de la frecuencia.

- **Elementos rodantes desalineados**

Un rodamiento desalineado generará un componente 1x significativo y algo de 2x en el espectro de vibración, por lo general de manera predominante en la dirección axial. En algunos casos, la dirección dominante puede ser radial. Un rodamiento desalineado casi siempre provocará tonos de rodamiento fuertes, así como altos niveles de 1x y 2x⁸⁶.

⁸⁶ WHITE. Op. cit., p 116

Figura 111 Espectro típico de un rodamiento desalineado ten al direccion axial



6.6.4 Detección de defectos en rodamientos

En los rodamientos de una máquina pueden aparecer problemas en las pistas, en los elementos rodantes y en la jaula, pudiendo presentarse también cualquier combinación de estos defectos, generan un solo tipo de señal, atendiendo al tipo de rodamiento que se esté estudiando, de acuerdo con su diseño, las cargas actuantes y las holguras en éste.

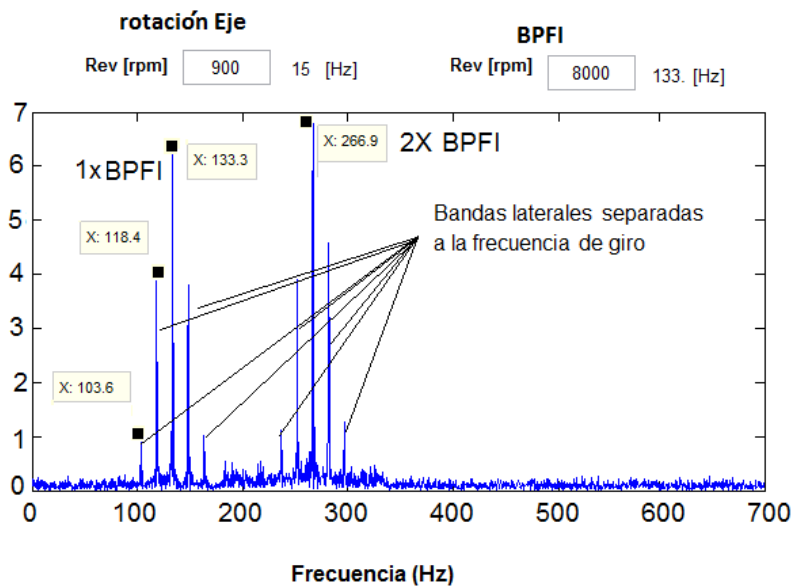
El comienzo del problema en cualquiera de las dos pistas genera vibraciones a las frecuencias BPFO o BPF1. Estas frecuencias también pueden ser observadas en los espectros de las vibraciones de rodamientos. Después que el defecto ha

comenzado a desarrollarse entonces los espectros comienzan a mostrar bandas espectrales que indican modulación a la frecuencia de rotación.

- **Defectos en la pista interior**

Los defectos de la pista interior se manifiestan de diversas maneras, astillamiento, descascaramiento, y grietas⁸⁷. Los elementos rodantes impactan sobre la pista y 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)⁸⁸. En la siguiente imagen se presenta un espectro de una falla en pista interna, se aprecia la maduración de la componente de la BPFi por las rpm de la máquina.

Figura 112 Espectro típico de fallo en la pista interior de un rodamiento BPFi



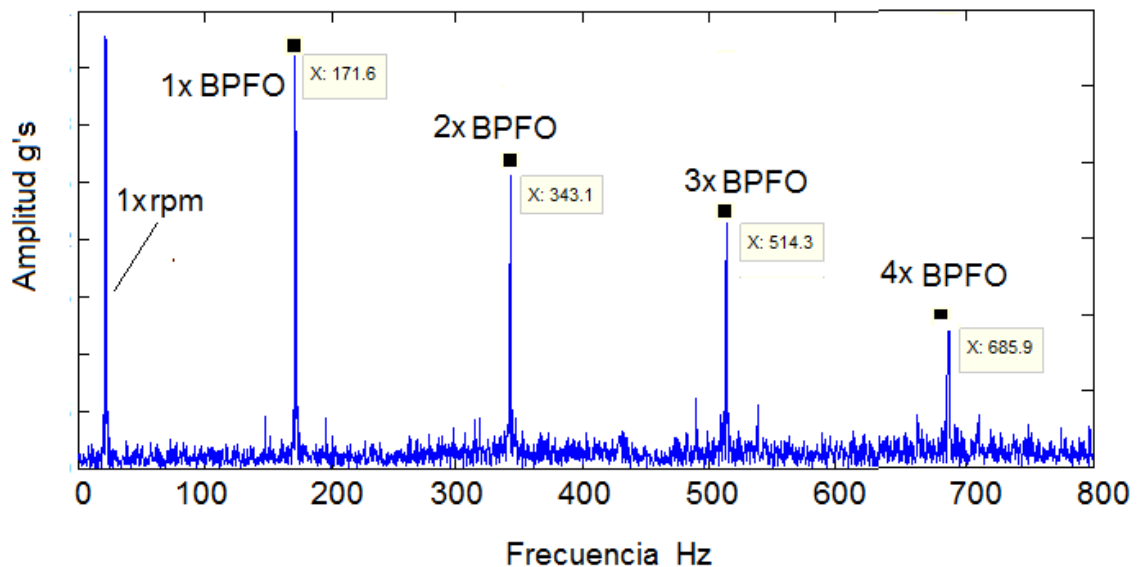
⁸⁷ ESHLEMAN L. Op.cit.,p.187

⁸⁸ SIANIS.Op.cit.,http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/rodamientos/defectos_rodamientos.html

- **Defectos en la pista exterior**

Los defectos en esta pista ocurren frecuentemente debido a la carga (tensión en correas, fuerzas por engranajes, peso, etc.) es normalmente localizada en una sola área de la pista⁸⁹. Los espectros se caracterizan por presentar picos armónicos de la frecuencia de deterioro de la pista exterior (entre 8 y 10 armónicos de la BPFO)⁹⁰, la frecuencia BPFO es modulada por la frecuencia del tren fundamental y ocasionan bandas laterales, esto significa que no queda mucho tiempo de servicio al rodamiento. En figura siguiente se observa un espectro típico de una falla en pista externa, la componente de 1x rpm aparece debido a que se presentan desbalance, desalineación o cualquier anomalía y puede ser muy superior a las amplitudes de los defectos de rodamientos.

Figura 113 Espectro típico de fallo en la pista exterior de un rodamiento BPFO



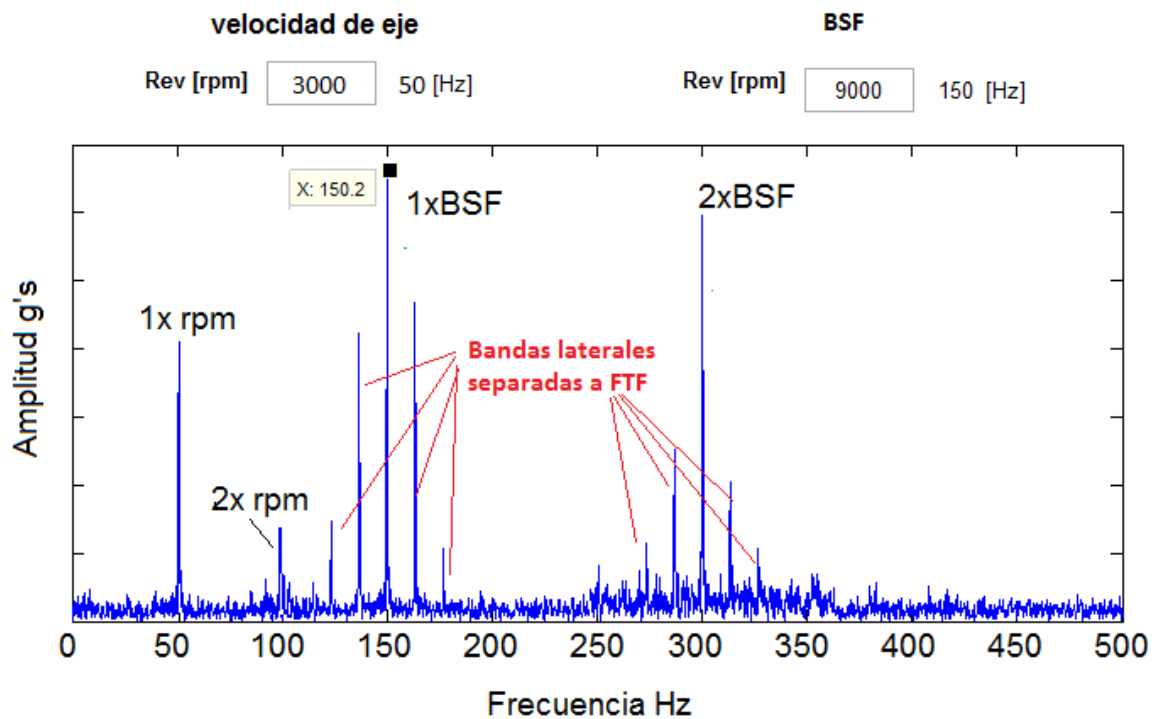
⁸⁹ ESHLEMAN L. Op.cit.,p.191

⁹⁰ SIANIS.Op.cit.,http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/rodamientos/defectos_rodamientos.html

- **Defectos en bolas o rodillos**

Presentan en los espectros las frecuencias de deterioro de los elementos rodantes (BSF). En la mayoría de las ocasiones, el armónico de **mayor amplitud suele indicar el número de bolas o rodillos deteriorados**. Normalmente van acompañadas por defectos en pista⁹¹. En la figura siguiente se observa un espectro de un rodamiento con defecto los elementos rodantes (bolas).

Figura 114 Espectro típico de fallo en elemento rodante de un rodamiento BSF

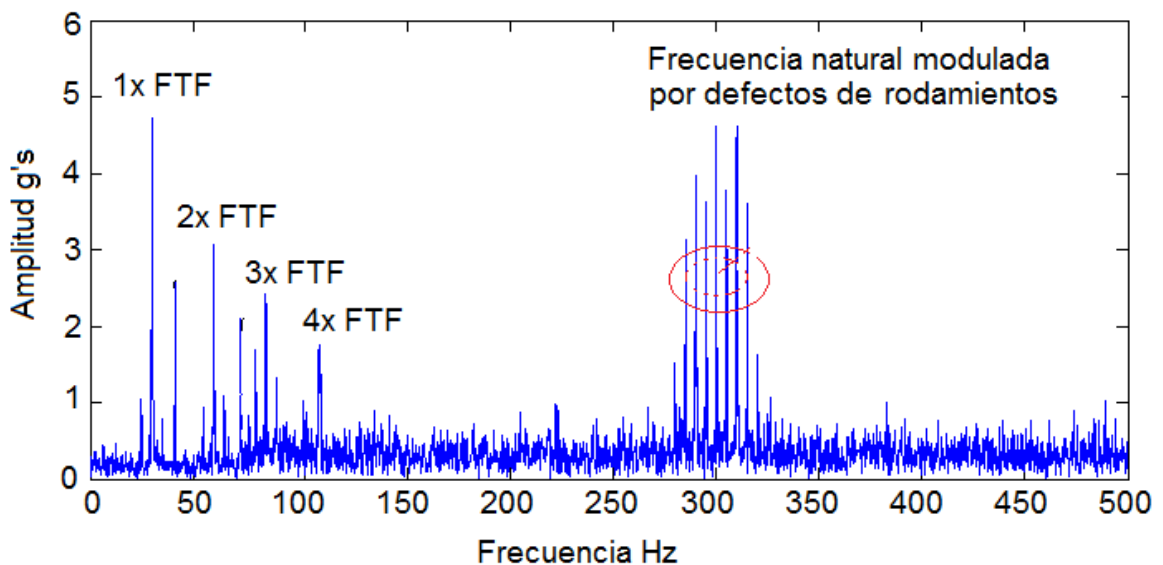


⁹¹ SIANIS.Op.cit.,http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/rodamientos/defectos_rodamientos.html

- **Deterioro de jaula**

Un defecto en jaula puede ir acompañado por defectos en pistas y bolas o rodillos. La FTF en ocasiones es causada por el golpe de la bola contra la jaula, la FTF suelen modular a estas frecuencias de deterioro de pista como sumas y/o diferencias de frecuencias⁹², también pueden aparecer frecuencias naturales moduladas por la FTF a bajas frecuencias.

Figura 115 Epectro tipico de fallo en jaula de un rodamiento FTF



- **Sumas y restas de defectos**

Cuando un defecto crece en un rodamiento este puede aportar en el desarrollo de otros defectos, los que generará varias frecuencias características de estos defectos múltiples. Algunos de estos defectuosos pueden sumarse o restarse de forma tal que en los espectros no aparezcan las frecuencias típicas *BPFO*, *BPFI*, *BSF* o *FTF*, todo lo cual complica el análisis de los espectros.

⁹² SIANIS.Op.cit.,http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/rodamientos/defectos_rodamientos.html

6.6.5 Etapas o fases de falla en rodamientos

○ **Etapa A**

En la etapa inicial el rodamiento no muestra signos visibles de daños aunque las fallas estén presentes, en un principio la condición de fallo incipiente parte con una grieta o desgaste microscópico generando vibraciones de muy baja amplitud, que se confunden entre el ruido eléctrico producido durante la medición, y no son detectadas en el rango de frecuencia (0 a 10xBPFI) del espectro del rodamiento. Durante esta etapa el rodamiento no emitirá ruidos ni elevación en la temperatura, según la experiencia, desde que un rodamiento comienza esta etapa de falla hasta que se llega a la condición de falla es del orden (10-20) % L_{10}^{93} . El rodamiento emite señales de baja frecuencia (1x y armónicas), y también se puede detectar señales por encima de 5KHz (frecuencias naturales excitadas).

○ **Etapa B**

En la segunda etapa aparecen pequeños defectos. A medida que las fallas o defectos van creciendo, los elementos rodantes impactan y excitan frecuencias naturales, aparecerán en el espectro como una modulación y aparecerán bandas laterales debido a las bajas frecuencias de los fallos. Las lecturas de vibración a alta frecuencia constituyen un indicador del inicio del deterioro de un rodamiento. Por experiencia se dice que a partir de esta etapa, la vida esperada del rodamiento es (5-10) % L_{10}^{94} .

○ **Etapa C**

En la tercera etapa se manifiestan las frecuencias características de los rodamientos, aparecen claramente las componentes de falla, tales como BPFO (o BPFI) y armónicos de éstas, a medida que el defecto sea más grave, pueden

⁹³ PALOMINO. Op.cit.,p.162

⁹⁴ Ibid.,p.163

aparecer bandas laterales separadas a intervalos iguales a la frecuencia fundamental. El seguimiento de su evolución permite planificar su cambio con la suficiente antelación, Por experiencia se dice que a partir de esta etapa, la vida esperada del rodamiento es (1-5) % L_{10} ⁹⁵.

○ **Etapa D**

La cuarta etapa es la fase final del rodamiento. Es cuando este se encuentra muy dañado, aparecen síntomas similares a holguras y roces. Aparece además, una vibración aleatoria de alta frecuencia detectable en aceleración. Aumenta la amplitud de 1x y sus armónicos, las frecuencias de fallo pueden desaparecer debido al ruido de fondo⁹⁶. Lo que indica que se aproxima una falla catastrófica del elemento rodante y que debe ser cambiada de inmediato. Por experiencia se dice que a partir de esta etapa, la vida esperada del rodamiento es (1-1.5) % L_{10} ⁹⁷.

Tabla 13 Análisis de defectos en los elementos rodantes de los rodamientos

DEFECTO O CONDICION	FRECUENCIA	FORMA ONDA Y ESPECTRO	COMENTARIO
Defecto en pista exterior	BPFO y múltiplos	Modulación Múltiplo de BPFO	Descascaramiento poco profundo va incrementando
Defecto en pista interior	BPFI y múltiplos	Las armónicas disminuyen en amplitud	Descascaramiento poco profundo
Defecto en pista interior	BPFI y múltiplos	Las armónicas disminuyen en amplitud y están moduladas por la velocidad de	Rodamientos fallara en días

⁹⁵ Ibid.,p.163

⁹⁶ SIANIS.Op.cit.,http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/rodamientos/defectos_rodamientos.html

⁹⁷ PALOMINO. Op.cit.,p.164

		operación	
Defecto en bola o cilindro	BSF o FFT y múltiplos	Frecuencia naturales moduladas por FTF	Cascabeleo de las bolas del rodamiento en su frecuencia natural
Excesiva tolerancia interna	Frecuencia natural	Múltiplos de RPS modulan las frecuencias naturales	Rodamientos no muestran ningún defecto por excesivo desgaste

Fuente: ESHLEMAN, Ronald, análisis de vibraciones, cap. IV, 2001

6.6.6 Detección de la envolvente (Demodulación)

En sus primeras etapas un defecto en rodamiento puede no ser detectable debido a su a que su amplitud es tan pequeña que se oculta por vibración a baja frecuencia. La presencia de defectos produce cambios considerables en los esfuerzos de contacto, lo cual resulta en pulsos de muy corta duración que excitan frecuencias naturales de las pistas y soporte del rodamiento.

Como técnica de análisis, la detección de envolventes y la demodulación en amplitud conducen a resultados de mayor precisión durante el diagnóstico de fallas incipientes en rodamientos⁹⁸. La técnica busca principalmente detectar frecuencias excitadas o moduladas por impactos. Esta técnica implica el uso de una secuencia de operaciones con la señal de vibración que inicia con la eliminación de componentes de baja y alta frecuencia asociadas a otras posibles condiciones de falla del equipo rotativo, por ejemplo como desbalanceo o desalineación y frecuencias naturales excitadas. Luego se desmodula la señal a través de la Transformada de Hilbert, encargada de rectificar la señal y determinar la señal envolvente que corresponde a las frecuencias de los fallos (BPFO y BRFI). Como última etapa se obtiene el espectro de la señal resultante que indica

⁹⁸ Ibid., p.165

la componente de las fallas, la presencia de armónicos se asocia a una mayor severidad de la falla⁹⁹.

A continuación la técnica se describe por medio de unas imágenes. Para el caso se supone una falla en pista externa de 200 Hz, el eje gira a 1800 rpm.

En la señal de onda de tiempo se observan una serie de pulsos generados cuando un elemento rodante pasa por un defecto en pista (por ejemplo un descascaramiento en la pista externa), esto excita las frecuencias naturales de los componentes apareciendo como pulsos modulados por baja frecuencia, ver figura 6-35 (A).

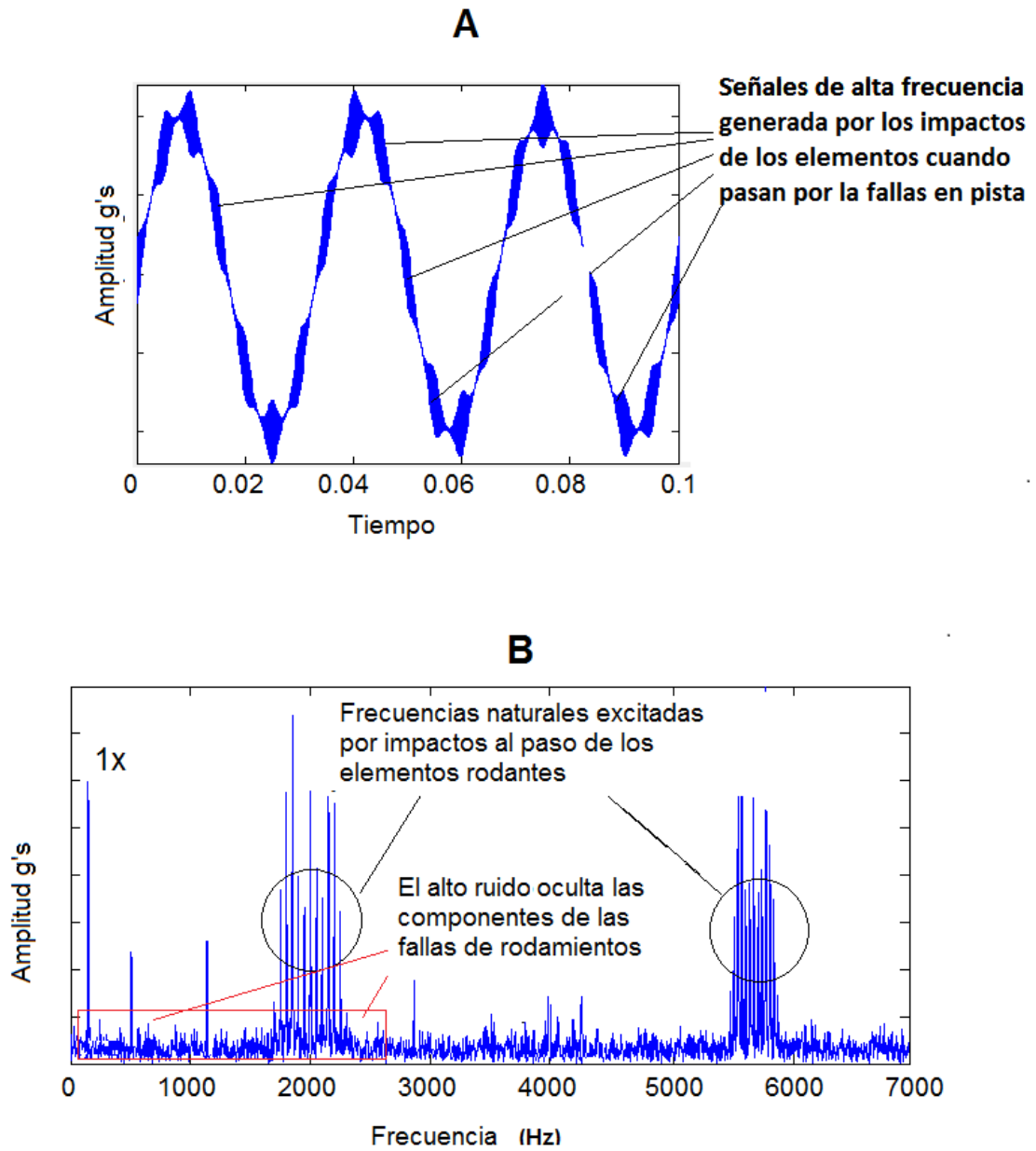
El espectro de vibración muestra las componentes de todas las anomalías las componentes de BPFI y/o BPFO en el espectro no se distinguen debido a su baja amplitud (las fallas de rodamientos se confunden con el ruido, y las componentes de otras fallas como balanceo, desalineación, etc.). En la figura se muestra el espectro típico de un apoyo de rodamiento, en el cual también se manifiestan otras fallas.

Para observar los componentes de interés se debe filtrar la señal para eliminar las componentes de alta frecuencia y dejar un rango donde se estima la presencia de las componentes de los fallos. Las fallas de los rodamientos podrán ser modulados por frecuencias más bajas (giro de la maquina), y se podrán observar en ocasiones pulsos en la señal de tiempo. En la figura 116 semuestra el tren de pulsos de la señal de onda después de aplicar filtros.

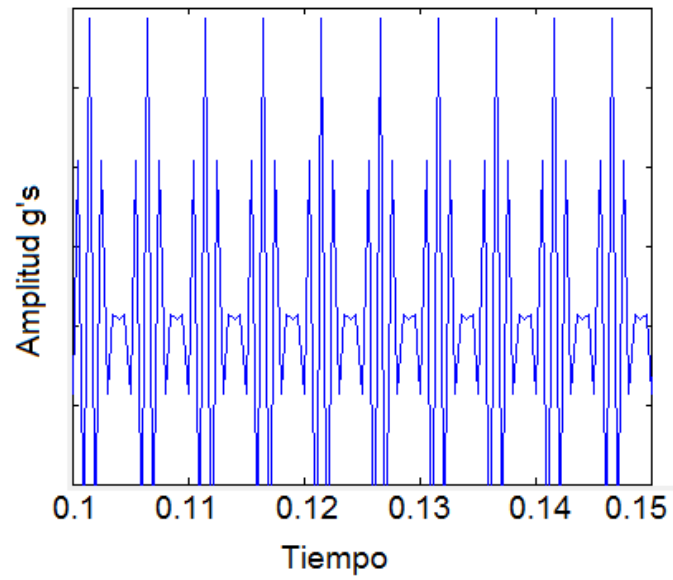
Se obtiene el espectro de la señal de tiempo filtrada, de la cual se observan los componentes de la BPFO con algunos armónicos de la misma.

⁹⁹ ESHLEMAN L. Op.cit.,p.201

Figura 116 Envoltora de la señal (falla pista externa)

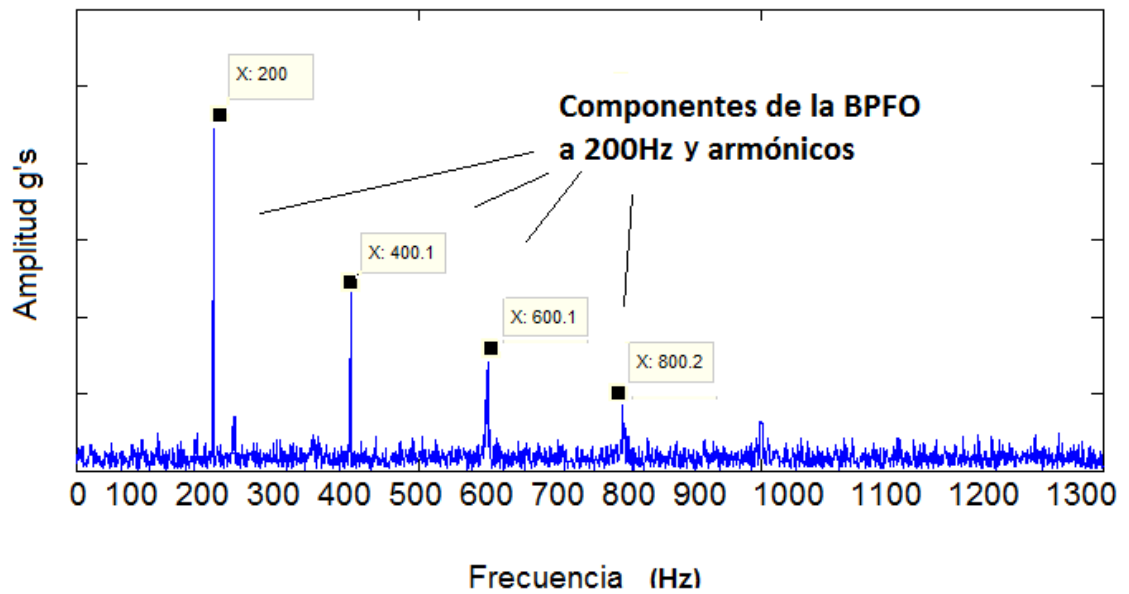


C



Tren de pulsos generados por los elementos pasando por fallas de pista.

D



La alta frecuencia debida a ruido y a frecuencias naturales excitadas por impactos de los elementos tapan los componentes de las frecuencias características de los fallos de rodamientos.

6.7 MOTORES ELÉCTRICOS Y GENERADORES

La maquinaria eléctrica sufre de todos los defectos (desbalance, desalineación, soldadura, etc.) asociados a maquinaria rotativa, más los efectos eléctricos.

6.7.1 Conocimiento general del equipo

Las maquinas eléctricas convierten energía, a través de la acción de los campos magnéticos.

$$I = \frac{V}{R}$$

$I = corriente$ [amperios A]

$V = voltaje$ [voltio v]

$R = resistencia$ [ohmio Ω]

La ecuación anterior es análoga la fuerza, velocidad y amortiguamiento.

Tabla 14 Analogía entre sistema eléctrico y mecánico

Sistema Eléctrico	Sistema Mecánico
Voltio [V]	Fuerza [F]
Resistencia [R]	Amortiguamiento [C]
Corriente [I]	Velocidad [V]

Cuando se quiere relacionar a la potencia:

$$P = IV \quad ; \quad Hp = \frac{Kwatts}{0.746} = \frac{T * rpm}{5252}$$

P = potencia [watts w]

Kw = kilowatts (1000 watts)

T = torque [ft - lb]

n = revoluciones por minuto [rpm]

La medida de la fuerza del campo magnético en un punto se denomina densidad de flujo (líneas de fuerza por unidad de área).

La capacidad de un circuito eléctrico para generar flujo magnético es conocida como la fuerza magnetomotriz (Fmm). La Fmm es el trabajo realizado para transportar un polo, por el camino que siguen las líneas magnéticas de la fuerza y regresan al punto de partida. La fuerza magnética es producida por la corriente la cual es proporcional al número de vueltas de la bobina y a la corriente, las unidades de amperio-vuelta. El flujo total será igual a:

$$\Phi = \frac{Fmm}{Re}$$

Φ = flujo total

Re = reluctancia

Fmm = fuerza magnetomotriz

Cuando un alambre transporta corriente, se generará una fuerza que lo sacará fuera del campo magnético. El torque se obtendrá multiplicando el radio del conductor.

$$F = IBL \quad ; \quad Tq = r * F$$

B = flujo de campo magnético

L = longitud del conductor

$Tq = \text{torque}$

$r = \text{radio conductor}$

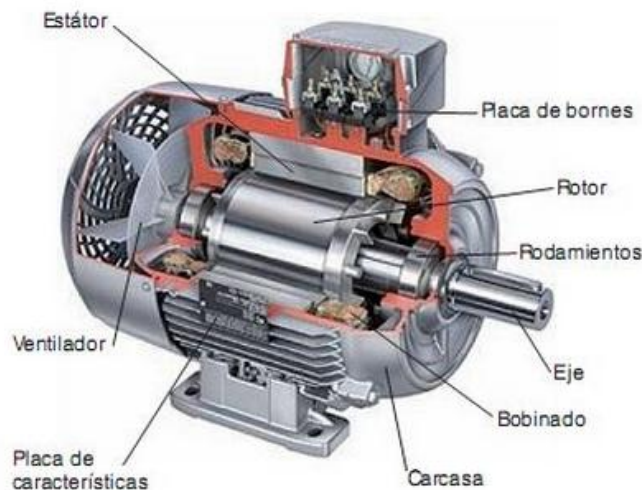
- **Clasificación de los motores eléctricos**

Los motores eléctricos se clasifican en dos grandes grupos, según el tipo de red eléctrica a la que se encuentren conectadas. Así, se tienen:

- Motores eléctricos de corriente alterna.
- Motores eléctricos de corriente continúa

Hay dos tipos de motores eléctricos a corriente alterna, el motor síncrono y el motor a inducción (asíncrono). Cada uno de estos tipos puede usar corriente monofásica o trifásica. En aplicaciones industriales, los motores trifásicos son los más comunes, debido a su mayor eficiencia que los motores monofásicos. A continuación se mostraran los componentes de un motor eléctrico, verla siguiente figura.

Figura 117 Partes de un motor electrico



Fuente: <https://sites.google.com/site/279motoreselectricos/partes-fundamentales-de-un-motor-electrico>

Estator: Constituye la parte fija del motor. Constituido por un electroimán con ranuras y un núcleo de hierro laminado. Para formar los polos norte y sur, se enrolla alambre en las ranuras. Esta parte del motor es el elemento que opera como base, permitiendo que desde ese punto se lleve a cabo la rotación del motor. El estator no se mueve mecánicamente, pero sí magnéticamente. El estator tiene tres devanados, los cuales están desfasados ($2\pi/3P$, P es el número de pares de polos de la máquina), esto es para conseguir un movimiento suave.

Rotor: Constituye la parte móvil del motor. El rotor es el elemento de transferencia mecánica, ya que de él depende la conversión de energía eléctrica a mecánica.

Rotor devanado: Los devanados del rotor son similares a los del estator con el que está asociado. El número de polos del estator y del rotor son iguales. Los devanados son conectados a anillos deslizantes que, a su vez, están conectados mediante escobillas a una resistencia variable externa. Para incrementar el torque en el arranque se usa una resistencia alta, y durante la operación normal esta es minimizada para obtener eficiencia.

Rotor jaula de ardilla: Este rotor es construido con ranuras que funcionan como barras cortocircuitadas con anillos en los extremos, la inclinación de las ranuras mejora las propiedades de arranque y disminuye el ruido.

- **Motor síncrono:** El motor síncrono, tienen como principales ventajas la de mantener la velocidad constante independiente de la carga que se aplica, además son utilizados cuando se requiere de bajas velocidades y altas potencias. Como punto en contra se tiene su bajo torque de partida.

- **El motor de inducción (asíncrono):** el motor de inducción se considera el motor industrial por excelencia, a causa de la sencillez, y por su seguridad de funcionamiento. El motor de inducción es accionado por un voltaje a la frecuencia de la línea (60 Hz) directamente del terminal o por un controlador que reforma la potencia a una frecuencia de línea diferente lo cual proporciona velocidades diferentes.
- **Generador:** El generador de inducción es un motor accionado para generar energía. Es por lo tanto, una máquina asíncrona porque su rotor no es excitado. Necesita operar con 5% de deslizamiento.

Los motores de inducción están diseñados para funcionar a una velocidad fija. Sin embargo, estos motores rara vez operan a la velocidad síncrona, operan por debajo de esta velocidad debido a la fricción en el sistema. Si el rotor girara a una velocidad síncrona no produciría un torque útil. En el momento en que se aplica una carga al motor, la velocidad se reduce.

La diferencia entre la velocidad síncrona y la velocidad de funcionamiento se llama la frecuencia de deslizamiento. La velocidad de funcionamiento se ve afectada por la eficiencia del motor y la carga. Un motor de alta eficiencia de funcionamiento con poca o ninguna carga puede funcionar a velocidad muy cerca a la síncrona.

-La velocidad síncrona de giro de un motor estará dada por la siguiente relación:

$$N_s = \frac{120 * f_L}{P}$$

$N_s = \text{velocidad síncrona [rpm]}$

$f_L = \text{frecuencia de línea [Hz]}$

$P = \text{numero de polos del motor}$

Ejemplo de velocidad síncrona: ¿Calcular la velocidad síncrona N_s de un motor de inducción de 8 polos, que opera a una frecuencia de línea de 60Hz?

$$N_s = \frac{120 * 60 \text{ Hz}}{8} = 900 \text{ rpm}$$

Si un analista mide la frecuencia del eje de un motor correspondiente a 30Hz, el motor esta sin carga. ¿Calcular el número de polos del motor?

$$N_s = 30 \text{ Hz} * 60 = 1800 \text{ rpm}$$

$$P = \frac{120 * 60 \text{ Hz}}{N_s} = 4 \text{ polos}$$

-La frecuencia de deslizamiento:

$$F_s = \frac{N_s - N_{rpm}}{60} ; F_s = \text{Frecuencia de deslizamiento [Hz]}$$

Por ejemplo se tiene un motor de 2 polos operando a 3456 rpm bajo carga. Calcular la frecuencia de deslizamiento del motor?

$$N_s = \frac{120 * 60 \text{ Hz}}{6} = 3600 \text{ rpm}$$

$$F_s = \frac{3600 - 3456}{60} = 2.4 \text{ Hz}$$

-La frecuencia de paso de polos:

$$F_p = F_s * P ; F_p = \text{frecuencia de paso de polos [Hz]}$$

¿Calcular la frecuencia F_p del ejemplo anterior?

$$F_p = 2.4 \text{ Hz} * 6 = 14.4 \text{ Hz}$$

Se obtiene un motor que gira con carga a 65 rpm menos de la velocidad síncrona, está diseñado para girar a 5 veces menos la frecuencia de línea. ¿Calcular frecuencia de paso de polos y la velocidad asíncrona del motor?

$$N_s = \left(\frac{60}{5}\right) \text{ Hz} * 60 = 720 \text{ rpm}$$

$$P = \frac{120 * 60 \text{ Hz}}{720} = 10 \text{ polos}$$

$$F_p = \frac{65}{60} * 10 = 10.83 \text{ Hz}$$

$$N_{rpm} = 720 - 65 = 655 \text{ rpm}$$

-La frecuencia de paso de barras del rotor:

$$RBPF = \frac{B * rpm}{60}$$

$RBPF = \text{frecuencia de paso de barras del rotor [Hz]}$

$B = \text{numero de barras del rotor}$

Si el rotor de un motor eléctrico tiene 16 barras, este gira a 950 rpm. ¿Cuál será la frecuencia del paso de barras?

$$RBPF = \frac{16 * 950}{60} = 253.33 \text{ Hz}$$

6.7.2 Fallas en máquinas eléctricas

Las maquinas eléctricas como máquinas rotativas, son susceptibles de presentar los fallos mencionados anteriormente (desbalance, desalineación, defectos en rodamientos, distorsión, etc.), pero también hay fallos eléctricos que pueden ser identificados usando la señal de vibración. Los problemas eléctricos se producen debido a las fuerzas magnéticas desiguales que actúan sobre el rotor o el estator. Los problemas eléctricos desaparecerán cuando la máquina se desconecta de la red, a diferencia de los problemas asociados al funcionamiento mecánico.

Problemas en el rotor

Las fallas del rotor muestran síntomas a la frecuencia de la velocidad de operación y múltiplos, además bandas vecinas que corresponden a la frecuencia de deslizamientos por el número de polos.

Excentricidad del rotor: En este caso, el rotor mismo no es concéntrico con su propio eje de rotación, por lo que produce diferencias en el entrehierro, este defecto no es estacionario sino que se traslada junto con la rotación del rotor¹⁰⁰. El espectro esperado genera componentes a la velocidad de operación 1X por el desbalanceo, pero esta frecuencia estará modulada por el número de polos multiplicada por la frecuencia de deslizamiento, y presentará bandas laterales, las que también pueden estar presentes a dos veces la frecuencia de línea¹⁰¹. En la siguiente figura se mostrará un espectro típico de un motor de 3 polos, con rotor excéntrico girando a velocidad asíncrona de 2300 rpm.

¹⁰⁰ PALOMINO. Op.cit.,p.147

¹⁰¹ ESHLEMAN L. Op.cit.,p.250

Falla en las barras del rotor

Las barras rotas del rotor crean vibraciones a la velocidad de operación con bandas vecinas a la frecuencia de paso de polos. En una barra rota, no puede circular corriente por lo que las fuerzas magnéticas estarán desbalanceadas. Por su parte una barra agrietada, puede producir calor localizado del rotor, lo que además, puede traer otras consecuencias como la curvatura del rotor. Esto genera un desbalance con una componente a la 1X y bandas laterales. Es importante hacer notar que cuando se presenta la situación de barras rotas en el rotor, es un problema que requiere de atención lo más rápida posible, ya que el daño se irá propagando hacia las otras barras, debido a que estas se verán forzadas a llevar más corriente, lo que podría terminar en roturas múltiples del rotor¹⁰³.

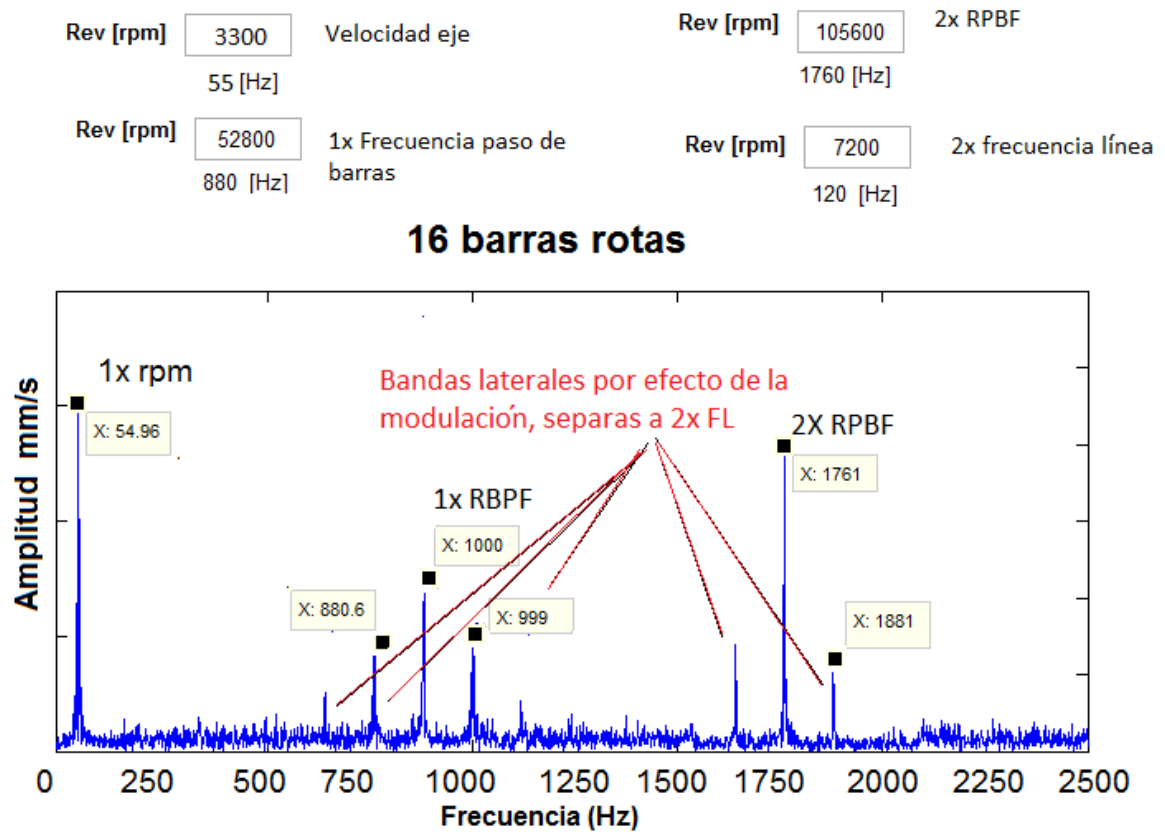
El espectro de vibración frecuentemente, ocasionará altos niveles en 2x RBPF con sólo una pequeña amplitud en 1x RBPF. El arco inducido eléctricamente entre las barras rotas del rotor y los anillos finales mostrará frecuentemente unos altos niveles en 2x RBPF (con bandas laterales 2x FL); pero poco o ningún aumento de amplitudes en 1x RBPF¹⁰⁴.

La siguiente figura muestra el espectro de un equipo eléctrico con problemas en las barras del rotor. El motor gira a 3300 rpm, cantidad de barras 16 unidades. Se observa una modulación de la RBPF por la segunda armónica de la frecuencia de línea.

¹⁰³ ESHLEMAN L. Op.cit.,p.241-258

¹⁰⁴ SIANIS.Op.cit., http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/motores/diagnostico_motores.html

Figura 119 Espectro de típico de barras rotas en un rotor de motor eléctrico girando a 3300 rpm y con 16 barras en el rotor



- **Problemas en el estator**

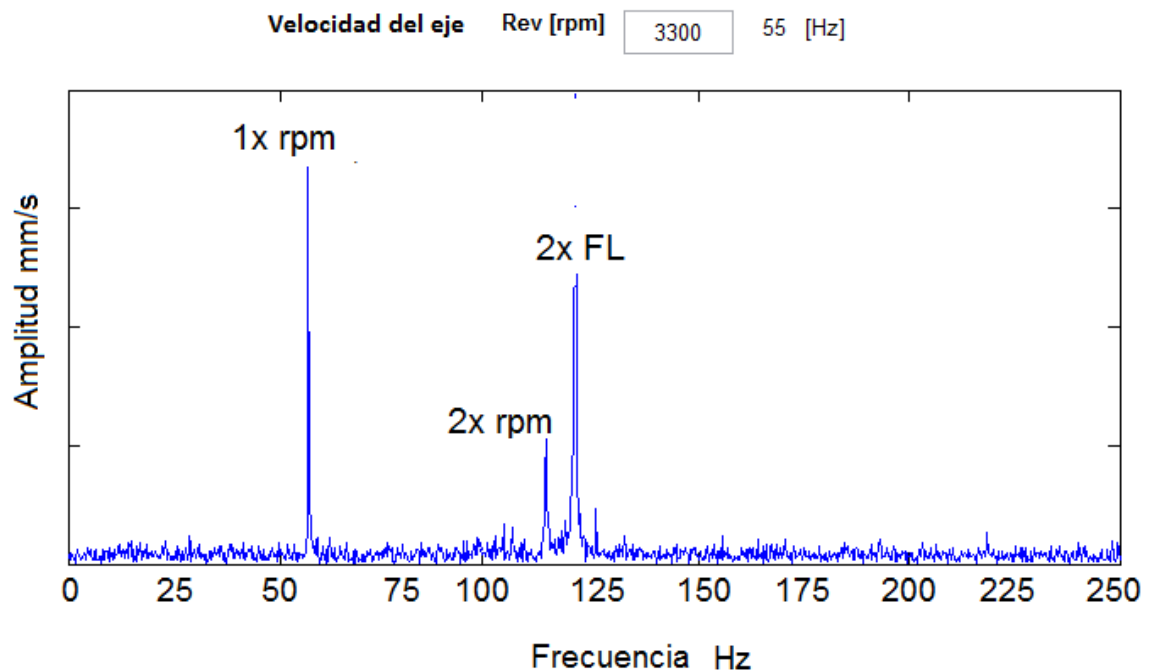
La mayoría de las fallas del estator se manifiestan con patrón de vibraciones a dos veces la frecuencia de línea.

Problemas en el entrehierro

La vibración anormal más típica en los motores de inducción está asociada a la variación del entrehierro. Un motor con una armadura desbalanceada o excéntrica o alguna otra condición (por ejemplo el estator flexible, distorsión o puntos calientes debido a cortocircuito, deficiencias en la construcción), causa una

variación del entrehierro con la rotación, genera vibraciones a dos veces la frecuencia de línea. Si un componente mecánico de vibración está presente a dos veces la velocidad de operación, se presentará la pulsación porque las frecuencias de los componentes están muy cercanas¹⁰⁵. En la figura siguiente se observa un espectro típico de problemas en el entrehierro.

Figura 120 Espectro típico de problemas en entrehierro



Estator excéntrico

Referida a la distribución no uniforme y estacionaria del espaciado entre el rotor y el estator (espacio de aire no está uniforme), los ejes del rotor y del estator están desalineados. Este defecto genera amplitudes altas a la segunda armónica de la frecuencia de línea.

¹⁰⁵ ESHLEMAN L. Op.cit.,p.241-242

Holgura en enrollamientos

Si los enrollamientos eléctricos del estator presentan aunque sea una pequeña holgura, la vibración a 120 Hz aumentará. Esta situación es altamente destructiva, ya que se desgasta el aislamiento del alambre, lo que provoca espiras en cortocircuito y al final, cortocircuitos con la tierra y falla del estator. En máquinas, como generadores CA, la holgura en los enrollamientos generará armónicos de media orden de la frecuencia de excitación de 120 Hz.

Falla en el devanado del estator

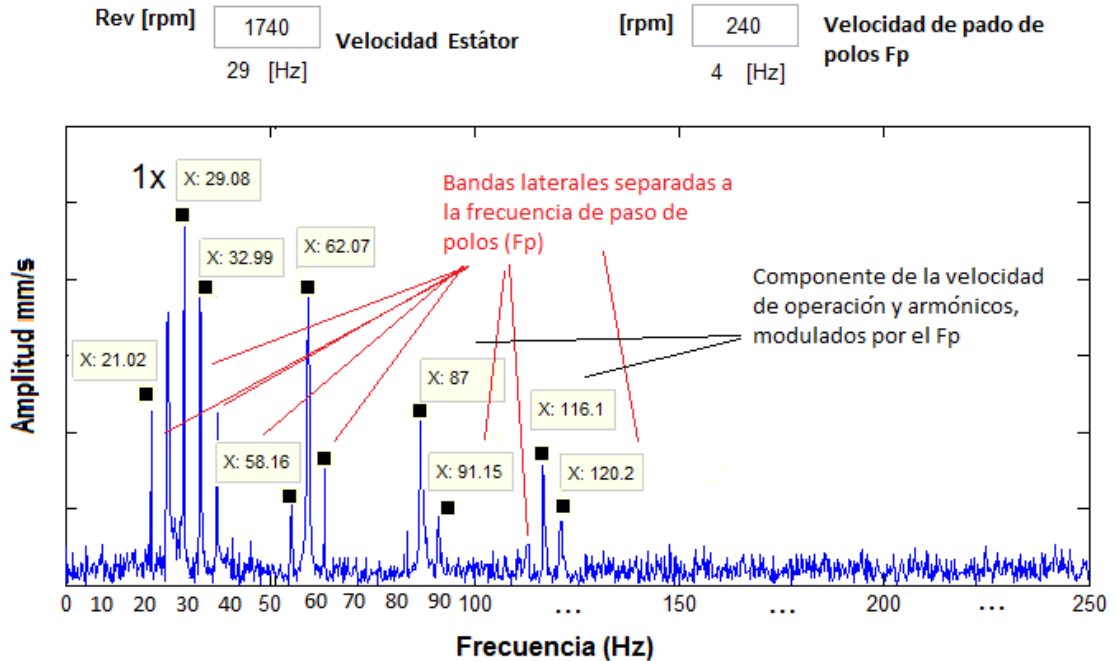
Estas fallas en el devanado provocan una fuerza desbalanceada a 120 Hz y múltiplos, modulados a la velocidad de operación¹⁰⁶.

Cortocircuito en el enrollado del estator

El enrollado del estator, comúnmente denominado polos o campos puede presentar espiras en corte lo cual hace que disminuya la velocidad de rotación y se incremente la frecuencia de deslizamiento. En la Figura 121 se muestra el espectro de vibraciones registrado en un motor operando a 1740 rpm. En el espectro se observan bandas laterales a la frecuencia de deslizamiento por el número de polos del motor la cuales están separadas a la frecuencia de 1x.

¹⁰⁶ ESHLEMAN L. Op.cit.,p.245

Figura 121 Espectro de vibración de un motor operando a 1740 rpm



Conectores sueltos (problemas de fase)

Los problemas de fase debidos a conectores sueltos o rotos pueden ocasionar una vibración excesiva al doble de la frecuencia de línea ($2xFL$), la cual tendrá bandas laterales alrededor de ella espaciadas a $1/3$ de la frecuencia de línea ($1/3xFL$)¹⁰⁷.

¹⁰⁷ SCHEEFFER, Cornelius y GIRDHAR, Paresh. Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance. Oxford: Newnes, 2004.p 127

Figura 122 Espectro típico de un motor, presenta problemas cuando los conectores están sueltos

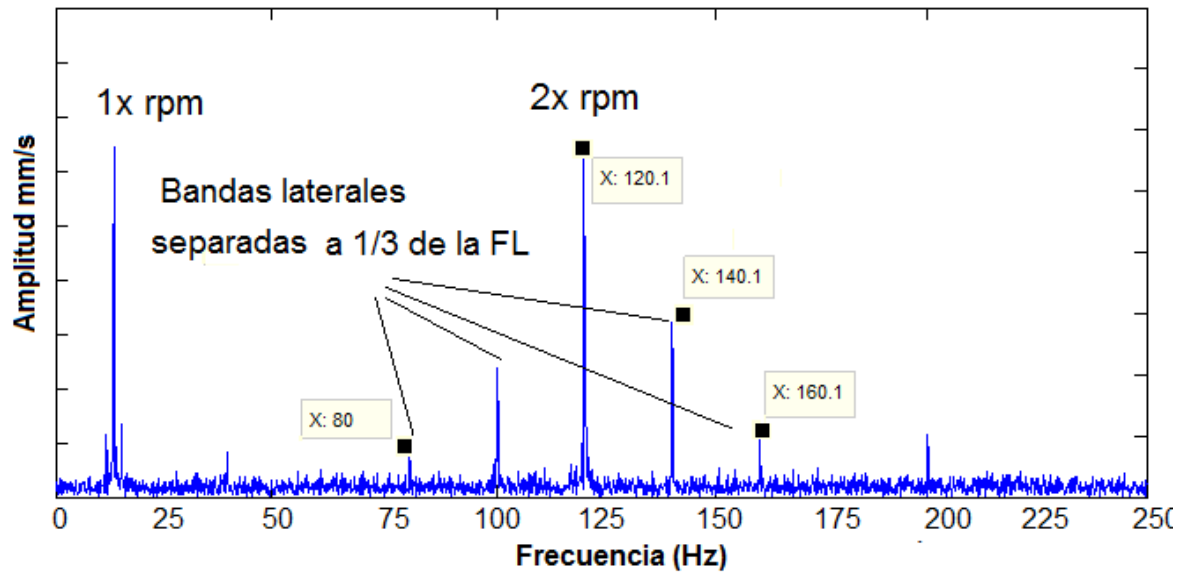


Tabla 15 Análisis general de falla de un Generador-Motor

FALLA	FRECUENCIA PRINCIPAL	ESPECTRO Y FORMA DE ONDA
Variación del entrehierro	Dos veces la frecuencia de línea 120Hz	120 Hz más bandas vecinas, pulsación de 2X con 120 Hz, para motores de 2 polos
Barras Rotas o sueltas del rotor	Velocidad e operación	Velocidad de operación 1x y bandas vecinas igual a frecuencia de paso de polos
Excentricidad estator	Dos veces la frecuencia de línea	Dos veces la frecuencia de línea, modulado por bandas vecinas de la

o desalineado	120 Hz	frecuencia deslizamiento
Rotor excéntrico	Velocidad de operación y frecuencia de línea	Velocidad de operación con bandas vecinas la frecuencia de paso de polos, posible frecuencia de paso de barras de rotor modulado a des veces la frecuencia de línea
Estator flexible	120 Hz	2x/120 Hz, pulsaciones
Fuera del centro magnético	1x, 2x, 3x	Impactos en la dirección axial
Devanado del estator	2 frecuencia de línea y múltiples	Pulsos a 2 frecuencia de línea modulados por la velocidad de operación
Estator en corto circuito	120 Hz y armónicos	120 Hz y armónicos
Laminas rotor cortocircuitadas	Velocidad de operación	Vibración a 1x y dos veces la frecuencia de línea
Desbalance ,acoplamiento cojinetes	Velocidad de operación y dos veces la frecuencia de línea	Bandas vecinas de dos veces la frecuencia de línea a la frecuencia de paso de polos

Fuente: ESHLEMAN, Ronald, análisis de vibraciones

6.8 ENGRANAJES Y CAJAS DE ENGRANAJES

Los engranajes y cajas de engranajes son elementos de transmisión de potencia. Las cajas de engranajes proporcionan un índice de velocidad constante entre la fuente que acciona y el elemento accionado. Los cambios de velocidad son usados en sistemas de máquinas debido a que el dispositivo que suministra la

potencia no puede operar eficientemente a la velocidad requerida por el equipo de proceso.

Las transmisiones por engranajes también pueden ser diagnosticadas midiendo vibraciones en la transmisión, se pueden identificar problemas como, una inapropiada relación entre los números de dientes, excentricidad, montaje en árboles deformados, soldaduras del engranaje, desalineamiento, y la fractura o deterioro de los dientes.

Cuando dos o más ruedas dentadas están engranadas, se generan frecuencias que dependen de la velocidad, el número de dientes (que incluye sus factores numéricos) y la excentricidad. En la figura siguiente se muestra un par engranado.

Figura 123 Par engranado



Fuente: <http://tecnologiapirineos.blogspot.com/2012/02/sistemas-de-transmision-mediante.html>

Las cajas de engranajes generan vibraciones a alta frecuencia como resultado de la función de engrane de la caja, el mayor número de dientes suaviza el engrane en cualquier instante. El deterioro de la condición del equipo complica el diagnóstico de la falla.

Los registros de vibraciones en una transmisión por engranajes pueden revelar modulación en amplitud a la frecuencia de engranaje y sus armónicas, lo cual es sintomático de un engranaje desalineado, excéntrico o con oscilaciones torsionales. También, pueden generarse pulsos o impactos cada vez que un diente deteriorado engrane con otro, siendo la frecuencia de repetición de los impactos la propia velocidad del engranaje. Estos impactos, pueden excitar frecuencias naturales en el engranaje que pueden ser incluso moduladas por la frecuencia de repetición de los impactos, denotando un amortiguamiento relativamente alto.

Si la caja tiene flechas múltiples, cada par de engranes generará sus propios componentes de engranaje.

6.8.1 Generalidades de engranajes

En un juego de engranajes el paso circular (circular pitch) determina el tamaño de estos y el índice de velocidad. El perfil de un engranaje tiene una forma involuta, la involuta es generada al trazar un arco desde el círculo base del engranaje, esta forma produce una línea de acción entre el piñón y el engranaje que es una línea recta que permite al juego de engranajes operar a velocidad constante. Sin embargo, cuando los engranajes giran, los dientes del engrane entran y sale del área de contacto. La En la Figura 124 se observa la nomenclatura de engranajes.

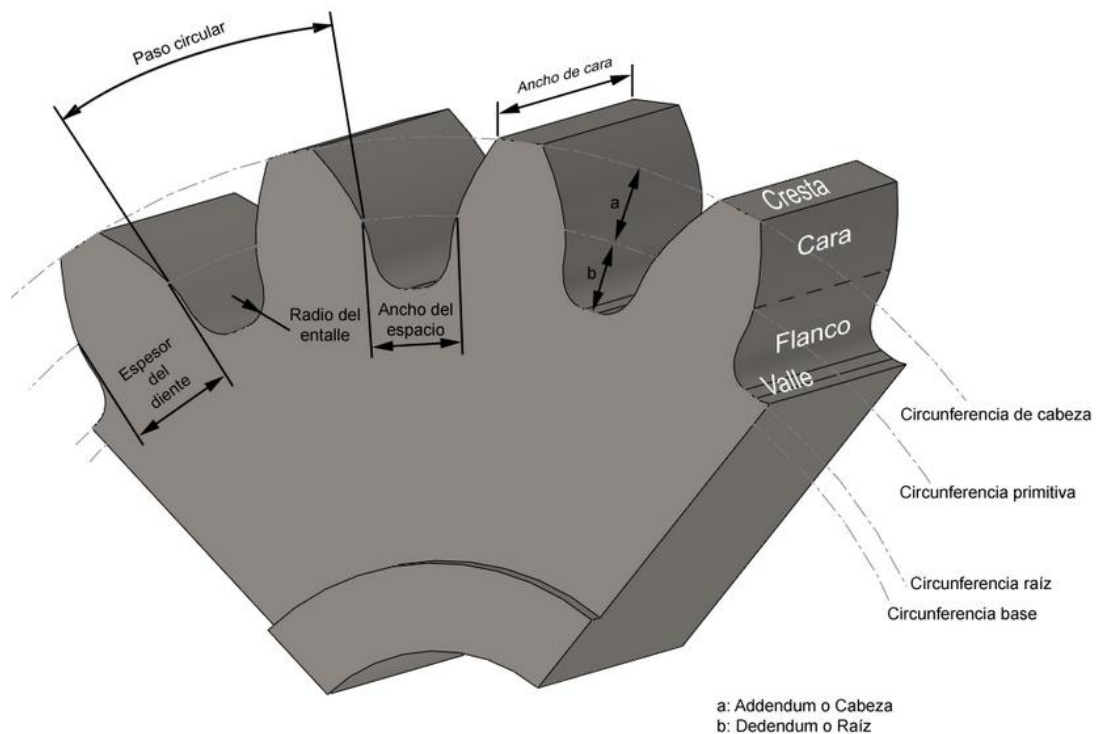
La línea de acción determina el ángulo de presión (entre 20-25 grados) entre los engranajes, el ángulo determina la fuerza transmitida del piñón al engranaje, por lo tanto una parte del torque transmitido lo absorben los rodamientos. A si es como los movimientos torsionales del eje de accionamiento son transmitidos en forma de vibración radial en los rodamientos.

Un numero de dientes del engrane esta engranado (índice de contacto) por un instante, lo cual crea interrupciones mínimas en la trasmisión de potencia originando vibración a la frecuencia de engrane (número de dientes por velocidad

de eje). El índice de contacto es uno de los principales factores que influyen en el nivel de vibración obtenido a la frecuencia de engrane.

Los factores comunes en los juegos de engranajes son los responsables de los patrones de desgaste en los dientes. El número de dientes del piñón o engranaje debe ser un número primo. El número de dientes de cada engranaje debe tenerse en cuenta para determinar si los engranajes tienen un factor común. Engranajes con un factor común distinto de 1 se considera una relación impropia.

Figura 124 Nomenclatura de engranajes



Fuente: <http://pfc.danielmnez.es/definiendo-el-engranaje/>

- **Tipos de engranajes**

Engranaje cilíndrico: Es el más elemental el cual transmite el movimiento giratorio entre ejes paralelos. El índice de velocidad será constante, depende de

los diámetros de paso circular del piñón y del engranaje. Este tipo de engranajes (recto, helicoidal), son ruidosos y en aplicaciones de alta carga y velocidad, generan alta vibración. Los engranajes helicoidales, debido a su ángulo de hélice (entre 0-30 grados) transmiten carga axial hacia los rodamientos.

Engranajes tipo gusano (worm): Este tipo de engranaje se usa en ejes que no se interceptan (usualmente 90°). El índice de velocidad entre el tipo gusano, generalmente es más grande que aquellos encontrados en juegos de engranajes.

Engranajes cónicos: este tipo de engranajes es utilizado para transmitir potencia entre ejes que se interceptan. En muchos casos se usan engranajes cónicos espirales porque tienes más dientes en contacto. Para garantizar la perpendicularidad y el juego axial, estos requieren mucha precisión en el montaje.

- **Modulación de señal en engranajes**

En las transmisiones por engranes es normal que se presenta la modulación AM y FM. Estas modulaciones junto con sus armónicos revelan información útil.

Modulación en amplitud: La amplitud de la vibración de los engranajes es sensible a las cargas aplicadas en sus dientes. Por lo que la variación de las cargas tiene un efecto similar al de la modulación en amplitud.

Cuando existe un problema (engranajes mal alineados, contragolpe indebido, un esfuerzo, excentricidad, etc.) en los engranajes, la frecuencia de engrane puede ser modulada por la velocidad del engranaje que tiene el problema.

Modulación en frecuencias: Esta modulación se produce cuando la velocidad de rotación no es constante o el juego no es adecuado en los dientes, esto producirá una modulación en frecuencias de la componente de engrane. La modulación en frecuencias ocasiona gran cantidad de bandas laterales separadas

a la frecuencia moduladora. Si se presentan defectos en el piñón, éstos generarán bandas laterales con una distancia entre ellas igual a velocidad del piñón.

6.8.2 Consideración en la medición de vibración en engranajes

La medición de las vibraciones en componentes engranados es un desafío para el analista, se debe al diseño de este, al tipo de transductor, montaje del traductor, etc. Se debe tener en cuenta el rango dinámico para observar componentes de baja y alta frecuencia en el espectro.

La fabricación de las cajas de engranajes varía desde hierro fundido hasta acero ligero. En cajas de paredes gruesas, las señales pueden ser atenuadas hasta un punto en que defectos de rodamientos no se puedan detectar, en cajas de paredes delgadas, el ruido puede ser tan alto que un análisis es difícil de llevar a cabo. Se necesitaría el tiempo sincrónico, pero se podría perder o eliminar las señales de los defectos de rodamientos. Se debe tener en cuenta la dirección para ubicar el transductor. Para engranajes rectos la mejor señal es en dirección radial. Pero para engranajes helicoidales y otros que tengan ángulo de contacto se debe considerar la señal en dirección axial y radial.

El tipo de transductor dependerá de los componentes a ser analizados y de la frecuencia de la señal. En cajas de alta velocidad/potencia, la vibración del eje se mide con sensores de proximidad. Estas medidas sirven para detectar otras anomalías (desbalance de masa, remolino de aceite, y desalineación).

La vibración de cajas de engrane es bastante compleja, sobre todo cuando existen varios pares de engranes al interior de la caja o con engranajes planetarios, ya que producen muchas componentes en su espectro, además de las máquinas que se encuentran conectadas a él. En cajas de tipo elementos rodantes, se debe utilizar transductores de velocidad o aceleración para detectar frecuencias de rodamientos y engranajes. La norma AGMA exige que los sensores empleados deban cubrir por lo menos hasta el tercer armónico de la frecuencia de engrane.

6.8.3 Frecuencias de engranajes

Los engranajes producen fuerzas vibratorias, las que a su vez generan vibración a frecuencias únicas y distintas.

Frecuencia de Engrane (GMF): Es la frecuencia más elemental. Son propias de cada engranaje y aparecen en el espectro de frecuencia independiente del estado del engranaje, su amplitud depende de la carga en el momento de la lectura. Se determina multiplicando el número de dientes Z de una rueda por su velocidad de operación.

$$GMF = Z_p * f_p = Z_r * f_r$$

$Z_r =$ numero de dientes del engrane ; $f_r =$ frecuencia del engrane

$Z_p =$ numero de dientes del piñon ; $f_p =$ frecuencia del piñon

La variación de la frecuencia (GMF), los múltiplos y sub-múltiplos son el resultado del deterioro de los engranajes.

Por ejemplo se tiene un par reductor. El número de dientes del piñón es 15 y el número de dientes del engranaje es 25. ¿Calcular la frecuencia de engrane, y la velocidad del engranaje si la velocidad de entrada es 1755 rpm?

$$GMF_{piñon} = Z_p * f_p = 15 * \frac{1755rpm}{60} = 438.75Hz$$

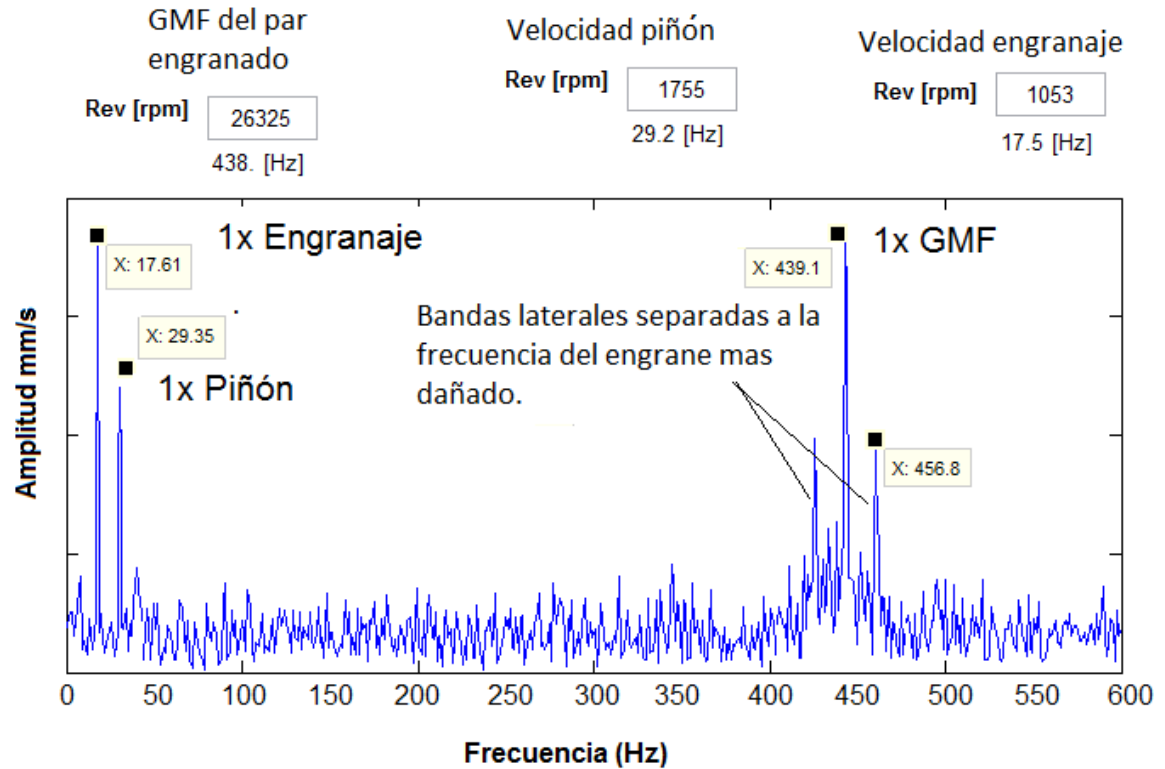
→ frecuencia de engrane del piñon

$$GMF_{piñon} = GMF_{engranaje} = Z_p * f_r$$

$$V_r = f_r * 60 = \frac{438Hz}{25} * 60 = 1053 rpm \text{ frecuencia engranaje}$$

El espectro de vibración de general del par engranado se mostrara a continuación se observa la componente GMF modulada por la velocidad del engrane.

Figura 125 Espectro típico de un par engranado



Frecuencia de cazado de los dientes (HTF, Hunting tooth frequency)

Esta se genera cada vez que el mismo par de dientes vuelve a engranar. Esta frecuencia normalmente es muy baja por lo que es muy difícil de medir. El número de dientes de cada engranaje debe tenerse en cuenta para determinar si los engranajes tienen un factor común. Engranajes con un factor común distinto de 1 se considera una relación impropia.

El factor común identifica el número de revoluciones que se debe hacer antes de que los mismos dientes engranen de nuevo. Si la proporción de los engranes es un número entero, la frecuencia de caza dientes serán las rpm del engrane más grande y los mismos dientes estarán en contacto una vez por revolución. Esto causará un desgaste desigual en los engranes, ya que un defecto pequeño en un

diente contactará de manera repetitiva el mismo diente en el otro engrane, causando un desgaste localizado en estos dientes.

En algunas cajas, la frecuencia HTF aparecerá en el espectro de vibraciones, se debe establecer una tendencia en el tiempo, ya que bajo esas circunstancias el desgaste es rápido.

$$HTF = \frac{GMF * N_E}{Z_r * Z_p}$$

N_e = factor mínimo común múltiplo del número de dientes de ambos engranes

Por ejemplo se tiene un par de 15 y 9 dientes. El máximo común divisor del número de dientes de ambas ruedas dentadas (N_E) se debe calcular. Sus factores primos son 5, 3 y 1, ya que 5x3x1 es 15. Los factores primos de los 9 dientes del piñón son 3x3x1. El máximo común divisor es 3x1 que es 3. Cada diente del piñón entrará a engranar con Z_r/N_E dientes del engranaje, mientras que cada diente del engranaje entrará a engranar con Z_p/N_E del piñón¹⁰⁸.

6.8.4 Falla y defectos en engranajes

Los defectos de los engranajes en un equipo se deben al diseño, fabricación, ensamble, instalación de la caja de velocidades, mantenimiento y al desgaste.

Los defectos de fabricación, por ejemplo; corte, taladrado, construcción, perfilado, y endurecimiento, generalmente se ponen en evidencia en la frecuencia de engrane y en sus bandas laterales.

Los defectos de instalación, tal como; desalineamiento, holgura y problemas de conductor/conducido, puede inducir frecuencias de diente de engrane o de velocidad de operación. Los defectos de desgaste y mantenimiento, por ejemplo;

¹⁰⁸ SIANIS.Op.cit., http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/engranajes/lecturas_vibraciones.html

rotura, escoriamento, dientes descascarados, picaduras y abrasión¹⁰⁹. La sobrecarga, los impactos y la fatiga, originan dientes descascarados, fisurados y rotos.

La picadura es causada por la fatiga de la superficie, que a su vez resulta en altos esfuerzos de contacto. El escoriamento es causado por sobrecalentamiento, y por mala lubricación. La abrasión se origina con la presencia de material extraño dentro de la caja de engranajes.

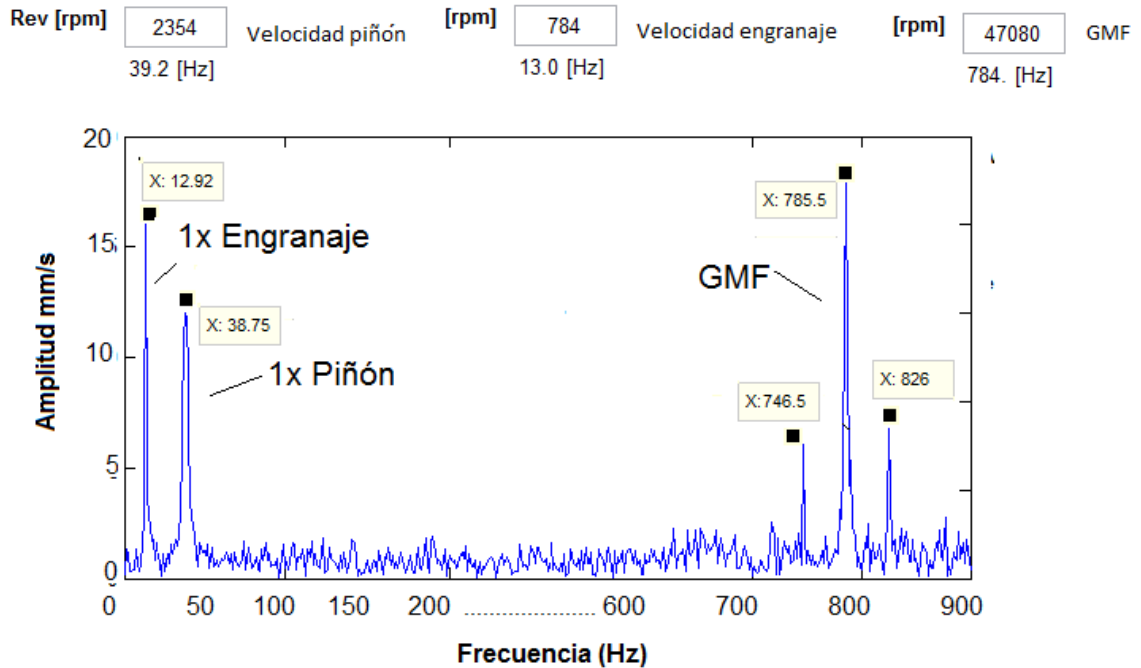
- **Engranajes excéntricos o Flechas pandeadas**

La excentricidad en el engranaje o el eje doblado provoca modulación en la GMF a la velocidad de giro de la rueda excéntrica. En el espectro aparecerán bandas laterales separadas a la velocidad de rotación 1x rpm del engrane defectuoso. En algunos puede aparecer modulación en las velocidades de rotación de los ejes, si es el caso de un problema suficientemente grave. Si el engranaje de salida es excéntrica, su pico en 1x rpm presentará mayor amplitud y las bandas laterales aparecerán espaciadas a dicha frecuencia, en lugar de a 1x rpm del piñón¹¹⁰. En la Figura 126 se observa el espectro típico de un engrane excéntrico. Se observa la modulación de la GMF por la frecuencia del engrane defectuoso, para el caso el piñón que gira a 2354 rpm y tiene 25 dientes, el engrane tiene 45 dientes.

¹⁰⁹ Ibid., p . http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/engranajes/lecturas_vibraciones.html

¹¹⁰ Ibid.,p. http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/engranajes/diagnostico_engranajes.html

Figura 126 Espectro típico de engranes excéntrico montados o eje doblados

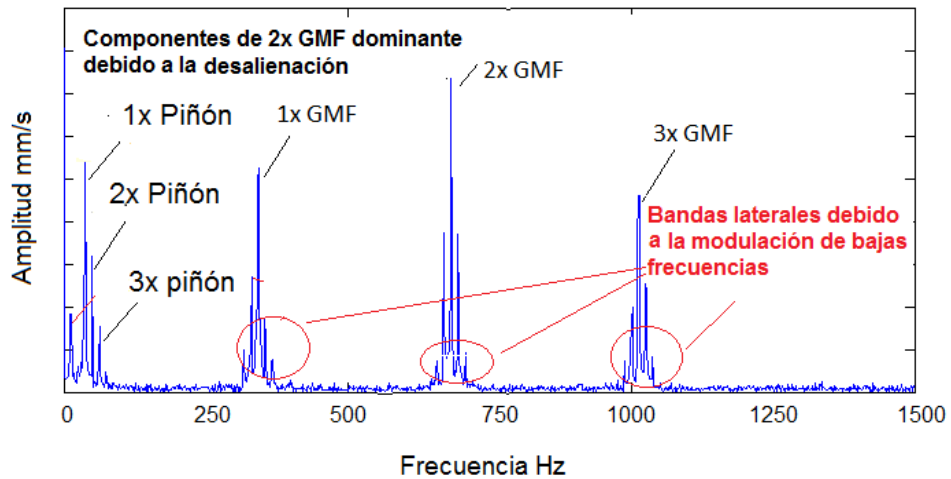


- **Desalineación de engranajes**

En transmisiones dentadas la rotación normal de los engranajes se dificulta cuando la parte donde encajan los dientes se encuentra desalineada, provocando una reducción momentánea de la velocidad de giro. La desalineación produce espectros típicos, observar la Figura 127, pudiéndose observar las tres primeras armónicas de la frecuencia de engranaje (GMF). Normalmente, estas armónicas decrecen en amplitud a razón de entre 6 y hasta 12 dB por octava, aunque también es posible que la segunda armónica se presente como frecuencia dominante, lo cual pudiera ser debido a oscilaciones torsionales¹¹¹.

¹¹¹ PALOMINO. Op.cit.,p.154

Figura 127 Espectro típico de la desalineación de engranajes



- **Carga en el diente**

La carga en una caja de cambios puede variar, la amplitud de GMF también puede variar, al igual sus armónicos, y también las bandas laterales de la velocidad de giro que son relativamente pocas y de menor amplitud.

Oscilaciones en la amplitud de la GMF y sus armónicos (sin cambios significativos en las bandas laterales) no indican necesariamente un problema, sobre todo si las frecuencias de banda lateral se mantienen bajas y no hay frecuencias naturales excitadas, ver la Figura 128 Incluso si la carga permanece constante, el engranaje que soporta dicha carga cambia constantemente sin que exista ningún deterioro del estado del mismo. Puede también producirse un cambio en el nivel de carga con un efecto muy notable en el espectro sin que ello implique la presencia de problemas.

- **Dientes de engranaje rotos, desgastados, astillados o fisurados**

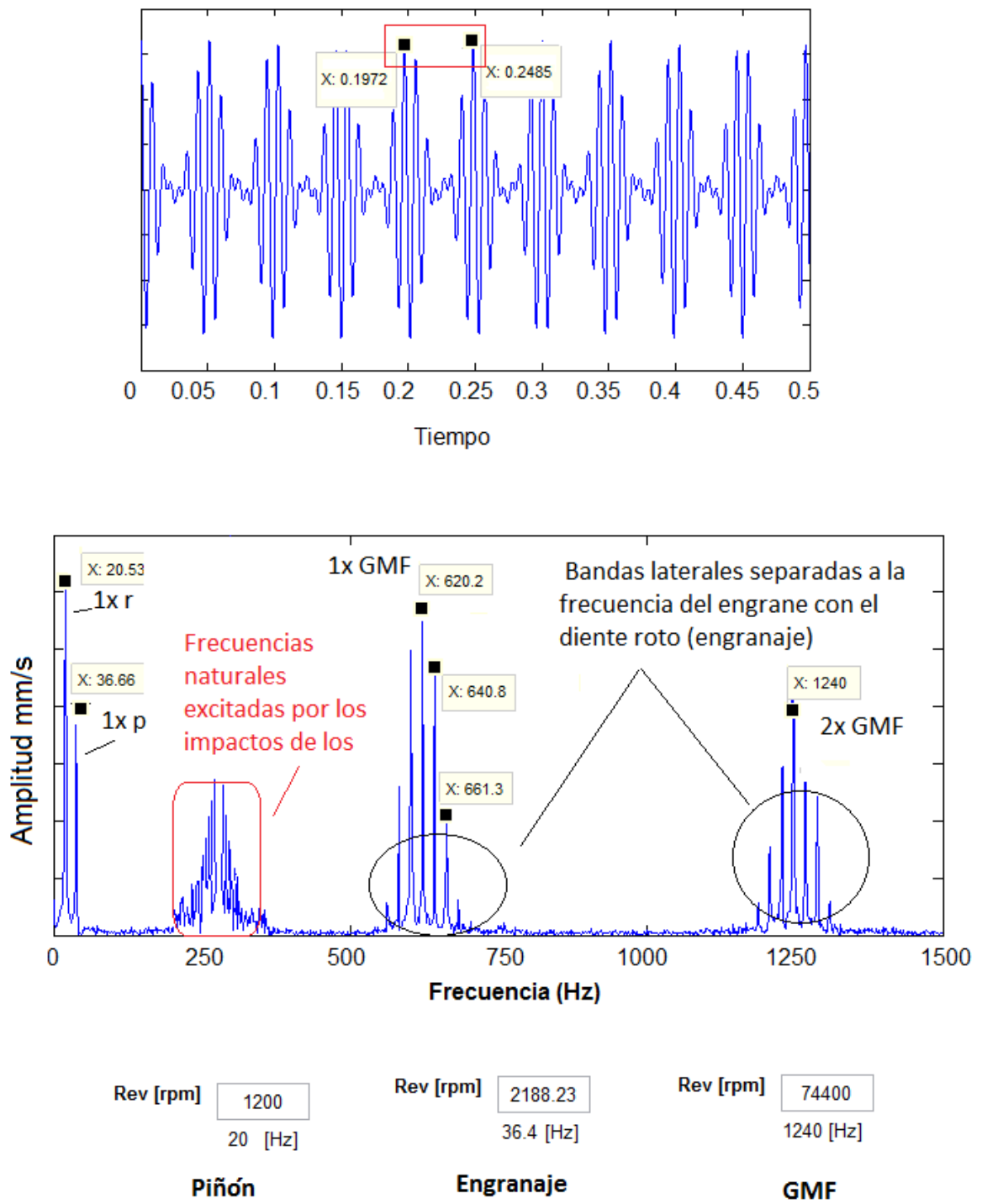
Un diente roto o agrietado generará gran amplitud a 1x de la velocidad del engrane con el problema. Se excitan las frecuencias naturales de los engranajes, la cual es modulada en amplitud o frecuencia. En el dominio del tiempo se observaran pulsos. En el espectro aparecerán nuevas frecuencias con bandas laterales espaciadas a su velocidad de operación, mostrará un pico pronunciado cada vez que el diente deteriorado intenta engranar con los dientes del engranaje de acoplamiento¹¹².

El tiempo entre impactos corresponderá a $1/(\text{velocidad del engranaje con el diente roto})$. La amplitud del pico de impacto en la forma de onda de tiempo a menudo será mucho mayor que el del 1x.

Por ejemplo, se tiene un engranaje con 31 dientes, con sospecha de que tiene un diente roto se observan las señales de vibración. El piñón tiene 17 dientes y la velocidad de salida de este es 2188 rpm.

¹¹² SCHEEFFER Op.cit.,p.115-118

Figura 128 Señal de vibración general de un par engranado



6.9 BOMBAS, VENTILADORES, COMPRESORES CENTRÍFUGOS Y TURBINAS

En este tipo de maquinas la vibración se identifica como aquella que se genera por el paso de los álabes, aspas o paletas de los rotores de bombas, ventiladores y turbinas respectivamente, como resultado de la acción de las fuerzas hidráulicas o aerodinámicas sobre estos. La frecuencia de paso es simplemente igual al número de álabes, aspas o paletas, multiplicado por la frecuencia de rotación.

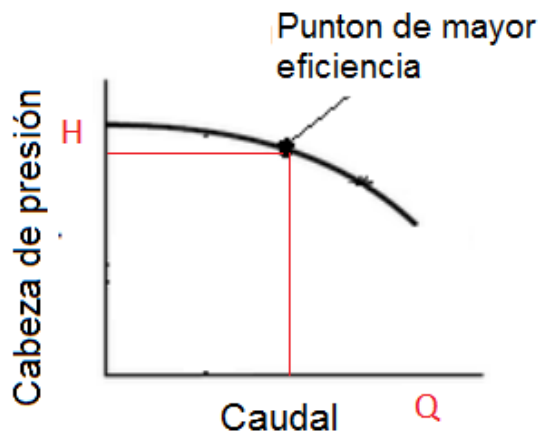
Amplitudes a la frecuencia de paso siempre estarán presentes en los espectros de las vibraciones de estos tipos de máquinas.

6.9.1 Bombas centrífugas

Las bombas centrífugas son equipos que consisten en un conjunto de paletas rotatorias dentro de una cubierta o cárter. Se denominan así porque la cota de presión que crean es por la acción centrífuga. Las paletas imparten energía al fluido por la fuerza de esta misma acción. Una bomba centrífuga tiene dos partes principales elementos giratorios (impulsor y eje), elementos estacionarios (cubierta, estoperas y chumaceras).

Los fluidos transportados por las bombas no son comprensibles lo que trae como consecuencia interacción de fuerzas relativamente grandes, que pueden ser transmitidas entre los componentes estacionarios y los giratorios. Bajo ciertas condiciones, el líquido transportado se puede evaporar y condensar, dando origen a ondas de choque que pueden dañar el impulsor de la bomba, el fenómeno es denominado cavitación. La presencia de fuerzas interactivas y la cavitación están en función del punto de operación de la bomba respecto a las condiciones de diseño. En la Figura 129 se presenta la curva característica de una bomba.

Figura 129 Curva de funcionamiento de una bomba



En las bombas se debe tener en cuenta la descarga del fluido, ya que esta descarga se hace en un ángulo que encaja con el ángulo del difusor, lo cual hace que el paso del flujo sea suave. Si el flujo disminuye demasiado se genera una contrapresión, si aumenta habrá poca contrapresión esto hace que varíe el ángulo de descarga del fluido y ya no encaje con el ángulo del difusor, resultando en una alta vibración y pérdida de eficiencia.

- **Fallas en bombas**

Además de los problemas más generales como son el desbalance, desalineación, soldadura. Las bombas tienen algunos problemas propios de estas, tal como, frecuencia de paso de alabes (BPF por sus siglas en inglés) y de cavitación. La componente de vibración importante es la frecuencia de paso de alabes, que es igual al número de alabes del impulsor por la velocidad de operación.

$$BPF = \# \text{ de alabes} * \frac{rpm}{60}$$

$BPF = \text{frecuencia de paso de alabes [Hz]}$

Por ejemplo una bomba que gira a 1776 rpm que tiene cuatro paletas en el impulsor tendría una frecuencia de paso de álabe de:

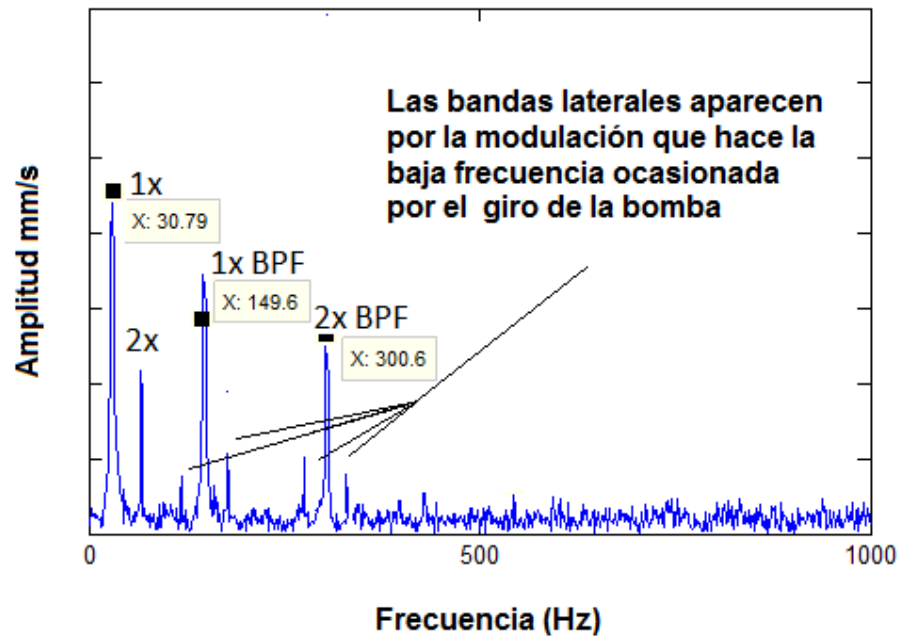
$$BPF = 4 * \frac{1776}{60} = 118.4 \text{ Hz}$$

Si la amplitud se incrementa de manera significativa, por lo general quiere decir que hay un problema interno como una desalineación, o daño en las alabes. Los armónicos del paso de alabes se pueden manifestar en la señal. Amplitud grande de la BPF, pueden ser generadas en la bomba si el espacio entre las paletas rotatorias y el difusor no se mantiene igual en todos los sentidos. En la siguiente figura se observa un espectro típico de una bomba centrífuga.

Contacto del impulsor:

Cuando un rotor está golpeando algún componente interno de la bomba, normalmente existen dos tipos de problemas: el desequilibrio residual y frecuencia de paso de álabe. En este caso, se encontrarían dos frecuencias y dos problemas. En la Figura 130 se observa un espectro en el que aparece una componente a la velocidad de operación 1x y la frecuencia de paso de alabes, la componente de BPF puede aparecer con bandas laterales separadas 1x debido a la modulación.

Figura 130 Espectro típico de una bomba de 1800 rpm con cinco aspas



Se observa las bandas laterales a separadas a 1x.

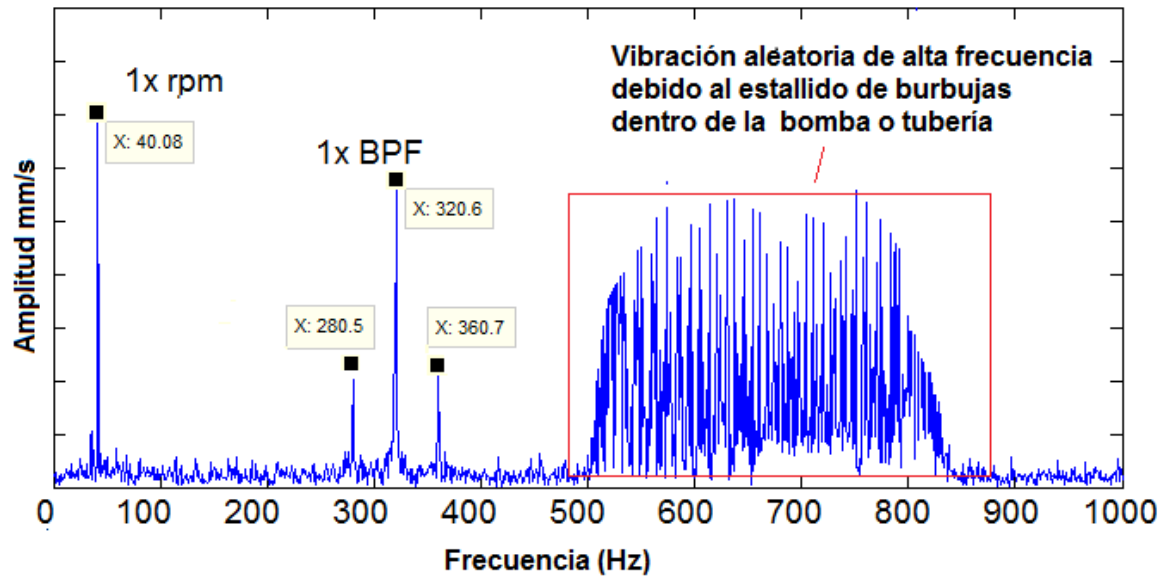
Cavitación:

Este fenómeno se produce normalmente cuando la entrada de succión está restringida, y el líquido tiende a vaporizarse cuando sale del impulsor. Este proceso genera ruido y puede erosionar los alabes del impulsor, también es causada por insuficiencia en el flujo de entrada. En algunos casos el fenómeno ocurre en un tramo del recorrido y estar ausente en otro.

El espectro de frecuencias de una bomba que presenta cavitación normalmente contiene una línea espectral a la frecuencia de paso de alabes, presenta vibración aleatoria de alta frecuencia debido a la implosión de burbujas. Algunas veces la vibración aleatoria se sobrepone con las frecuencias armónicas del paso de alabes. Cuando se produce cavitación, el personal debe ser contactado para

corregir el problema lo más rápido posible¹¹³. En la siguiente figura se observa un espectro de vibración de una bomba presentado el fenómeno de cavitación, la bomba gira a 2400 rpm y su rotor tiene 8 alabes.

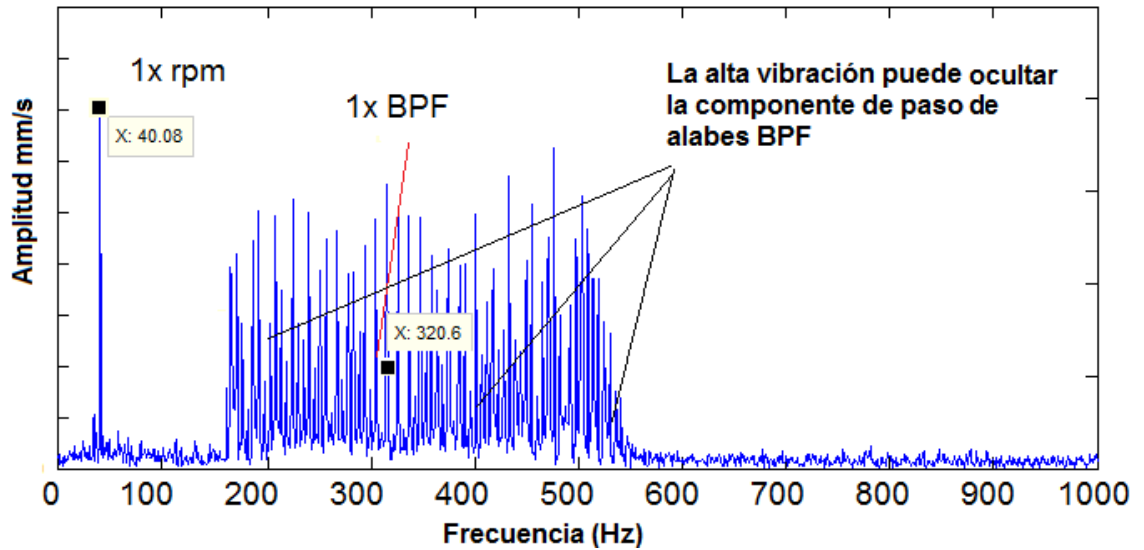
Figura 131 Espectro típico de una bomba con problemas de cavitación



En algunos casos, la explosión es tal que puede generar que la vibración aleatoria oculte la componente de paso de alabes BPF. En la siguiente figura se ilustra el fenómeno donde se observa que la alta vibración ocasionada por el estallido de burbujas tape la componente de paso de alabe BPF.

¹¹³ Ibid., p.130

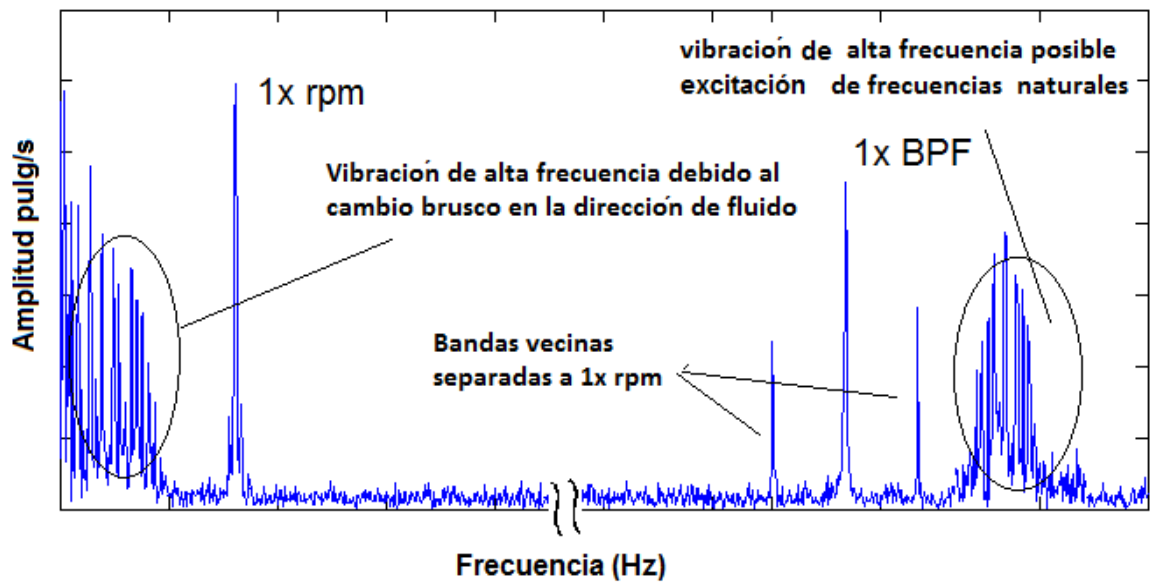
Figura 132 Espectro de una Bomba con vibración aleatoria



Turbulencias de flujo: Generalmente esta falla es provocada por un mal diseño de tuberías o por deformación de éstas. La fuente del problema consiste en cambios bruscos en la dirección del fluido, este problema puede alcanzar alguna frecuencia natural del sistema. Esta falla producirá un espectro de forma similar al espectro producido por cavitación, la vibración aleatoria se presentara debajo de la componente de la velocidad de operación 1x, a diferencia del espectro producido por la cavitación que se produce a mayores frecuencias¹¹⁴.

¹¹⁴ Ibid.,p.131

Figura 133 Espectro de una bomba con resonancia



tipico cuando hay cambios bruscos de direccion del fluido, posibles excitaciones de frecuencias naturales, vibracion aleatoria puede ocultar componentes y armonicas.

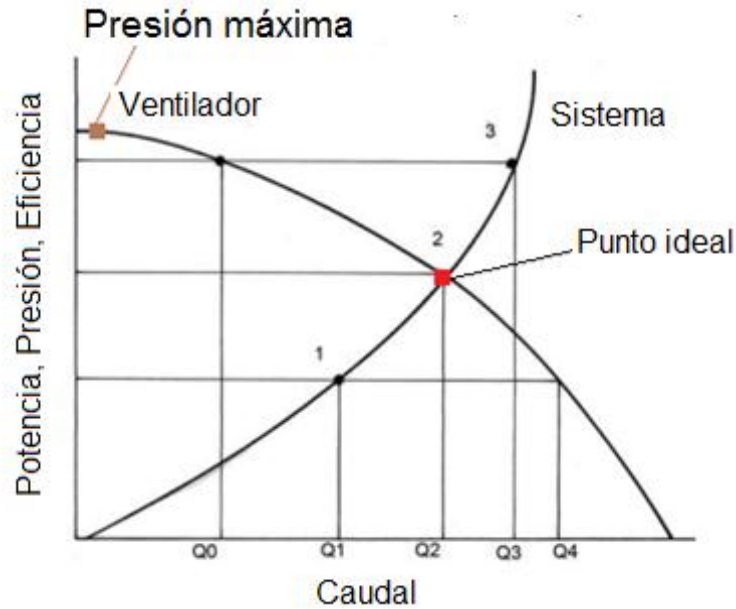
6.9.2 Ventiladores

Los ventiladores son del tipo de propulsor axial o centrifugo. En los ventiladores y particularmente en los que mueven aire cargado de partículas o gas, se acumulan fácilmente desechos en las aspas de manera desigual. Eso provoca un desbalanceo y se debe corregir inmediatamente después de ser diagnosticado. Si alguna de las aspas se deforma, se rompe o se agrieta, el pico de la frecuencia del paso de aspas se incrementará. Si hay muchas aspas, las bandas laterales separadas a 1 x rpm aparecerán a alrededor de la frecuencia del paso de aspas BPF.

Los ventiladores centrífugos usan una voluta o carcasa del tipo caracol, el flujo entra axialmente y sale tangencial. Los alabes del propulsor pueden ser fijos o

ajustables. Para la operación estable del ventilador se debe conocer el punto óptimo, para ello se presenta la curva característica un ventilador.

Figura 134 Curvas características de un ventilador



El ventilador operara satisfactoriamente en la intersección de las características del sistema y la característica de presión del ventilador. Para asegurar un funcionamiento estable, las pendientes de las curvas de (presión Vs flujo) y la del sistema deben ser de signos opuestas. Cuando las dos pendientes son opuestas, las perturbaciones del sistema que tienden una disminución de flujo, es anulada por el incremento en la presión del ventilador. La condición que acompaña al flujo no estable es la pulsación, la cual ocurre cuando el punto de operación del ventilador está a la izquierda de la presión máxima en la curva del ventilador. Este punto es llamado punto de choque.

Frecuencia de paso de aspas o alabes del ventilador

La frecuencia de paso de aspas (BPF) de un ventilador, se calcula igual que la de una bomba.

$$BPF = \# \text{ de aspas} * \frac{rpm}{60}$$

BPF = frecuencia de paso de aspas [Hz]

Por ejemplo cual es el BPF de un ventilador de 12 aspas girando a 896 rpm.

$$BPF = 12 * \frac{896}{60} = 179.2 \text{ Hz}$$

- **Fallos en ventiladores**

Los ventiladores como cualquier maquina rotativa presentara las fallas generales (desbalance, desalineación, velocidades críticas, solturas) y además tendrán algunas fallas características de estas máquinas.

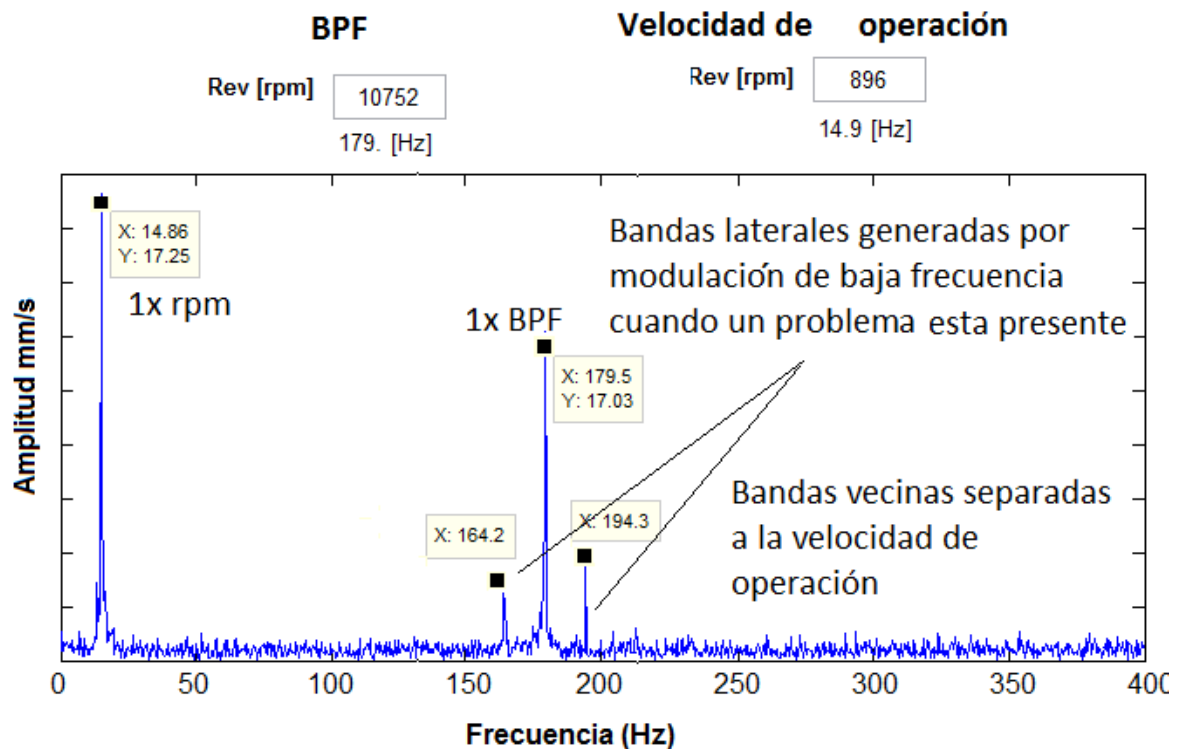
La separación de flujo en los pasos de los alabes del impulsor puede ocasionar flujo inestables y vibración, a bajas capacidades pueden ocurrir soplidos o contra flujos (el aire sopla dentro y afuera de la succión). La resonancia acústica puede existir cuando la BPF del ventilador se iguala a la frecuencia natural acústica del aire en el ducto de trabajo.

Problemas comunes en un ventilador axial: Un problema de cárter del ventilador, como un juego insuficiente de aspas causa niveles altos en la BPF. Si el ventilador está desbalanceado, el componente 1x será alto en las direcciones radiales y tangenciales, y también podrá ser alto en la dirección axial.

Problema común de un ventilador centrífugo: Un problema común, es la mal distribución del aire de suministro a través de la entrada, y este causa niveles de vibración incrementados a la proporción del paso de alabes. Si el ventilador está desbalanceado. El espectro de vibración mostrara un 1x en la dirección axial y en las direcciones radiales. Los alabes defectuosos también pueden generar bandas laterales separadas 1x alrededor de la frecuencia de paso de alabes BPF.

En la figura siguiente se observa el espectro típico de un ventilador con problemas comunes, la velocidad de operación es 896 rpm y tiene 12 alabes.

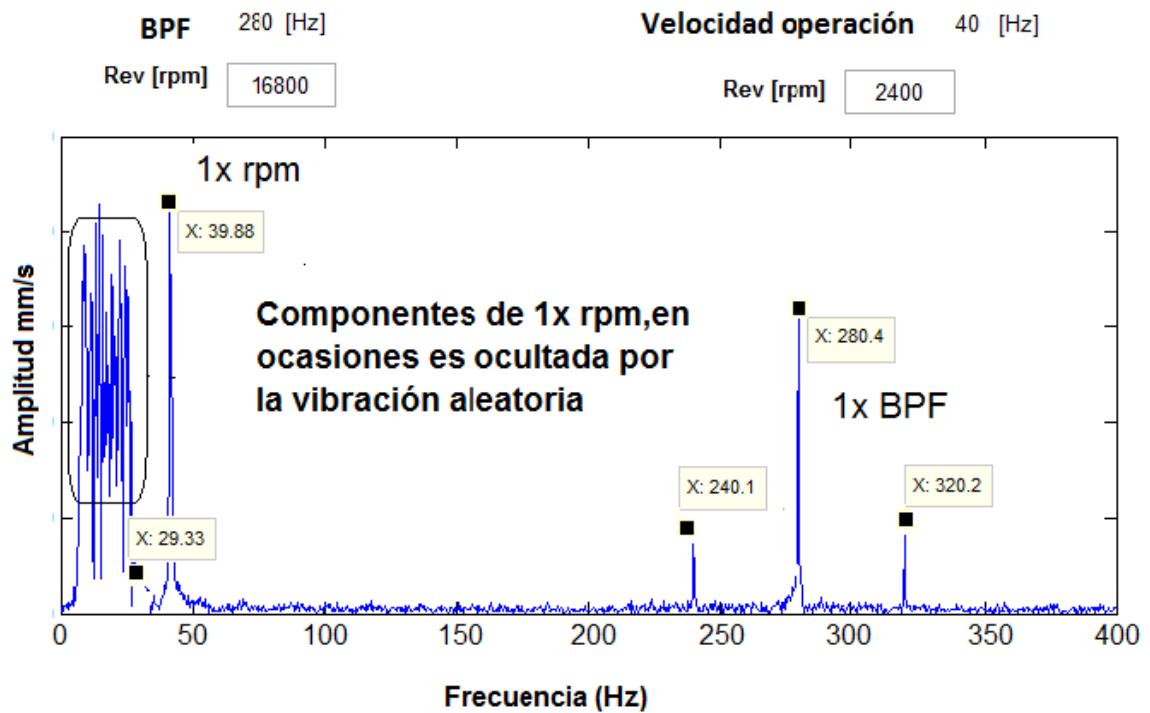
Figura 135 Espectro general de vibración de un ventilador 896 rpm



Turbulencia de flujo: La turbulencia de flujo se produce a menudo en sopladores debido a las variaciones en la presión o la velocidad del aire que pasa a través del

ventilador. En ventiladores, la vibración inducida se debe generalmente a una cierta configuración de entrada del ventilador junto otros factores que pueden ser de una fuente de excitación de baja frecuencia. Esta interrupción del flujo provoca turbulencias, lo que generará vibraciones de baja frecuencia aleatorias, por lo general en el rango de 20 a 2000 rpm. En la figura siguiente se observa un espectro de un ventilador con turbulencia de flujo, se observa la vibración aleatoria a bajas frecuencias, en ocasiones tapan o confunden la componente de 1x rpm de la velocidad del eje, el ventilador gira a 2400rpm, la vibración aleatoria debido a turbulencia de flujo, se manifiesta entre 3 a 33 Hz

Figura 136 Espectro de vibración de ventilador a 2400rpm



6.9.3 Turbinas

Las turbinas por lo general, presentan las fallas típicas de cualquier maquina rotativa (desbalance, desalineación, soltura mecánica, resonancia o velocidades críticas, fallas en rodamientos, etc.), mas fallas pertenecientes a este tipo de máquinas.

- **Turbinas hidráulicas**

Las turbinas enseñan un componente fuerte a la llamada proporción de alabes (cucharas o aspas), que es el número de alabes de turbina por las RPM del rotor.

La frecuencia de paso de paletas, aspas o cucharas (BPF) de una turbina, se calcula igual que la de una bomba o un ventilador.

$$BPF = \# \text{ de apas} * \frac{rpm}{60}$$

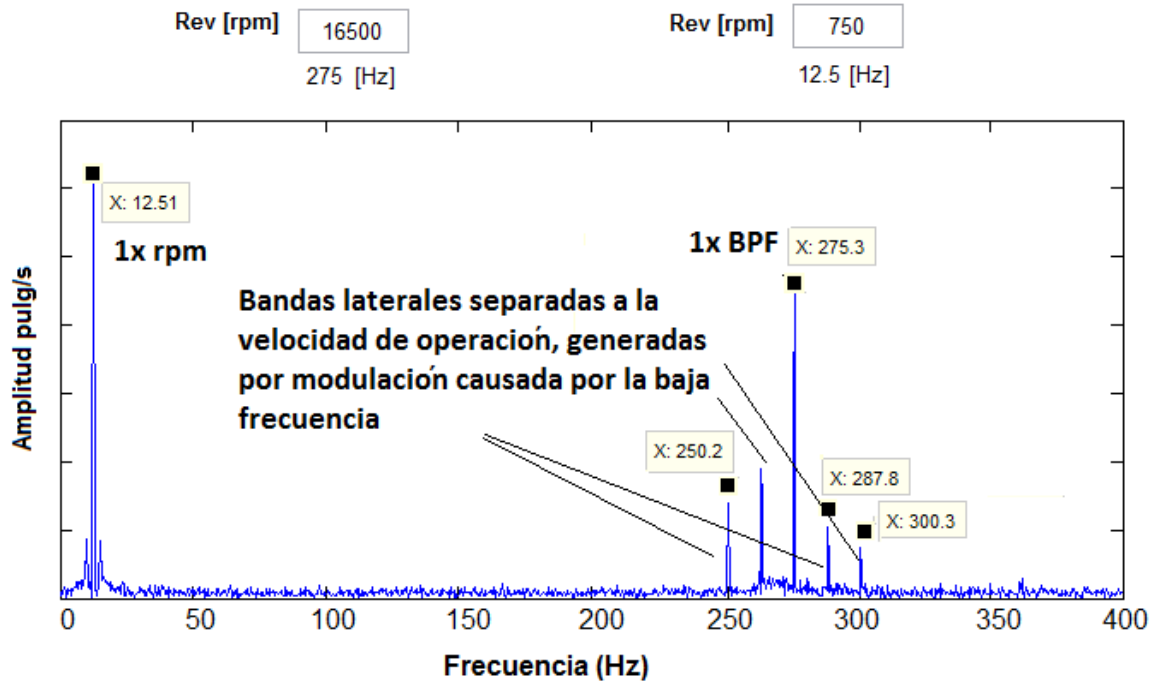
BPF = frecuencia de paso de aspas [Hz]

Por ejemplo cual es BPF de una turbina hidráulica de 22 cucharas, donde la velocidad de operación de la maquina es de 750rpm. La cual se controla con el caudal de agua que choca con las cucharas.

$$BPF = 22 * \frac{750}{60} = 275 \text{ Hz}$$

Acontinuacion se muestra el espectro de una turbina hidráulica que gira a 750 rpm, con 22 cucharas en el rotor.

Figura 137 Espectro de de turbina hidráulica 750 rpm y 22 cucharas en el rotor



La magnitud de esta componente (BPF) depende de la geometría interna de la unidad. Si esto cambia, por ejemplo un alabe fidurado, distorsionado, picada, etc. El componente de paso de alabes en la firma de vibración cambia, por lo general aumenta.

Si las alabes de la turbina se desgastan de manera uniforme, la BPF se mantendrá uniforme, pero si una parte del rotor está dañada, por ejemplo un alabe roto, la frecuencia de paso de alabe (BPF) será modulado por las rpm del rotor o por la cantidad de boquillas en la turbina multiplicadas por las rpm, causando bandas laterales es el espectro de la vibración.

- **Turbinas a vapor o gas**

Las turbinas a gas y a vapor son similares mecánicamente. La turbina a gas tiene la complicación adicional de una cámara de combustión. Por lo general la

vibración de dicha maquina contiene un componente de vibración de banda ancha, causado por el ruido de la combustión.

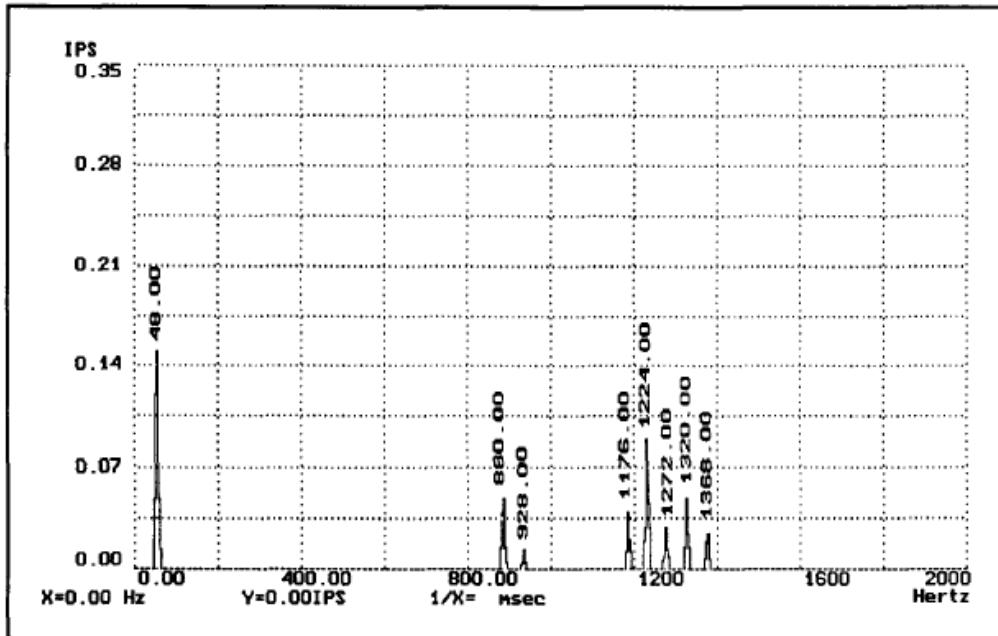
Las turbinas de vapor requieren una atención especial, debido a las altas velocidades involucradas, calor extremo, y los pequeños rotores ligeros. Estos factores pueden ocasionar un pandeo del rotor. Por lo tanto, la mayoría de todas las turbinas deben girar lento durante un período de tiempo antes de la alineación y operación.

La Figura 138 Fue tomada en la dirección axial en una carcasa de una turbina a vapor. La componente de frecuencia de 1224 Hz es generada por alabes que golpean o rozan 25.5 veces cada revolución. La diferencia de 48 Hz en las bandas laterales indica que la frecuencia es modulada por la velocidad de la turbina. La frecuencia de 880 Hz es un indicativo de que la unidad giratoria no está golpeando o rozando el mismo número de veces cada revolución. Recordar que para este tipo de maquina los transductores idóneos son los acelerómetros debido a las altas velocidades involucradas.

Tener en cuenta que 0.1 IPS en 1224 Hz es igual a 0,03 milésimas de desplazamiento y 1,99 g de la aceleración. Este problema no se ha identificado con unidades de desplazamiento. Esto señala la necesidad de tomar los datos con un acelerómetro en máquinas de alta velocidad¹¹⁵.

¹¹⁵ TAYLOR, James I. Vibration Analisis handbook. 1ª edición (24 de abril de 2000).
Read more at http://ebookey.org/The-Vibration-Analysis-Handbook_104050.html#iJJaV8fkBskAuCVk.99.p148-149

Figura 138 Espectro de turbina con modulación



Fuente: Harri's Shock and Vibration Handbook, Harris C, Piersol A, 2002

Espectro de turbina con modulación debido a roce o golpes de los alabes.

6.9.4 Compresores

Un compresor es una máquina de fluido, su función es aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos compresibles, tal como los gases y los vapores. Se encuentran en varias configuraciones, y operan de la misma manera como bombas y turbinas de vapor. Debido a las presiones involucradas, muchos compresores centrífugos tienen carcasas robustas y rotores ligeros lo que hace que la señal de vibración sea difícil de detectar. Las fallas de los compresores son similares, a aquellas encontradas en bombas y turbinas.

Algunos compresores tienen un determinado número de lóbulos o paletas en el rotor. También generan la frecuencia de paso de álabe (BPF) como lo hacen las bombas, ventiladores y turbinas. Sin embargo; los compresores no pueden presentar la cavitación como lo hacen las bombas.

Hay compresores que tienen dos rotores, y cada rotor tiene dos o más lóbulos o paletas; y pueden girar a la misma velocidad. Estos compresores pueden generar frecuencias en la velocidad del rotor, dos veces la velocidad del rotor $2x$, porque hay dos lóbulos o álabes de cada rotor. Los armónicos de cada frecuencia también se pueden generar.

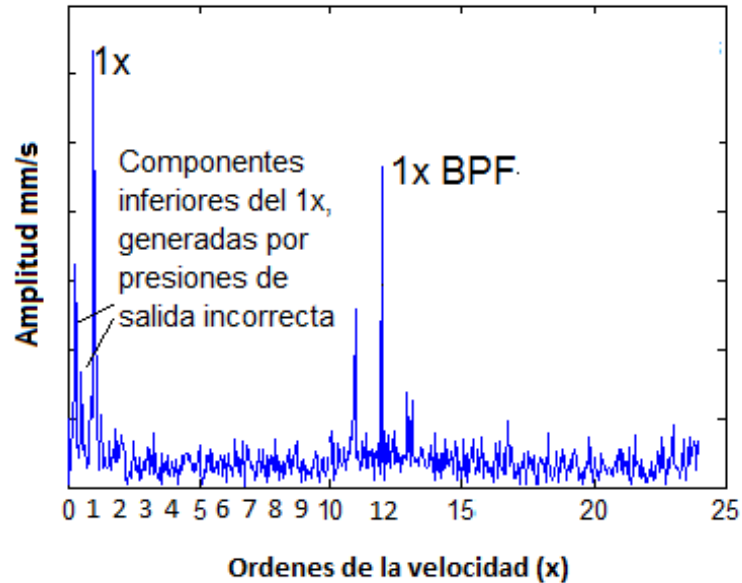
Los compresores tienen un punto de flujo mínimo llamado límite de choque, la operación de la máquina es inestable debajo de este punto, el cual es una función del tipo de compresor, propiedades del gas (refrigerante), temperaturas, ángulo de alabe, etc.

Las fallas en compresores son similares a aquellas encontradas en las turbinas y bombas, Alabes dañadas o con erosión causarán un incremento de la frecuencia de paso de alabes (BPF), y también producirán bandas laterales $1x$ alrededor del paso de alabes. En compresores centrífugos, la oscilación hidráulica es un problema de dinámica de fluidos, que por lo general causa una vibración a una frecuencia de menos de $1x$ ¹¹⁶.

Muchas veces está causada por una presión de salida incorrecta. La figura siguiente presenta un espectro de un compresor hidráulico, la BPF aparece e indica la cantidad de alabes del difusor, para el caso son 12 alabes.

¹¹⁶ Ibid.,p.152-154

Figura 139 Espectro típico de un compresor centrífugo



6.10 CORREAS DE TRASMISIÓN EN POLEAS

6.10.1 Correas

Se conoce como correa de transmisión a un tipo de transmisión mecánica que une dos o más ruedas, sujetas a un movimiento de rotación, por medio de una cinta o correa continua, la cual ejerce fuerza de fricción suministrándoles energía desde la rueda motriz.

Son un tipo de transmisión de fuerza relativamente barato, pero están sujetas a muchos problemas. Hay muchas clases de correas y todas están sujetas a desgaste. Las correas deben ser revisadas frecuentemente para ver si tienen daños. Deben ser mantenidas a la tensión correcta y deben estar limpias.

- **Frecuencia Fundamental de la Banda (FFB)**

Las transmisiones por poleas y correas son susceptibles a una serie de problemas, cuyo origen se encuentra generalmente en deficiencias en montaje de la transmisión, aunque el deterioro de la correa también afecta los niveles de vibración. Cuando las correas se desgastan o aflojan e incluso cuando se montan con cierto grado de desalineación, generan hasta la tercera o la cuarta armónica de la frecuencia de paso de la correa. La cual está dada por la siguiente formula.

$$FFB = fc * \left(\frac{\pi * Dc}{Lo} \right) = fm * \left(\frac{\pi * Dm}{Lo} \right)$$

FFB = frecuencia fundamental de banda

fc = frecuencia de la polea conducida

fmc = frecuencia de la polea motriz o conductora

Dm = diametro de la polea motriz

Dc = diametro de la polea conducida

Lo = longitud de la correa

Por ejemplo se tiene una transmisión por correas, la polea motriz tiene un diámetro de 40 mm y la polea conducida 100mm de diámetro. Si la velocidad del eje motriz es de 480 rpm, y la longitud de la correa es de 800mm ¿Cuál es la frecuencia fundamental de banda y la velocidad de la polea conducida?

$$FFB = \frac{480}{60} * \left(\frac{\pi * 40}{800} \right) = 1.25Hz$$

Para calcular la velocidad hay que recordad la relación:

$$Dm * Vm = Dc * Vc$$

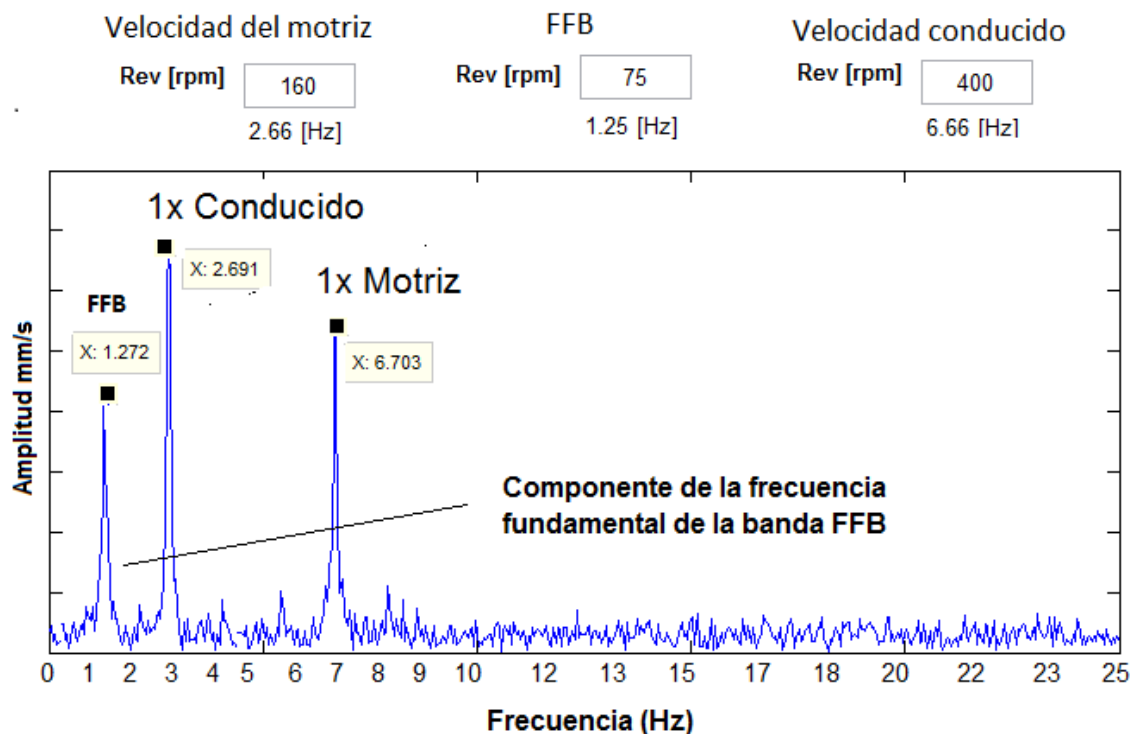
Vc = velocidad de la polea conducida

Vm = velocidad de la polea motriz

$$V_c = \frac{40mm * 400rpm}{100mm} = 160rpm$$

En la figura siguiente se muestra el espectro típico de una transmisión por correa ,la velocidad motriz es 400 rpm y la velocidad del conducido es 160 rpm.

Figura 140 Espectro de vibración de una transmisión por poleas

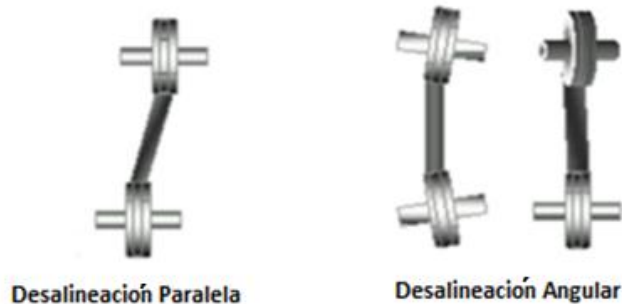


. Problemas en transmisiones por correas

Las frecuencias de la correa inferiores a la frecuencia de rotación del motor. Estas frecuencias de la correa son de tipo sub-armónico. Cuando las correas están desgastadas, flojas o no coincidentes, pueden generar armónicos de la frecuencia de la correa. Es posible obtener 3x o 4x de la frecuencia de banda. A menudo, la componente frecuencia de la correa 2x es dominante. Las amplitudes son normalmente inestables. En correas dentadas las altas amplitudes en la FFB son indicativo de desgaste o desalineación.

Desalineación de poleas: Los diferentes tipos de desalineación posible con transmisiones por correa se muestran en la Figura 141. Estas condiciones resultan en alta vibración destructiva y causan un desgaste acelerado de la correa.

Figura 141 Desalineación de poleas



Fuente: http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/bajas_frecuencias/desalineacion_poleas.html

La desalineación produce altos componentes vibración a 1x rpm del motriz o el conducido, generalmente el conducido, predominante en la dirección axial, También se manifiestan con la presencia de la frecuencia de banda y sus armónicos. En ventiladores la desalineación de la polea refleja un componente muy elevado y se encontrara en el espectro a la frecuencia del ventilador.

Poleas excéntricas: Esta falla se produce cuando la polea gira en torno a un punto que no coincide con el centro geométrico. Poleas excéntricas generarán espectros con fuertes componentes radiales 1x, especialmente en la dirección paralela a las bandas. La amplitud es normalmente la más alta cuando se encuentra alineada con las correas y debe aparecer tanto en los rodamientos de la polea conductora como en la conducida. Esta situación es muy común e imita el desbalanceo, para resolver esta condición, a veces es posible balancear las poleas excéntricas por fijación de arandelas. Sin embargo, aunque se balancee, la excentricidad seguirá induciendo vibración y esfuerzo de fatiga en la correa. La

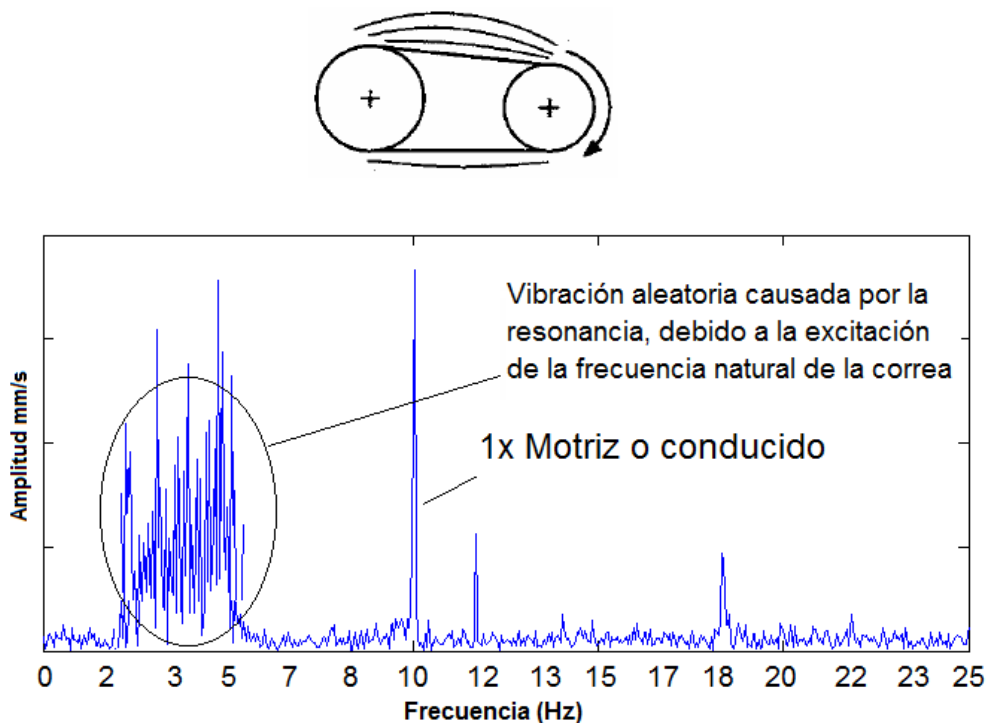
excentricidad de la polea puede ser confirmada por un análisis de fase que muestre la diferencia de fase horizontal y vertical cercana a 0° a 180°.

Resonancia de correas:

La resonancia de la banda puede ocasionar amplitudes altas si la frecuencia natural de la correa llega a ser cercana, o coincidir con las rpm del motor (donde está la polea motriz) o de la máquina (donde está la polea conducida). La frecuencia natural de la correa puede ser alterada cambiando la tensión, longitud o sección transversal de la correa.

La resonancia puede ser detectada tensionando y soltando la correa mientras se mide la vibración apoyos. Sin embargo, cuando está operando, las frecuencias naturales de la correas tenderán a ser un poco más altas en el lado tensionado y un poco más bajas en el otro lado. En la siguiente figura se mostrara un espectro típico de resonancia en correa.

Figura 142 Espectro de una trasmision



7 ACCIONES CORRECTIVAS

7.1 BALANCEO DE MAQUINA ROTATIVA

Es muy raro encontrar un espectro de vibración de una máquina que no muestre un componente 1x indicando algún desequilibrio o desbalance residual. Desequilibrio provoca altos niveles de amplitudes de vibración en el 1x rpm de la máquina. Desequilibrio suele definirse simplemente como la distribución desigual de peso sobre el eje de un rotor, También se puede definir cuando el centro de masa no coincide con el centro geométrico de un rotor lo cual resulta en un punto pesado.

La norma ISO lo define como una condición que existe en un rotor cuando la fuerza vibratoria o el movimiento se imparte a sus cojinetes como resultado de las fuerzas centrífugas. La corrección de esta distribución desigual de peso sobre un rotor se denomina equilibrio o balanceo.

Para mejorar un rotor desequilibrado, es necesario determinar la ubicación y peso del punto pesado. El punto más pesado es la ubicación radial donde existe la distribución de la masa radial excesiva, la colocación de una masa igual o cercana a la masa del punto pesado en una ubicación de frente puede mejorar el efecto de este exceso de distribución. El problema es identificar la ubicación del punto pesado. Sin embargo, es posible identificar el punto alto. El punto alto es la ubicación radial donde el eje experimenta desplazamiento máximo durante una rotación. Existe una correlación determinista entre el punto más pesado y el lugar del punto alto. Para rotores que operan a velocidades inferiores a la velocidad crítica, el punto más pesado y el punto alto se encuentran en la misma ubicación. Sin embargo, al entrar en resonancia (cerca a una velocidad crítica) el punto más pesado y el lugar alto pueden estar desfasados hasta 180 ° tras de cruzar la

velocidad crítica. Si el rotor sigue aumentando en velocidad y pasa a través de otra velocidad crítica, el punto alto gira otros 180 ° hasta que el punto alto coincide con el punto pesado de nuevo. Este desfase entre el punto alto y el punto pesado continúa cada vez que pasan las velocidades críticas.

La corrección de una condición de desequilibrio implica mediciones de fase para localizar el punto alto, la determinación de la relación entre el punto de alta y el punto pesado, y la búsqueda de la magnitud del desequilibrio mediante la medición de la influencia de los pesos de prueba o corrección.

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

✓ **Asimetría del Diseño**

Algunos elementos rotativos de máquinas deben ser diseñados no concéntricos con el eje de rotación, como en el caso de los árboles de levas y cigüeñales de máquinas reciprocantes.

✓ **Tolerancias de Fabricación y Ensamblaje**

Muchos elementos de máquinas son diseñados simétricos y concéntricos con el eje, debido a tolerancias de maquinado y fallas de montaje se puede perder ligeramente la simetría causando desbalance; por ejemplo: cubos de acoplamiento, engranajes, poleas, impulsores de bombas y compresores centrífugos, ruedas de álabes de turbinas y compresores axiales.

✓ **No Homogeneidad del Material**

En la práctica los materiales no son perfectamente homogéneos, no presentan una densidad uniforme en todo su volumen, por lo que algunas partes serán más densas que otras. Por otro lado, los rotores o partes fundidas, como impulsores,

poleas, engranajes, etc. pueden tener internamente pequeñas cavidades de aire o trampas de arena que resultan del proceso de fundición.

✓ **Distorsión en Servicio**

Existen 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 un problema en rotores fabricados con partes soldadas, 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. Es normal que los metales se expandan cuando se calientan; sin embargo, debido a imperfecciones menores y calentamiento no uniforme, muchos rotores se dilatan de manera no uniforme causando distorsión.

La distorsión térmica es común en máquinas que operan a altas temperaturas incluyendo motores eléctricos, ventiladores de calderas, sopladores, compresores y turbinas. Esta distorsión puede requerir que el rotor sea balanceado a su temperatura normal de operación, aun cuando haya sido balanceado a temperatura ambiente.

✓ **Desgaste y Corrosión**

Muchos rotores, particularmente ventiladores, sopladores e impulsores de bombas y compresores, 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.

7.2 TIPOS DE DESBALANCEO

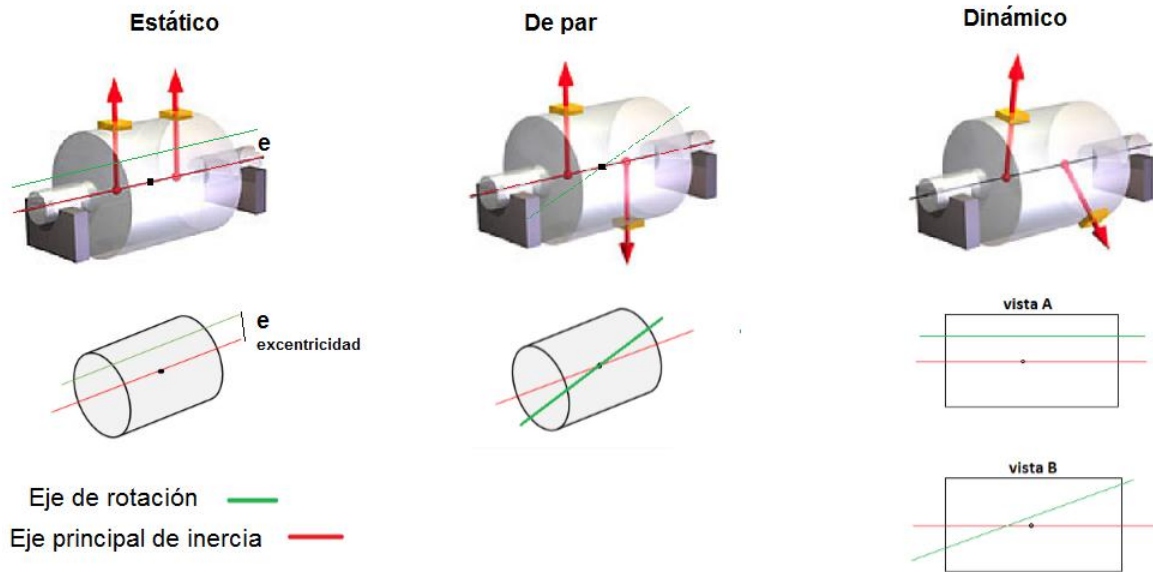
Los principales tipos de desbalance están clasificado en la Tabla 7.1.

Tabla 16 Principales tipos de desbalance

DESBALANCE	
Estático	El eje longitudinal principal de inercia del rotor está desplazado paralelamente con respecto al eje de centro de masa
De par	El eje longitudinal principal de inercia del rotor intercepta al eje de rotación en el centro de masas del propio rotor.
Dinámico	El eje longitudinal principal de inercia del rotor no intercepta al eje de rotación y tampoco es paralelo a éste.

En la figura siguiente se muestran los tipos desbalance en un rotor.

Figura 143 Tipos de desbalance



Fuente: <http://www.schenck-venezuela.com/why-balancing/dynamic-unbalances.php>

7.3 FUERZA DEL DESBALANCE Y PLANOS DE CORRECCIÓN

La magnitud del desbalance depende de la posición del centro de masas, la posición del centro geométrico (la diferencia entre los centros en ocasiones llamada excentricidad), masa total y la velocidad de operación. La fuerza asociada al desbalance se relaciona con la siguiente ecuación.

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

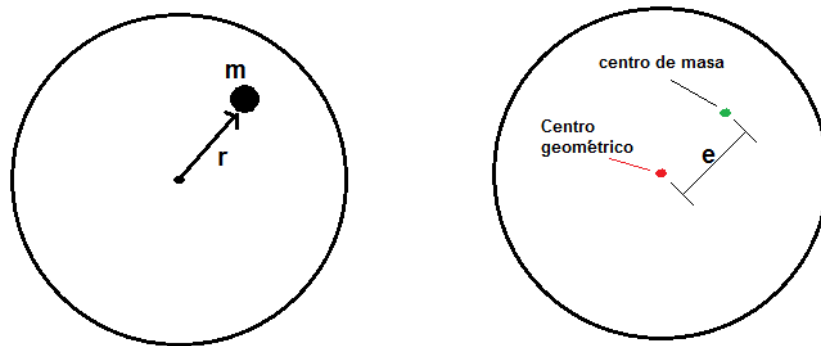
$m = \text{masa}$

$w = \text{velocidad angular del rotor} \left[\frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right]$

$$w = 2 * \pi * \frac{N}{60}$$

$N = \text{revoluciones de la maquina [rpm]}$

Figura 144 Fuerza de desbalance en rotor con masa de prueba



m=masa desequilibrio

desbalance= $m*r = w_p r/g$

w=peso de prueba o corrección

r=radio (excentricidad)

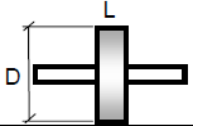
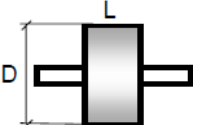
g=gravedad

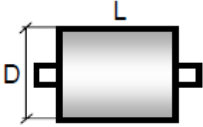
En los rotores rígidos la posición de la excentricidad no varía con la velocidad. El desbalance de estático puede ocurrir en rotores de plano simple (un plano) o de dos planos. El desbalance dinámico esta generalmente, asociado con rotores de dos planos; sin embargo rotores de una sola rueda en voladizo presentan, frecuentemente, desbalance dinámico o par (le desbalance dinámico es la combinación del estático y el de par), el cual no puede ser corregido fácilmente en un solo plano.

Para decidir qué modelo (un plano o dos planos) se tomará para efectuar el balanceo, no es estrictamente necesario reconocer o identificar qué tipo de desbalance presenta el rotor. De igual forma, los tipos de desbalances identificados como *PAR*, y *DINÁMICO* sólo pueden ser corregidos en al menos dos secciones transversales (dos planos) del rotor. Por ello, resulta de valor práctico el empleo de algunas recomendaciones como por ejemplo, las de la firma *IRD Mechanalysis* para decidir, en función de la relación *L/D* (longitud/diámetro del rotor) cuál es el modelo apropiado para ser utilizado durante el ejercicio de balanceo. La Tabla 7.2 puede ser utilizada sólo como una guía, ya que en ocasiones hay que recurrir al balanceo en dos o más planos aun cuando la Tabla indique el empleo del modelo de un solo plano y viceversa.

Tabla 17 Modelo para el balanceo

La tabla ofrece una guía para saber cuántos planos de balanceo se deben utilizar en relación longitud – diámetro.

Rotor \ Modelo	Relación L/D	Modelo de balanceo		
		Un plano	Dos planos	Múltiples planos
	$L/D < 0.5$	Hasta 1000 rpm	Superior a 1000rpm	No
	$0.5 < L/D < 2$	Hasta 150 rpm	150- 2000 rpm Superior a 70%velocidad critica	Superior a 2000 rpm superior 70%velocidad critica

	$L/D > 2$	Hasta 100 rpm	Superior 100 rpm y hasta 70% velocidad critica	superior 70% velocidad critica
---	-----------	---------------	---	--

Fuente: adaptado Fuente: PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibración en máquinas rotatorias

- ✓ **Rotores rígidos:** pueden ser definidos como aquellos que siendo balanceados en dos planos cualesquiera, no cambiara su comportamiento dinámico con el incremento de la velocidad, aun cuando estos alcancen su máxima velocidad de operación.
- ✓ **Rotores flexibles:** son aquellos que tiendes a fletarse bajo la acción de las fuerzas dinámicas producidas por el desbalance. tal comportamiento puede empeorar por los cambios de temperatura y carga que pueden tener lugar durante la operación. Por ejemplo en el caso de los rotores de turbinas a vapor y de gas.

7.3.1 El efecto de un peso de prueba

Con el fin de determinar el desbalance (desequilibrio), es esencial aprender cómo un rotor responde a una masa que tendería a desbalancearlo. Se considera el caso, donde no se empieza con un rotor equilibrado, pero si un rotor que es intrínsecamente desequilibrado. Para empezar, no se tiene idea de la ubicación o la gravedad del desequilibrio en el rotor. El primer paso implica la medición de la vibración y la fase del rotor. Al tomar una medición de prueba, por ejemplo la amplitud de la vibración es de 5 y el ángulo de fase es 120° . En esta etapa, los datos anteriores no son suficientes para proporcionar la información necesaria para determinar el desequilibrio, su gravedad y ubicación.

Para obtener la información completa del desequilibrio original, el rotor debe experimentar una alteración en la vibración debido a una perturbación. Esto se logra mediante el uso de un peso de prueba. Un peso de prueba es una masa de peso conocido que se coloca en un lugar específico con respecto a una marca de referencia. Cuando se añade un peso de prueba, el desequilibrio inicial se altera se puede mejorar o empeorar, o puede permanecer igual. Si el desequilibrio original no cambia en absoluto, implica que la selección del peso de prueba o su ubicación en el rotor es inadecuada. Como regla general, un peso de prueba debe resultar en un cambio al menos 30 % en la amplitud de vibración y la fase respecto a la vibración original.

7.3.2 Equipo de balanceo

Para obtener la componente de vibración a la velocidad de operación, la cual se asocia con el desbalance de masas, el medidor de vibración debe tener un filtro de rastreo de a la velocidad síncrona para obtener la vibración. La amplitud de vibración es obtenida, el un ángulo de fase entre un punto de referencia del rotor (una chaveta, cinta reflectante) y la vibración pico. Debe existir disponibilidad de pesos de prueba de tamaños y formas apropiados para la máquina. En la Tabla 7.3 se lista un equipo mínimo requerido para el balanceo, es utilizado para el cálculo de masas de prueba y correcciones. La mayoría de los colectores pueden ejecutar esta función, sin embargo es de utilidad saber el método vectorial para el balanceo de rotores.

Tabla 18 Equipo mínimo requerido para el balanceo de rotores

Medidor de amplitud y fase
Calculadoras programable, computador
Software o programa para suma y diferencia de vectores
Programa de balanceo de dos planos
Formatos o papel de diagramas polares
Pesos de prueba, bascula
Transportador, juego de reglas
Colector de datos o Analizador FFT

Fuente: adaptado ESHLEMAN, Ronald, análisis de vibraciones, cap. XII, 2001

7.3.3 Verificaciones previas al balanceo

Para empezar el proceso de balanceo, antes se debe verificar que el problema es desbalance y no otra anomalía (excesiva tolerancia, soldadura, desalineación, resonancia). Por esta razón se debe ejecutar un análisis de vibración completo, en la Tabla 7.4 se enuncia algunas verificaciones o pruebas de pre-balance que ayudan a aislar y determinar la naturaleza del equipo a balancear.

Tabla 19 Verificaciones previas al proceso de balanceo

VERIFICACIONES DE ANTES DEL BALANCEO	Naturaleza del problema de desbalance
	Tipo de desbalanceo (estático, par, dinámico)
	El rotor está limpio
	El rotor es estable (estructural, térmico, velocidades críticas)
	Determinar velocidades críticas (pruebas de arranque y balanceo)
	Ubicar los pesos de balanceo

Fuente: adaptado ESHLEMAN, Ronald, análisis de vibraciones, cap. XII, 2001

Si el desbalance no es el único problema, el intento de corrección será inútil, se debe corregir los demás problemas. A partir de los datos de vibración determinar si el tipo de desbalanceo estático o de par (los datos de la primera corrida se analizan para la identificación).

Si el rotor no está limpio se debe asegurar el retiro del material extraño, las lecturas y los resultados no serán satisfactorios. Cuando el rotor no es estable debido; a deflexión estructural, distorsión térmica, golpes o a proximidades a velocidades críticas; el ángulo de fase se desviara (no es estable). La exactitud de la lectura del ángulo de fase es importante en el balanceo para la determinación de velocidades críticas utilizadas en las pruebas de arranque y parada.

7.3.4 Mediciones

Para las mediciones se deben escoger los sensores de vibración más sensibles al balanceo. Los captadores dan la indicación más directa cuando la sensibilidad es suficiente, los sensores de velocidad (sísmicos) y acelerómetros dan medidas indirectas de la vibración. El sensor fotoeléctrico o captador de proximidad de la lectura de fase más precisa y una luz estroboscópica da un buen entendimiento físico del comportamiento del eje.

7.3.5 Respuesta al desbalance, ángulos de fase y relación velocidad operación-crítica

La respuesta de una máquina al desbalance de su rotor depende de las características dinámicas del rotor y de la misma máquina. La amplitud del movimiento vibratorio generado y el ángulo de fase de este movimiento, con respecto al desbalance, son una función principalmente de la masa y la elasticidad de la máquina. Para el balanceo de rotores, tanto rígidos como flexibles, es importante conocer como varían la amplitud y el ángulo de fase de la respuesta, principalmente, con la relación entre la velocidad de rotación y la velocidad crítica.

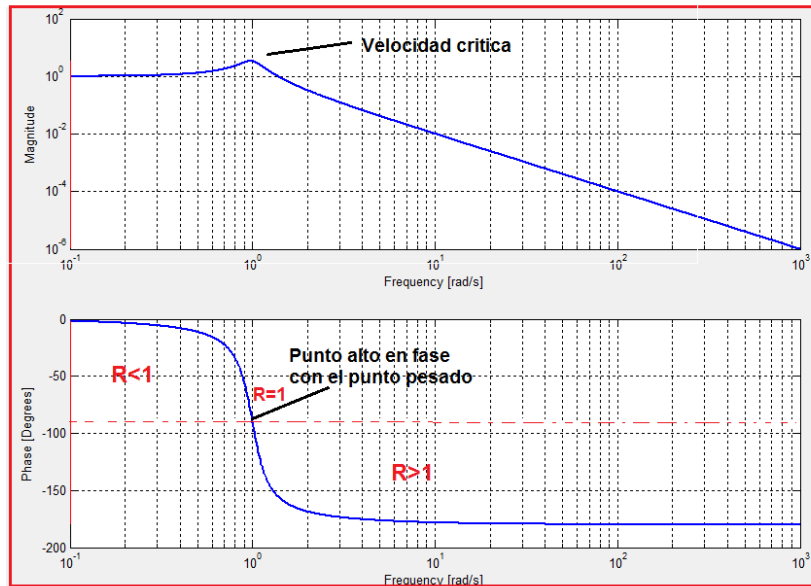
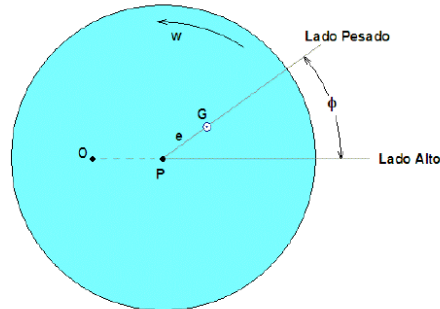
La determinación de la posición angular de la masa de desbalance es determinada desde una referencia conocida. Esta masa de desbalance (punto pesado) genera una fuerza que induce una vibración pico (punto más alto). Todo rotor tiene un retraso de ángulo entre el punto pesado y el punto alto, la naturaleza de este retraso depende de la dinámica del sistema (rotor, rodamientos, pedestales y base) y de cuantas velocidades críticas atraviesa para llegar a la velocidad de operación. El retraso del ángulo es de $0-180^\circ$ y es llamado retraso de ángulo mecánico; es decir la vibración está retrasada respecto a la fuerza que lo causa.

Al seleccionar la posición de un peso de prueba la lectura de vibración puede ser relacionada al punto pesado más alto del eje, usando la información proporcionada por el fabricante del equipo de medición (ángulo de fase electrónico es conocido, dicho ángulo es inherente a los instrumentos electrónicos).

La posición relativa de la velocidad operación respecto a la velocidad crítica (relación entre la velocidad de operación y velocidad crítica) y la medición del retraso de fase mecánico pueden obtenerse; midiendo la amplitud y el ángulo de fase durante una prueba de parada. Por supuesto, esta prueba no es necesaria cuando se conocen las velocidades críticas de la máquina.

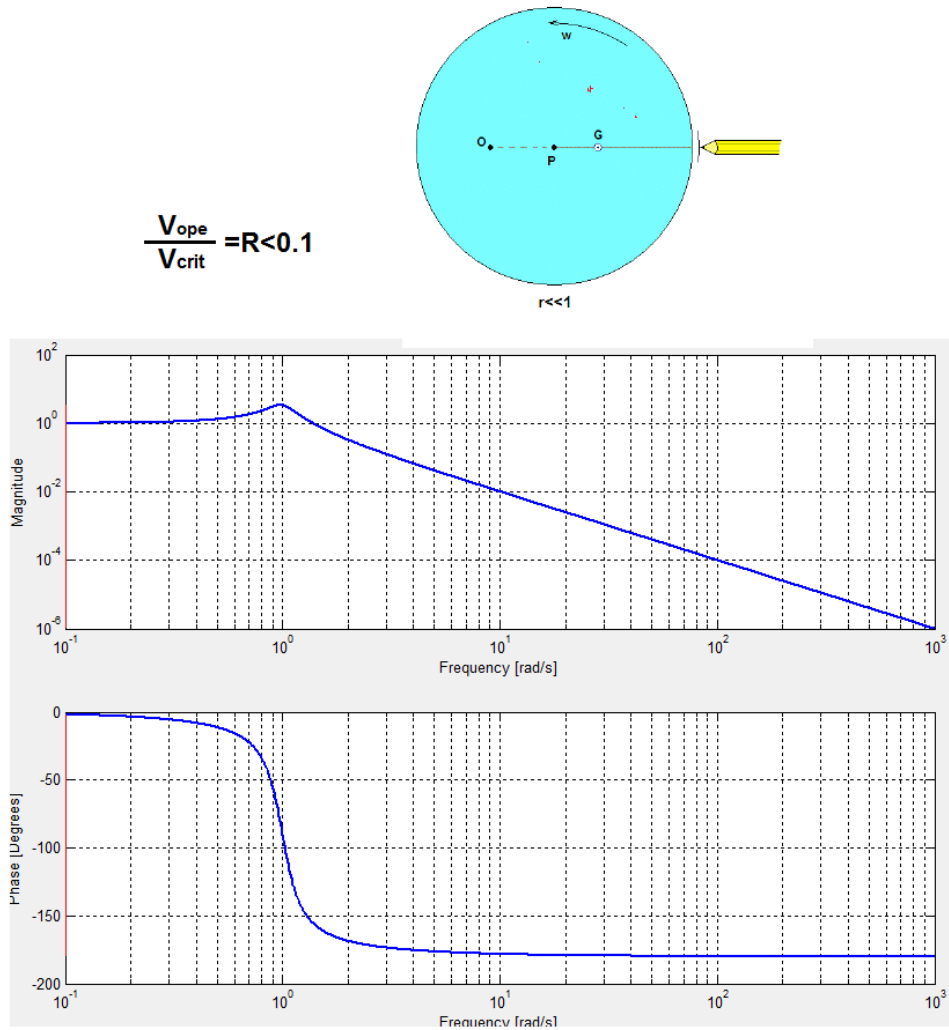
La relación entre las velocidades (R) afecta directamente el ángulo de retraso entre los puntos. En la figura siguiente se muestra la respuesta de la vibración y el ángulo de fase cuando cambia la relación entre la velocidad de operación y la velocidad crítica.

Figura 145 Cambio del ángulo de fase la variar la relación (R) velocidad operación- crítica



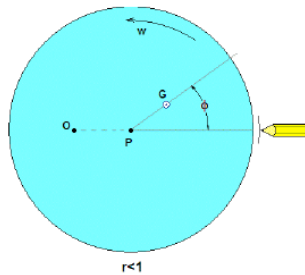
- ✓ Cuando la velocidad de operación es mucho menor que la velocidad crítica $R < 0.1$, tanto el ángulo y la amplitud tienden a cero, físicamente significa que la amplitud de la vibración es pequeña y el punto alto coincide con el punto pesado.

Figura 146 Angulo de retraso mecánico cuando la relación $R < 0.1$

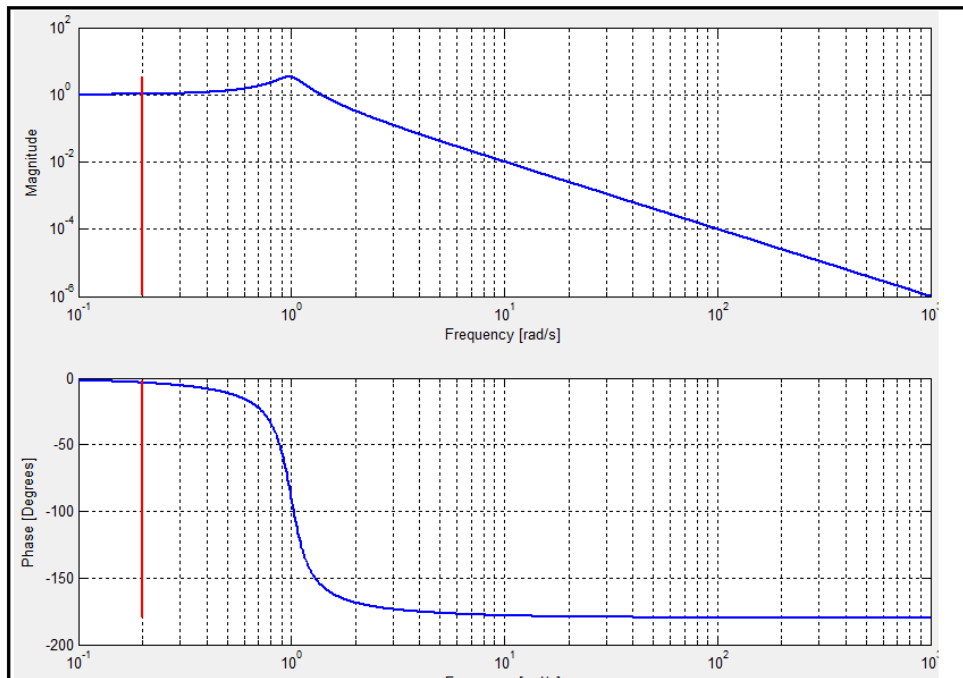


- ✓ Cuando la velocidad de rotación se va incrementando, acercándose a la velocidad crítica el punto alto se atrasa al punto pesado, cuando la relación $R < 0.5$ los puntos están cerca pero van aumentando igual que la amplitud.

Figura 147 Angulo de retraso mecánico cuando la relación $R < 0.5$

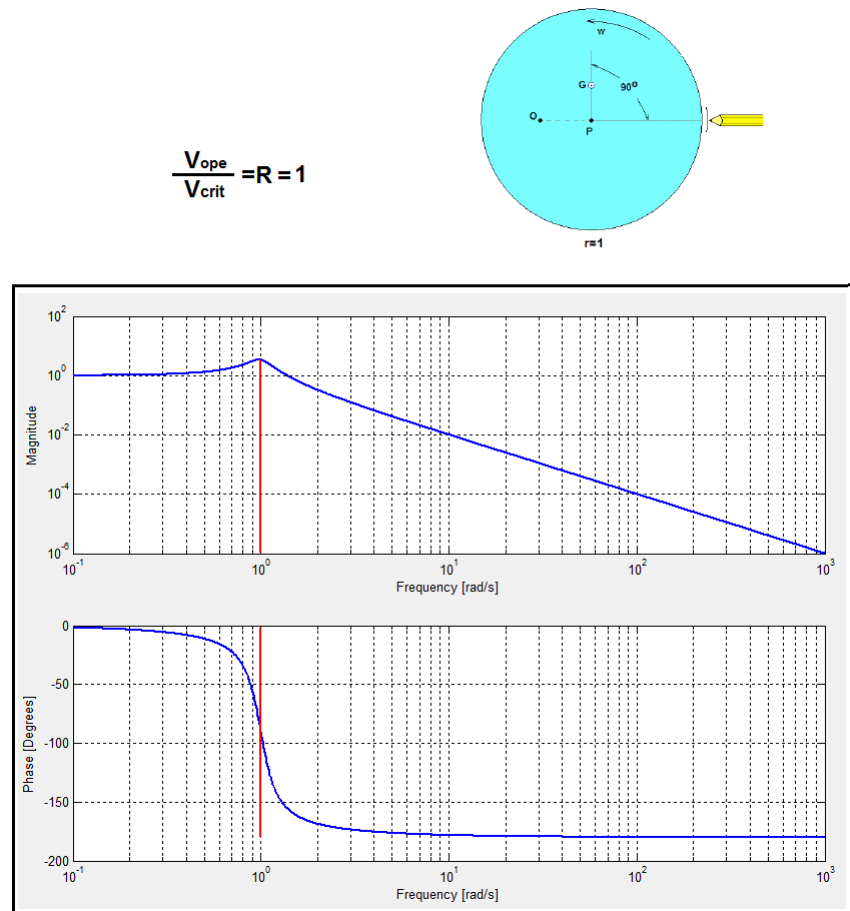


$$\frac{V_{ope}}{V_{crit}} = R < 0.5$$



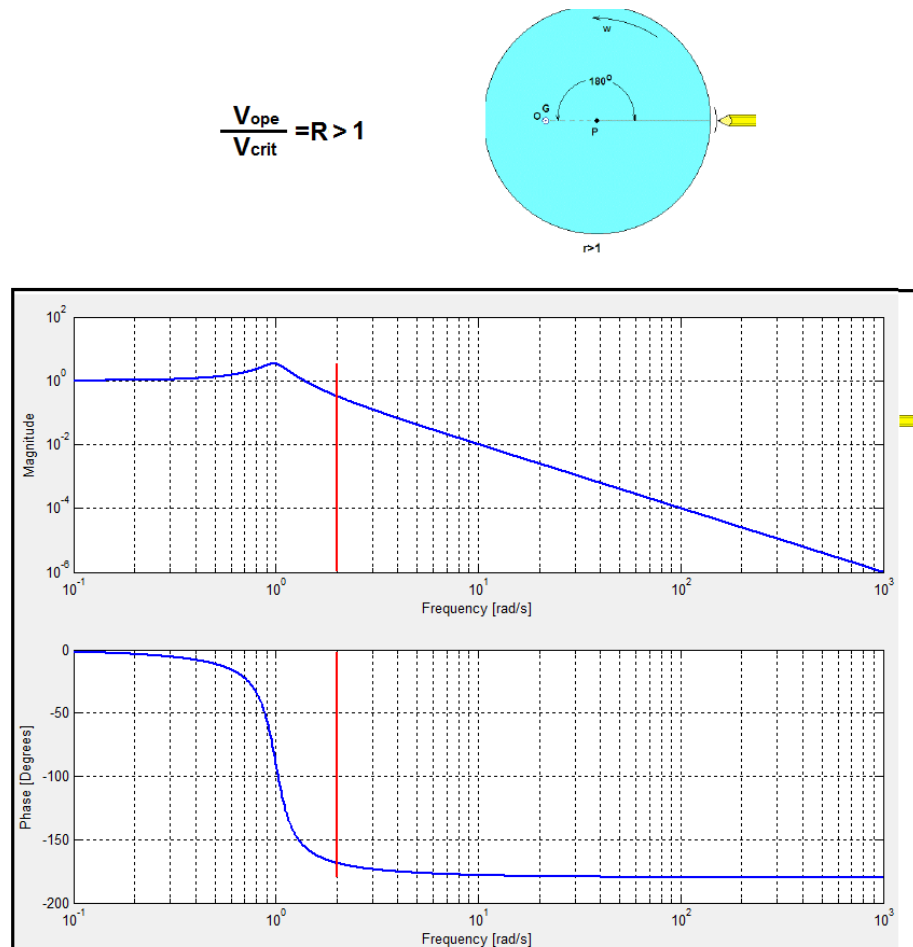
- ✓ El punto alto se retrasa del punto pesado casa vez más hasta llegar a los 90° en la velocidad crítica (entro e resonancia), la velocidad de rotación es exactamente igual a la crítica ($R=1$), el ángulo de fase es de 90° .

Figura 148 Angulo de retraso mecánico cuando la relación $R=1$ (resonancia)



- ✓ Si la velocidad de rotación se incrementa por encima de la velocidad crítica ($R>1$), la amplitud disminuye y el ángulo de fase se incrementa el ángulo de fase tiende a 180° . Físicamente el rotor tiende a rotar sobre su centro de masa, por lo que el punto alto se opone al punto pesado, la corrección se debe hacer en el punto alto (donde debe ir ubicado el peso de prueba).

Figura 149 Angulo de retraso mecánico cuando la relación $R > 1$ (superando la velocidad crítica)



7.3.6 Selección del peso de prueba

La selección del peso de prueba puede llegar a ahorrar tiempo, sino que también se puede evitar daños severos en la máquina (un peso inapropiado puede causar una fuerza muy grande). Los expertos sugieren un peso que no produzca una fuerza

que no sea más del 10% del peso estático del rotor de la máquina. El peso se podrá calcular con la siguiente formula:

$$W_{mp} = 56375.5 \frac{W}{N^2 * e}$$

W_{mp} = peso de prueba [onzas]

e = excentricidad del peso de prueba [pulg]

W_r = peso estatico rotor [libras]

N = velocidad rotor [rpm]

Se recomienda usar el peso más pequeño posible, si no hay ninguna respuesta a la vibración, significa que el peso de prueba es demasiado pequeño o el problema puede que no se un desbalance de masa.

7.3.7 Método de balanceo vectorial

El rotor debe opera a una velocidad de operación determinada. El procedimiento se describe en una serie de pasos en al siguiente tabla.

Tabla 20 Balanceo por el método vectorial “grafico”

1	Se debe tomar la vibración del rotor a velocidad de operación (primera corrida), obteniendo amplitud (V_0) y fase (Θ_0). La amplitud (V_0) es graficada a escala.
2	La masa de prueba debe ser seleccionada y ubicada en una posición conocida (ángulo Θ_{mp}), tomar la vibración a la misma velocidad (segunda corrida) y obtener amplitud (V_1) y fase (Θ_1). La nueva magnitud (V_1) representa el efecto de ambos (punto pesado y masa de

	prueba).
3	Se realizan los cálculos vectoriales, el vector diferencia $V_x = V_1 - V_0$ es el efecto de solo la masa de prueba. La masa correctiva está dada por la relación $m_c = m_p * \frac{ V_0 }{ V_x }$, el ángulo α donde debe ir la masa de corrección es calculado de los ángulos de los vectores graficados (el ángulo necesario para que el vector (V_x) quede paralelo a (V_0) pero en dirección opuesta)
4	La masa de corrección es puesta en el ángulo de corrección y se toma la vibración (Tercera corrida), se obtiene la amplitud (V_3) y el ángulo (Θ_3).
5	Se calcula el porcentaje de reducción dada por la siguiente relación $\%_{\text{red}} = \left \frac{V_0 - V_3}{V_0} \right * 100$, si el desbalance residual no cumple con la calidad del balanceo se debe repetir el procedimiento hasta conseguir un balanceo adecuado

Para entender el procedimiento se presentara un ejemplo, se quiere balancear un rotor que gira en sentido de las manecillas del reloj.

- ✓ Primera medida (vibración original): se obtuvo $A_0 = 50\mu m$; $\theta_0 = 190^\circ$ se trazar en el gráfico.
- ✓ Se debe establecer una escala numérica para que no se exceda en el papel.
- ✓ Colocar una masa de prueba en una posición conocida.

$$m_p = 75 \text{ gramos} \quad , \quad \theta_{mp} = 30^\circ$$

- ✓ Tomar la medida (vibración después de colocar la masa de prueba): se obtiene $A_1 = 30 \mu m$; $\theta_1 = 150^\circ$ se grafica en la hoja
- ✓ La resta entre $V_1 - V_0 = V_x$, el vector V_x es el efecto de haber colocado la masa de prueba se obtiene midiendo la magnitud de la hoja. Calcular la masa de corrección.

$$m_c = 75 * \frac{|50|}{|34|} = 110.3 \text{ gramos}$$

El ángulo medido en la hoja para que el vector V_x quede paralelo a V_0 en dirección opuesta es 36° .

- ✓ La masa de corrección se pone a partir de la posición de la masa de prueba, se suma y se debe tener en cuenta el sentido de giro del vector V_x . Para el caso es negativo porque va en sentido del giro del eje.

$$\alpha = |30 - 36| = 6^\circ \text{ o } 354^\circ$$

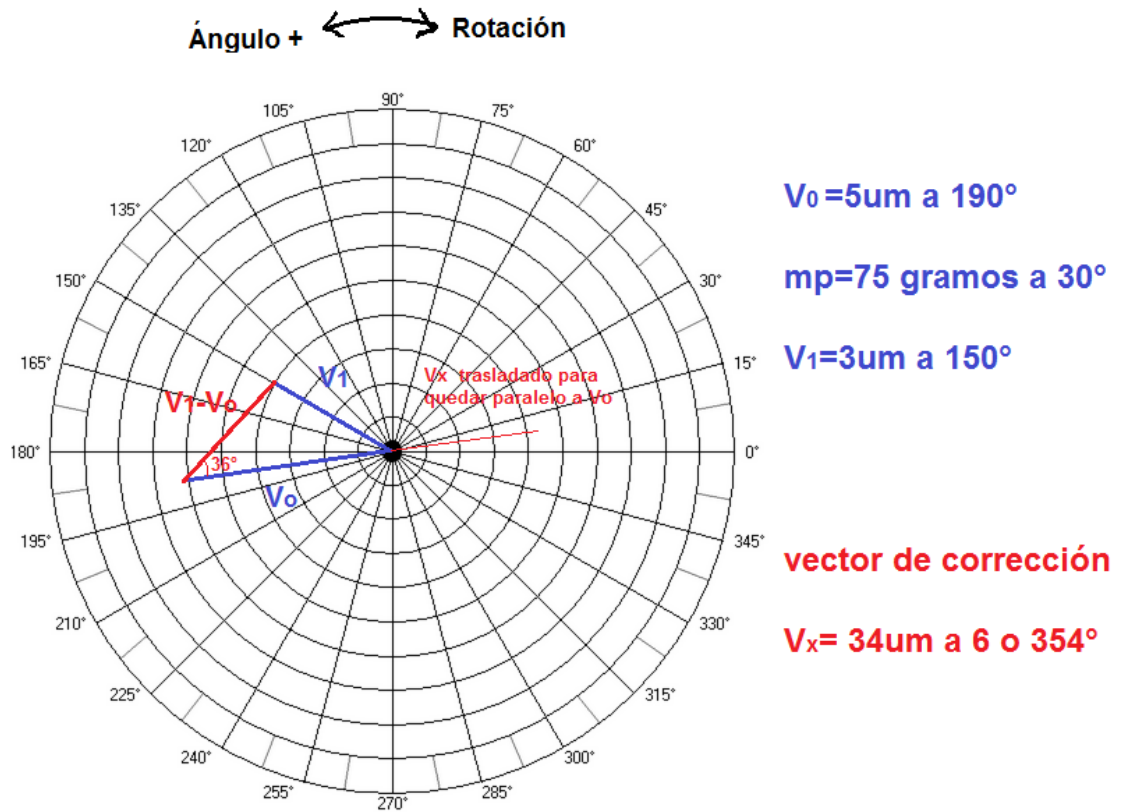
- ✓ Tomar la medida (vibración con la masa de corrección) se obtiene una reducción de vibración. $A_3 = 7 \mu m$; $\theta_1 = 65^\circ$ de desbalance residual. Se calcula el % de reducción.

$$\%_{\text{red}} = \left| \frac{50 - 7}{50} \right| * 100 = 86\% \text{ de reducción}$$

- ✓ Si el desbalance que queda en el rotor no es suficiente o no cumple con las normas de aceptación se debe realizar el procedimiento de nuevo hasta tener un nivel aceptable.

En la figura siguiente se muestran los vectores en el plano polar.

Figura 150 Plano polar con los vectores de vibración



Se presenta en la figura siguiente un programa en matlab para el cálculo de la masa de corrección y la ubicación. El programa sirve para varios planos de balanceo.

Figura 151 Programa en matlab para el cálculo de la masa de corrección y su respectiva ubicación

FAVOR INTRODUCIR LOS SIGUIENTES DATOS

Balanceo 1 plano

Balanceo 1 plano

Balanceo 2 planos

Balanceo 3 planos

Balanceo 4 planos

Balanceo 5 planos

Balanceo 6 planos

MEDICIÓN INICIAL

Amplitud [um]

Fase [°]

MEDICIÓN CON EXCITACIÓN

Masa 1 [gr]

Ángulo [°]

Medición

Amplitud [um]

Fase [°]

Selección de la cantidad de planos de medición

Datos de la medición original y de la masa de prueba

Obtención de la masa de corrección y su ubicación

Masa de Corrección [gr]

Ángulo de Ubicación [°]

7.3.8 Balanceo en dos planos (coeficientes de influencia)

Para el balanceo de dos planos o más se utiliza el programa de matlab que permite el cálculo de las masas de corrección para cada plano respectivamente. A continuación se describe el procedimiento:

- ✓ Se mide la vibración original V_{o1} en el plano 1 se obtiene amplitud y fase, lo mismo para el plano 2 se mide la vibración V_{o2} y se obtiene la amplitud y fase.
- ✓ Se coloca una masa de prueba (m_1) en el plano 1 y se mide la vibración V_{11} en el plano 1, también se mide la vibración V_{21} en el plano 2.
- ✓ Se retira la masa de prueba del plano 1.
- ✓ Se coloca una masa de prueba (m_2) en el plano 2 y se mide la vibración V_{12} en el plano 1, también se mide la vibración V_{22} en el plano 2.
- ✓ Se retira la masa de prueba del plano 2.

- ✓ Se calculan las masas correctivas m_{c1} y m_{c2} las cuales se colocan en los planos 1 y 2 respectivamente.

El programa recibe los datos de las mediciones y calcula las masas de corrección en su ubicación correspondiente para cada plano. En la siguiente imagen se muestra un el resultado de las masas para unos datos introducidos.

Figura 152 Cálculo de las masas de corrección en matlab, para un balanceo en dos planos

seleccionar planos

- Balanceo 1 plano
- Balanceo 2 planos**
- Balanceo 3 planos
- Balanceo 4 planos
- Balanceo 5 planos
- Balanceo 6 planos

MEDICIÓN INICIAL

Plano 1

Amplitud [um]

Fase [°]

Plano 2

Amplitud [um]

Fase [°]

INTRODUCIR LOS SIGUIENTES DATOS

MEDICIÓN CON EXCITACIÓN

Masa 1

Masa 1 [gr] Ángulo [°]

Plano 1

Amplitud [um]

Fase [°]

Plano 2

Amplitud [um]

Fase [°]

Masa 2

Masa 2 [gr] Ángulo [°]

Plano 1

Amplitud [um]

Fase [°]

Plano 2

Amplitud [um]

Fase [°]

Masas de corrección m_a y m_b en su respectivo ángulo

Plano 1

Masa de Corrección [gr]

Ángulo de Ubicación [°]

Plano 2

Masa de Corrección [gr]

Ángulo de Ubicación [°]

7.3.9 Niveles aceptables de vibración y desbalance residual

El desbalance residual que puede estar presente en un rotor sin afectar significativamente las condiciones de funcionamiento suave, es conocido como “desequilibrio admisible”. Los valores máximos del desequilibrio admisible han sido determinados en parte por experimentación y en parte por observaciones realizadas a lo largo de muchos años.

La Organización Internacional de Normas Técnicas, en su norma ISO 1940, presenta una clasificación de los rotores en varios grupos de acuerdo con el peso, la velocidad de operación, las exigencias de uso, la relación entre la masa rotativa y los componentes oscilatorios, el grado de rigidez de los apoyos o soportes del rotor, factores que influyen en la precisión de la corrección requerida, esto es, en el desequilibrio residual admisible. Las clasificaciones están denominadas por grados de calidad de balanceo.

Los grados de calidad de balanceo están clasificados en grupos separados uno del otro por un factor de amplificación de 2.5. No obstante, en algunos casos en que se requiere alta precisión puede ser necesaria una graduación más fina de la calidad de balanceo. A continuación en la siguiente tabla se presenta la clasificación de los grados de calidad del balanceo para un grupo de rotores rígidos.

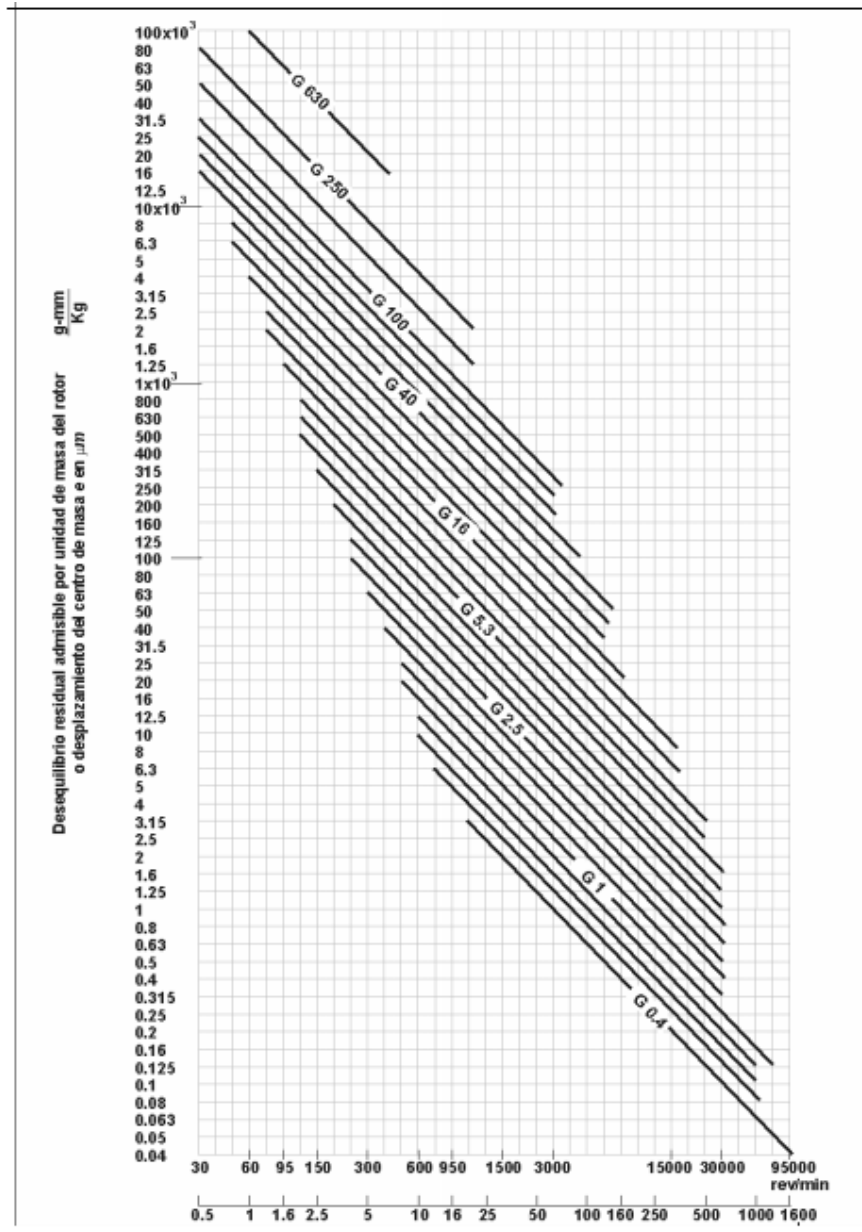
Tabla 21 Grados de calidad para un grupo de rotores rígidos

CALIDAD DE BALANCEO grados(G)	TIPO DE ROTORES EN GENERAL
G 4000	Sistema motriz de máquinas diésel de marina con número impar de cilindros, montadas rígidamente y con la velocidad del pistón < 9 m/s.
G 1600	Juegos de ejes rígidos montados en máquinas grandes de dos ciclos. (Comprende todo el sistema de transmisión).
G 630	Sistema motriz de máquinas grandes de cuatro ciclos montadas rígidamente, y ejes de máquinas en motores diésel marinos montadas elásticamente.
G 250	Sistema de rotores rígidos rápidos, motores diésel de cuatro cilindros y con velocidades de pistón superiores a 9m/s.
G 100	Sistema motriz de máquinas diésel con seis o más cilindros y velocidad > a 9 m/s. Sistema motriz total (a gasolina o diésel), para carros, camiones, locomotoras
G 40	Ruedas de automotores, rines, conjuntos de ruedas, ejes de transmisión. Sistema motriz de máquinas rápidas de cuatro ciclos (gasolina o diésel) con seis o más cilindros. Sistema motriz de carros, camiones y locomotoras.
G 16	Ejes de transmisión (propulsores, cardanes) con requerimientos especiales. Partes de maquinaria de trituración, de maquinaria agrícola, partes individuales de máquinas para autos, camiones, locomotoras. Sistema motriz de motores con seis o más cilindros bajo requerimientos especiales.
G 6.3	Ejes de máquinas de plantas de proceso. Engranajes principales de la turbinas. Tambores, centrífugas. Ventiladores (ensamblado el rotor). Volantes- impulsores de bombas. Máquinas herramientas y partes generales de maquinaria. Armaduras de motores eléctricos.

	Componentes individuales de motores bajo condiciones especiales.
G 2.5	Turbinas a gas y a vapor, rotores rígidos de turbogeneradores - rotores - turbocompresores - transmisiones de máquinas herramientas. Armaduras de motores eléctricos medios y grandes con requerimientos especiales. Armaduras eléctricas pequeñas. Conjunto turbina - bomba.
G1	Sistema de accionamiento de tocadiscos, fonógrafo, y gramófonos. Mecanismo de máquinas esmeriladoras. Armaduras eléctricas pequeñas con requerimientos especiales.
G 0.4	Rotores, discos y armaduras de máquinas rectificadoras. Giróscopos.

Fuente: Vibraciones Mecánicas, Alfonso García, 2001

Figura 153 Límites para grados de calidad del desbalanceo residual de acuerdo a ISO 1940



Fuente: Vibraciones Mecánicas, Alfonso García, 2001

7.4 ALINEACIÓN EN MÁQUINAS

Junto con el desequilibrio, la desalineamiento es otra de las principales causas de las vibraciones no deseadas. El defecto se puede lograr por fallas en los alojamientos de cojinetes, casquillos, soportes y otros componentes. El requisito principal de una buena alineación es que la rotación del eje debe ser tan concéntrica como sea posible, también elimina tensiones y por lo tanto asegura un funcionamiento suave y sin vibraciones del equipo.

La desalineación de los extremos del eje puede ser influenciados durante la operación normal debido a las siguientes razones:

- ✓ La expansión térmica de los soportes
- ✓ Las tensiones de tuberías
- ✓ La deformación de las estructuras
- ✓ Modificaciones en el pandeo del rotor por un aumento de la temperatura.

7.4.1 Técnica de alineación de ejes

Hay muchos métodos para alinear una máquina. El método apropiado se selecciona basándose en el tipo de máquina, velocidad de rotación, la importancia de la máquina en la producción, la política de mantenimiento y tolerancias de alineación.

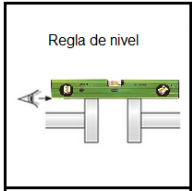
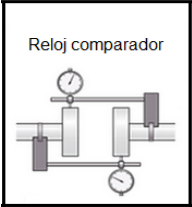
Puede ser posible utilizar sólo una regla de nivel para alinear máquinas rotativas que operan menor de 1500 rpm, la precisión en la tolerancia puede estar en el rango de 0.3-0.8 mm. Máquinas que funcionan a una velocidad de 3.000 rpm y superior, que están en el rango de potencia media de 20 kW-1 MW y se instalan con los componentes frágiles como sellos mecánicos y juntas de expansión, se deben alinear con tolerancias no más de 0,1 mm. Este requisito hace necesario el uso de comparadores como medidores de línea y los métodos con errores

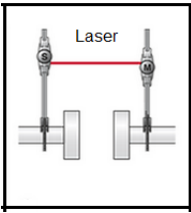
mínimos residuales. La mayoría de las máquinas entran en esta categoría, y por lo tanto los métodos disponibles se nombran a continuación.

- ✓ Alineación con regla de nivel
- ✓ Alineación con un reloj comparador
- ✓ Alineación con laser

A continuación se presenta una tabla comparación de los métodos generales de alineación de ejes.

Tabla 22 Técnicas generales de alineación de ejes

Técnica	Precisión	Velocidad	Facilidad de uso
<p>Regla de nivel</p>  <p>Regla de nivel</p>	mala	Buena	Buena
<p>Reloj comparador</p>  <p>Reloj comparador</p>	Buena	Mala	Mala

Laser			
	Buena	Buena	Buena

Fuente: Adaptado de <http://www.skf.com/co/products/maintenance-products/alignment-tools/index.html>

7.4.2 Alineación por láser

Alineación con relojes comparadores proporciona un buen grado de precisión, pero estos métodos exigen habilidad, entrenamiento y experiencia de parte del analista. En consecuencia, estos métodos son propensos a errores y puede tomar una cantidad considerable de tiempo. El método de alineación por láser supera las desventajas mencionadas anteriormente, sea convirtiéndolo en el método preferido y práctico de la alineación para la mayoría de las máquinas.

Debido a los recientes avances en esta técnica, la alineación, la recogida y cálculos de datos se han convertido en forma rápida y precisa. Algunos sistemas de láser necesitan menos de un cuarto de giro del eje para producir muy buenos datos de corrección. Estos se incorporan en las tolerancias de alineación del instrumento, y por lo tanto no hay necesidad de un experto para juzgar sobre la calidad de la desalineación residual.

Una ventaja de este tipo de alineación es que los rayos láser pueden viajar a grandes distancias, y por lo tanto la alineación de máquinas relativamente lejanas se puede hacer de forma fácil y precisa.

El sistema de alineación láser comprende un analizador y dos cabezales con láser. Los cabezales son montados en los dos ejes para que los rayos de láser choquen entre sí, cada cabeza tiene un emisor y el receptor. Cuando se giran los

ejes, los receptores rastrean el movimiento de los rayos y los valores son transmitidos al analizador. Los datos requeridos de la maquinaria son las distancias entre apoyos, cabezas-apoyo y son introducidos inicialmente en el analizador. Los datos de los cabezales y los datos de maquinaria se utilizan para determinar con precisión las correcciones de los ejes.

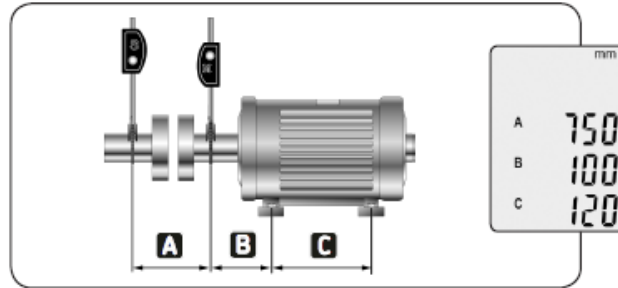
En siguiente figura se muestran los cabezales y distancias requeridas para el alineador de ejes TKSA 20 de SKF.

Figura 154 Alineador de ejes TKSA 20 de SKF



Fuente: Manual de instrucciones para del alineador de ejes TKSA 20 de SKF, 2010

Figura 155 Medidas requeridas por el instrumento para realizalas correcciones respectivas



Fuente: Manual de instrucciones para del alineador de ejes TKSA 20 de SKF, 2010

5.1.1 Tolerancias de alineación

En la práctica, es casi imposible obtener una compensación de cero, por lo tanto las máquinas tienen cierta falta de alineación residual. Esta falta de alineación residual tiene poco o ningún efecto perjudicial sobre el funcionamiento de las máquinas. La siguiente tabla nos proporciona los valores de desalineación residuales que son seguros. Los valores se basan en la velocidad de funcionamiento de la máquina.

Tabla 23 Tolerancias de alineación

Velocidad [rpm]	Excelente		Aceptable	
	Compensar (offset) [mils]	Angular [mils/in]	Compensar (offset) [mils]	Angular [mils/in]
<500	5	1.5	6	2
500-1250	4	1	5	1.5
1250-2000	3	0.5	4	1
2000-3500	2	0.3	3	0.5
3500-7000	1	0.25	2	0.3
>7000	0.5	0.2	1	0.25

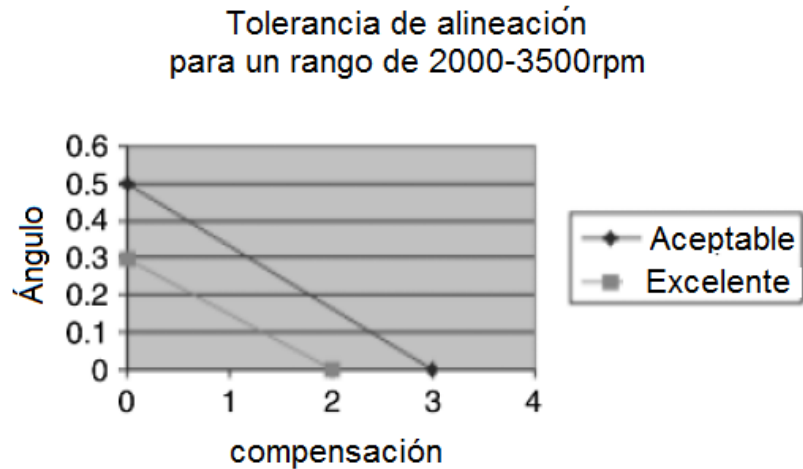
Fuentes: CSI UltraSpec - Easy Manual Alinear Paresh Girdhar y Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance, 2004

En la práctica, una combinación de los dos es más común y se deben tener en cuenta tolerancias para esta combinación. Por ejemplo, una máquina está funcionando a 3.000 rpm y los datos desalineación residual son:

desplazamiento: 2.6 mils , angular: 0,25 mil /in.

En términos puros, estos valores serían aceptables. Sin embargo, se comprueban si la combinación de los dos es aceptable. Para lograr esto, se hace un gráfico que da una perspectiva mejor. La figura siguiente es la gráfica de las tolerancias para un rango de 2000-3500rpm con alineación residual de 2.6 mils de desplazamiento y 0.25 de angular mils/in

Figura 156 Grafica de 0.25 mils/in angular y 2.6 mils de desplazamiento para un rango de tolerancia residual de 2000-3500rpm.



Fuente: Paresh Girdhar, Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance, 2004

7.5 CUESTIONARIO DEL TEMA EN GENERAL DE BALANCEO

- ✓ Los rotores se clasifican según el comportamiento elástico en:
 - a) Elástico-súper-elástico
 - b) Rígido - elástico
 - c) Flexible-rígido-
 - d) Rígido-duro
 - e) Suaves y duros

- ✓ En el desbalance estático una vez detectado, se hace la corrección retirando masa del lado opuesto al lado pesado o adhiriendo masa al lado

pesado, por aproximaciones, hasta lograr que el rotor se estabilice en posiciones aleatorias (este es un método aproximado):

- a) Verdadero
- b) Falso-

✓ En General para las mismas condiciones de velocidad, a mayor masa en desequilibrio es menor el desbalance:

- a) Verdadero
- b) Falso-

✓ En un rotor cuya masa no puede ser considerada concentrada en un plano, sino distribuida en una longitud axial $L > D/2$ y con frecuencia de 45 Hz , se requiere:

- a) Un plano de balanceo-
- b) Dos planos de balanceo
- c) Tres planos de balanceo
- d) No hay desbalanceo
- e) Todas las anteriores

✓ causas comunes del desequilibrio son:

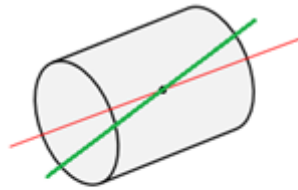
- a) Desgaste
- b) Corrosión- material no homogéneo
- c) Distorsión térmica-asimetría de diseño
- d) Tolerancia de ensamble
- e) Todas las anteriores-

✓ Se dice que el desbalance es de par cuando el eje longitudinal principal de inercia del rotor no intercepta al eje de rotación en el centro de masas del propio rotor

- a) Verdadero

b) Falso-

✓ según la figura indique que tipo de desbalance es:



Eje de rotación ———

Eje principal de inercia ———

- a) estático
- b) par-
- c) combinado
- d) dinámico
- e) ninguno de los anteriores

8 PRUEBAS EN MÁQUINAS

Las pruebas en máquinas y el monitoreo periódico son orientadas para ganar información acerca del diseño y la condición de una máquina. Una máquina es examinada por varias razones: aceptación, datos de referencia para el monitoreo periódico, comprobación del diseño (amortiguación y frecuencias naturales), diagnóstico de la falla, evaluación de la condición y balanceo.¹¹⁷

8.1 PLANES DE PRUEBA

Es un error generar un plan de pruebas en un sitio donde se necesita una referencia. Es necesario pensar sobre el objetivo de la prueba y las especificaciones relacionadas de la prueba para que no se pierdan datos importantes. El plan de pruebas debe incluir la descripción de la máquina, los tipos de pruebas y los datos a ser adquiridos, cargas, velocidades, configuración de la máquina y las condiciones del proceso. En la Tabla 8.1, se observa un plan de adquisición de datos elaborado para analizar la falla y la condición de una turbina que acciona un generador a través de una caja de engranajes (Figura 157) utilizando las mediciones en la carcasa y en el eje. Es importante que para la práctica se defina en el plan la velocidad y la carga de la máquina.¹¹⁸

Los datos adquiridos se utilizan para realizar el análisis de la forma de la onda en el dominio del tiempo, espectro, fase, órbita, tiempo sincrónico y de canal cruzado (dual). El 1er registro involucra la toma de datos horizontales, verticales y axiales en el gobernador de la turbina y del generador, para permitir el filtrado a la

¹¹⁷ ESHLEMAN. Op. cit., p 6.1

¹¹⁸ Ibid.,p.6.1

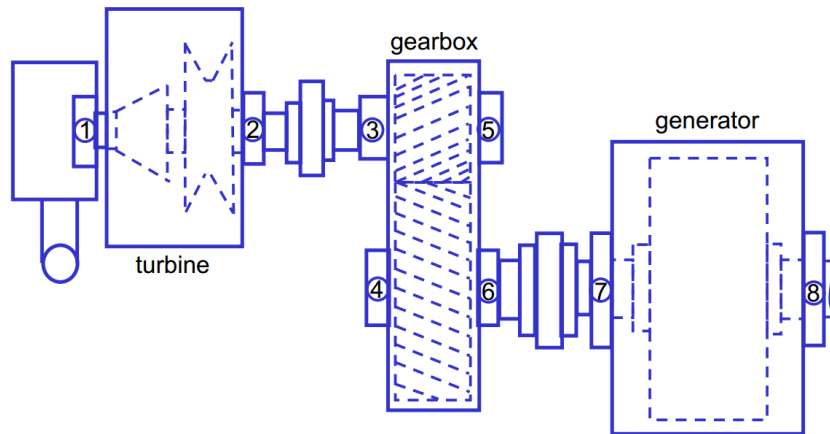
velocidad de operación (1X), el promedio del tiempo sincrónico y el análisis del ángulo de fase axial a 1x.

Tabla 24 Plan de adquisición de datos para un turbo generador

Record no.	Measure (units)	Recorder Channel								Purpose
		1	2	3	4	5	6	7	8	
1	Velocity	1X	1Y	1Z	2X	2Y	2Z	1T	7T	Basic Turbine Analysis
2	Velocity or Acceleration	3R	3A	5R	5A	6R	6A	1T	7T	Basic Gearbox Analysis
3	Velocity	7X	7Y	7Z	8X	8Y	8Z	1T	7T	Basic Generator Analysis
4	Displacement (Pk to Pk)	1V	1H	2V	2H	thrust A	thrust B	1T	7T	Turbine Shaft Vibrations
5	Displacement (Pk to Pk)	7V	7H	8V	8H	3V	3H	1T	7T	Generator/ Gearbox Shaft Analysis
6	Displacement (Pk to Pk)	6V	6H	4A	4R	3A	5A	1T	7T	Gearbox Shaft/ Casing Analysis
7	Velocity	1Y	2Y	3R	6R	7Y	8Y	1T	7T	Cross Sensitivity
8	Velocity	1X	2X	3A	6A	7X	8X	1T	7T	Cross Sensitivity
9	Velocity	3Z	4Z	5Z	6Z	2Z	7Z	1T	7T	1X Phase Analysis

Fuente: Experimental Vibration and Machinery Analysis Course, Mechefske C. 2010

Figura 157 Localización de los puntos de medición



Fuente: Experimental Vibration and Machinery Analysis Course, Mechefske C. 2010

En el 2do Registro se toman los datos del análisis de la caja de engranajes, incluyendo la velocidad para las vibraciones a la velocidad de operación y aceleración para las vibraciones de frecuencia de engrane. El 3er Registro proporciona los datos de referencia de la carcasa para el análisis del generador. El 4to y 5to Registro tienen que ver con la adquisición de vibraciones del eje en el turbogenerador y en el eje del engranaje para el análisis de órbitas. El 6to Registro le corresponde las vibraciones del eje y carcasa para el análisis de la caja de engranajes. El 7mo y 8vo registro se obtienen del canal dual para el análisis de sensibilidad cruzada. El 9no Registro proporciona los datos para el análisis de fase a la velocidad de operación para las tres máquinas.

De lo anterior se distingue que los elementos de un plan de prueba son:

- Descripción de la máquina
- Tipo de prueba a realizar
- Datos por adquirir
- Cargas, potencias
- Velocidades (rpm)

- Configuración de la máquina
- Condiciones de proceso

Después de una puesta a punto de la máquina es necesaria, antes de ejecutar un plan de toma de datos de vibraciones, realizar varias pruebas de impacto, arranque y parada, para identificar las frecuencias naturales. El plan de adquisición de datos, en todos los casos requiere de una descripción completa del equipo y de la posición de los puntos de medida tal y como se observa en la Figura 157.

Hay que tener en cuenta las diferentes pruebas que se le pueden realizar a una máquina y sus objetivos. Las pruebas de impacto y arranque y parada se utilizan para hallar frecuencias naturales y velocidades críticas. Las pruebas de aceptación se orientan para determinar si o no el equipo nuevo o reparado se encuentra dentro de las especificaciones de compra. Las pruebas de referencia son utilizadas para adquirir datos de vibración que son normales en la máquina. Las pruebas de calibración están orientadas para obtener información sobre la sensibilidad al peso de balanceo y el retraso del ángulo de fase de la máquina.

8.2 SELECCIÓN DEL EQUIPO DE PRUEBA

Después de planificar la adquisición de datos se tiene que hacer una buena selección del equipo requerido para ejecutar la prueba. El equipo seleccionado depende de los objetivos del plan de adquisición y de las herramientas disponibles. Si por ejemplo están involucradas bajas frecuencias hay que seleccionar el transductor apropiado para que la ventana de frecuencias y amplitudes donde se encuentre la información de interés para que sea adquirida apropiadamente, en este caso un transductor que trabaje en la ventana de 0 a 20

Hz con su respectiva amplitud en unidades de desplazamiento sería lo ideal (referirse a la simulación de Niveles de Vibración).

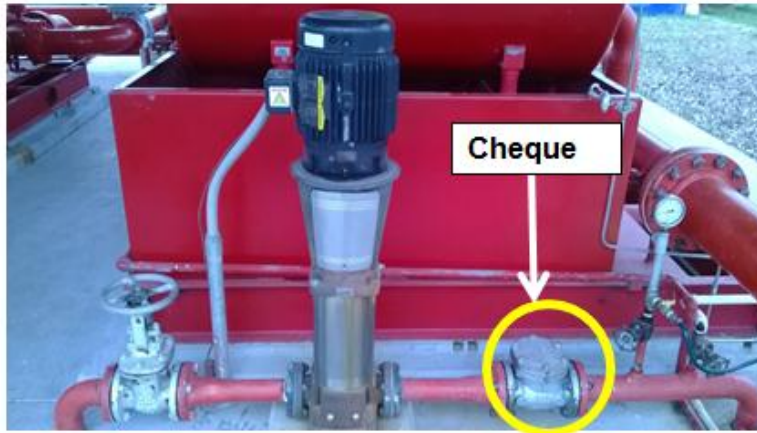
Dada la situación en donde sea preciso analizar datos en el arranque o parada de la máquina donde los tiempos de establecimiento sean cortos, puede que un analizador FFT no sea el adecuado, en cambio un filtro de rastreo puede ser requerido. ¹¹⁹

8.3 INSPECCIÓN EN EL SITIO

Para dar un buen diagnóstico del análisis de la prueba es importante hacer una inspección al sitio donde se encuentra operando la máquina y ella misma también. Los pernos, la cimentación, la lechada del cemento, las tuberías y las condiciones térmicas son varios de los factores pueden afectar los datos de vibraciones tomados, esto generalmente se debe a que en la instalación de la máquina en el lugar de operación no se tuvo una apropiada planificación de los factores que facilitarían un mantenimiento predictivo. Las vibraciones que no son componentes de la velocidad de operación deberían ser analizadas para su eliminación mediante el estudio del medio ambiente cuando el equipo no se encuentre operando haciendo uso del promediado en el tiempo de los datos.

¹¹⁹ Ibid.,p.63

Figura 158 Bomba jockey de un sistema contra incendios



Como ejemplo de la inspección en el sitio para revisar las condiciones de operación antes de un análisis de vibraciones se puede observar el montaje realizado en la Figura 158, donde se observa una bomba jockey de un sistema contra incendios, se puede detallar en la Figura 158 que el cheque en la parte derecha de la bomba está exageradamente cerca de la bomba lo que ocasiona una falla prematura en el sello mecánico de la misma. En caso de un análisis de vibraciones habría que detallar esta situación debido a que en el espectro de la bomba puede incluso que no salga la vibración correspondiente al cheque, y si sale notar que en este caso dicha vibración no tiene relación alguna con la velocidad del eje de la bomba. Para corregir esta falla es preciso revisar el montaje para que de esa forma se pudiera ubicar el cheque lo más lejos posible, otra solución sería implementar aisladores que amortiguaran la vibración.

8.4 PRUEBAS DE MEJORA

A menudo llamadas pruebas de análisis, se desarrollan al inicio del programa para facilitar el diseño de las piezas de una máquina con el objetivo que estas puedan

soportar los ambientes vibratorios en su servicio. Consiste generalmente en determinar la frecuencia de resonancia de algún componente montado dentro del equipo mediante la aplicación de una excitación sinusoidal con frecuencia variable (slowing-varying frequency), usualmente llamada prueba de barrido sinusoidal (swept sine wave test). Se utiliza el seno porque sus características determinísticas aportan simplicidad a la hora de su implementación y análisis. En contraste se contempla un ambiente donde la vibración es estacionariamente aleatoria cuya implementación y análisis se vuelve tediosa debido a las características intrínsecas de la vibración, pero con el software apropiado de reducción de datos, el tiempo para realizar un análisis extenso de la forma modal en el equipo es reducido considerablemente. Hay que aclarar que en ninguna de las dos pruebas las características de la vibración tales como su magnitud y frecuencia no están relacionadas a los ambientes reales a los cuales el equipo es expuesto durante su operación.

8.5 PRUEBAS DE ACEPTACIÓN

Las pruebas de aceptación están basadas en la especificación de compra que incluye los procedimientos, posiciones de tomas de medidas, condiciones de proceso, las medidas y como se procesan y los niveles aceptables de vibración. Si ninguna especificación existe, una prueba de referencia debería realizarse y los datos ser comparados con los estándares de vibraciones similares a los estándares ISO. La prueba de referencia debe reflejar las condiciones de operación de la máquina y del ambiente de la mejor manera posible. La Norma

ISO 2732¹²⁰, contiene información sobre el montaje de los equipos, las medidas a ser usadas, las posiciones del transductor y los niveles de aceptación.

Las pruebas de aceptación pueden diferir en caso que una falla ocurra, puede ser durante el servicio lo que se refleja en pérdidas económicas cuantiosas y/o sea latente a la afectación del personal de operación de la máquina. En este caso todos los componentes de la máquina están sujetos a una prueba de aceptación. De lo contrario, se seleccionan componentes de acuerdo a un muestreo estadístico para que se prueben de acuerdo a los niveles requeridos de aceptación para obtener en el promedio de resultados de salida con la calidad requerida.

8.6 PRUEBAS DE REFERENCIA

Estas pruebas se usan para determinar la naturaleza y nivel de las vibraciones normales de una máquina, estas se realizan antes y durante el programa de monitoreo periódico. Durante el monitoreo la condición del equipo se encuentra en observación hasta que los niveles de vibración cambien, y es en ese momento cuando las acciones de mantenimiento se deben realizar. En adición, hay que evaluar si los niveles de vibración son sospechosamente altos después de una instalación, debido a que esos problemas pueden estar ligados seguramente a problemas de instalación (pata coja, mala alineación), o por problemas de diseño tales como resonancia o velocidades críticas que se producen.

¹²⁰ ISO 2372, 1974. Mechanical Vibrations of machines with operating speeds from 10 to 200 [RPS], Citado por ESHLEMAN, Ronald. Análisis de vibraciones I. p. 6.4

8.7 ESPECIFICACIONES Y ESTÁNDARES

No solo basta con hacerle una prueba al equipo (sin importar cuál), es importante tener claro las especificaciones, en cuanto a parámetros de operación y niveles de vibración, de los equipos por adquirir (Sea para comprar o reparar) para conseguir equipos y servicios de calidad dependiendo del tipo de operación que se necesite para así evitar los malentendidos y poder resolver diferencias de opinión antes de la compra y para establecer una metodología de pruebas del equipo sin controversias. La idea es que todos los que participen del proceso de adquisición deben entender y estar de acuerdo en los parámetros de evaluación.

En cuanto al establecimiento de los niveles de vibración soportados por un equipo dependiendo de la exigencia de la prueba deben tenerse en cuenta los siguientes pasos:

- Medición o pronóstico del espectro en el lugar de operación de la máquina
- Agrupación de espectros medidos o pronosticados por zonas
- Determinación de los límites de las zonas
- Selección de los niveles de prueba especificados

En primer lugar hay que determinar si el equipo en cuestión va a ser instalado en un sistema existente (e.g el alternador de un carro) o si va a ser instalado en un sistema ya existente en cuyo caso se podrían medir las vibraciones en los puntos donde iría apoyado el equipo, de lo contrario tendría que estimarse dichos niveles. Estos niveles especificados deberían ser realistas para el tipo de servicio de la máquina. Un nivel de vibración global de $0.05 [IPS]_{rms}$ no debería ser especificado en equipos reciprocantes a menos que esté montado con aislamientos especiales.

Es mejor usar los estándares existentes (ver Tabla 8.3) como pautas para preparar una especificación. La medida especificada debería ser distinta y

estrechamente definida. La velocidad de vibración debería especificarse en unidades distintas de IPS. Se tiene que ser riguroso con la definición de los niveles en los que se va a dar la amplitud, es decir, es el pico total, pico derivado ($1.414 \times$ valor global rms), pico componente, o global en rms con un rango de frecuencia especificado a ser medido. Estos niveles pueden variar tanto como tres o cuatro a uno, dependiendo del método utilizado para procesar. Sin duda, las equivocaciones en la orientación del instrumento pueden ocurrir a menos que el método de procesamiento de la señal sea distinto al descrito.

El acuerdo dominante en cuanto a estandarización correspondiente a impacto y vibraciones es la ISO (International Organization for Standardization) y la IEC (International Electrotechnical Commission). Los integrantes estadounidenses de la ISO y la IEC son la ANSI (American National Standards Institute) y la USNC/IEC (United States National Committee of the International Electrotechnical Commission). La USNC/IEC es un comité de la ANSI, donde esta última desarrolla estándares con ayuda de expertos provenientes de la ISO y la IEC.

La ISO está conformada por comités técnicos (TC) que en el caso específico de los impactos y vibraciones mecánicas le corresponde el comité 108 compuesto por seis subcomités (SCs) que son responsables por cualquier estándar relacionado al tema ya mencionado. Por ejemplo ISO TC 20 (comité técnico 20 de la ISO) es responsable por estándares en cuanto a Aeronaves y vehículos espaciales, ISO TC 43 (Acústica), ISO TC 159 (Ergonomía).

En la actualidad dependiendo de la temática se encuentran un sin número de normas, depende de la persona en cuestión escoger las que más se acomoden a su situación, para facilitarle al lector la selección de las normas, los autores han propuesto una agrupación basada principalmente en el trabajo de Chris Mechefske Monitoreo de la Condición y las Diapositivas del Prof. Dr. Josef Kolerus Estándares para monitoreo y diagnóstico en la Figura 159 con sus respectivas

siglas en la Tabla 158. En la Tabla 8.4, se aprecia una descripción de las normas más importantes en cuanto a vibraciones mecánicas según la empresa SINAIS.

Tabla 25 Siglas usadas

SIGLAS	Abreviación	Significado
PWI	Preliminary Work Item	Trabajo Preliminar (Sin terminar)
AWI	Approved new Work Item	Tema aprobado
CD	Committee Draft	Borrador del comité
FCD	Final Committee Draft	Borrador final del comité
DIS	Draft International Standard	Borrador del Estándar Internacional
FDIS	Final Draft International Standard	Borrador final del Estándar Internacional
IS	International Standard	Estándar Internacional
TR	Technical Report	Reporte Técnico
CM-Tr&Cert	Condition Monitoring- Training and Certification	Entrenamiento y Certificación en Monitoreo basado en la condición

Tabla 26 Resumen de Estándares Internacionales según actividades

Categoría	Documento de referencia	Comité TC/SC ISO Responsable	Documentos relacionados
Vocabulario	ISO 2041	TC 108	ANSI S2.1
Movilidad	ISO 7626	TC 108	ANSI S2.31-34
Aislamientos	ISO2017	TC 108	ANSI S2.8
Balanceo	ISO 1940	TC 108/SC1	ANSI S2.19, S2.42 y S2.43
Balanceo de Maquinas	ISO 2953 ISO 1925 ISO 1940	TC 108/SC1	ANSI S2.38
Maquinaria	ISO 7919, ISO 10816	TC 108/SC2	ANSI S2.13, S2.40 y S2.41
Vehículos	ISO 8002	TC 108/SC2	
Embarcaciones	ISO 4867, 4868, 6954 y 10055	TC 108/SC2	ANSI S2.16 y S2.25; MIL-STD-167
Edificaciones	ISO 4866 y	TC 108/SC2	ANSI S2.47

	8569		
Calibración	ISO 5347 y 16063	TC 108/SC3	ANSI S2.2
Respuesta en Personas	ISO 8041	TC 108/SC3	
Exposición en Personas	ISO 2631, 5349, 6897, 8727 Y 13090	TC 108/SC4	ANSI S3.18, S3.29 y S3.34
Sistemas de Generación	ISO 5344, 6070 y 8626	TC 108/SC6	ANSI S2.5, S2.45, S2.48 y S2.58
Máquinas de Impacto	ISO 8568	TC 108	ANSI S2.3, S2.14 y S2.15

Fuente: Harri's Shock and Vibration Handbook, Harris C, Piersol A, 2002

Figura 159 Clasificación de Estándares según los autores

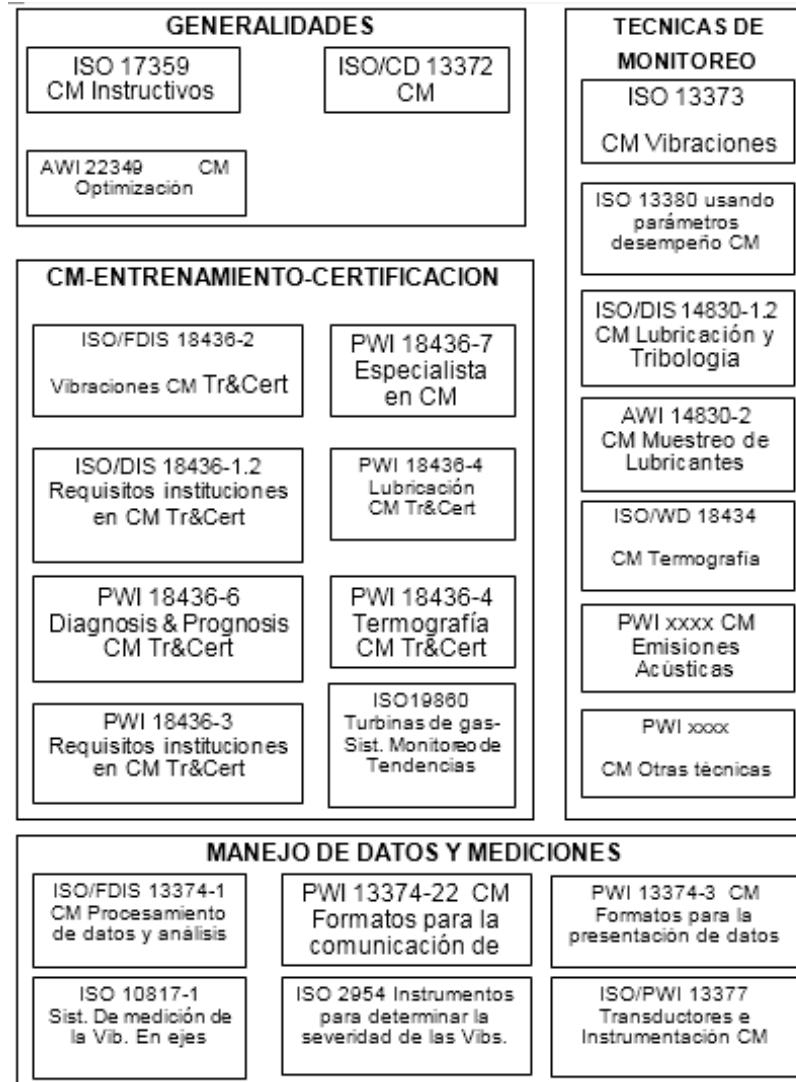


Tabla 27 Descripción de las normas más importantes en vibraciones mecánicas

Org.	Código	Año	Descripción
ISO	ISO 2372/2373	1974	Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. La ISO 2373 constituye una adaptación especial de la ISO 2372 para motores eléctricos, y se aplica a motores de corriente alterna trifásica y a motores de corriente continua con alturas de eje entre 80 y 400 mm.
ISO	ISO 3945	1985	Medida y evaluación de la severidad de vibración en grandes máquinas rotativas, in situ con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s.
ISO	ISO 10816	1995	Vibración mecánica. - Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas. Reemplaza la ISO 2373 e ISO 3945.
ISO	ISO 7919	1996	Vibración mecánica de máquinas no alternativas - Medidas en ejes rotativos y evaluación.
VDI	VDI 2056	1964	Evaluación de vibraciones mecánicas de maquinaria rotativa. Basada en la ISO 2372. Reemplazada por la ISO 10816.
VDI	VDI 2059	1985	Vibración en los ejes de turbos. Medición y evaluación
ANSI	AS 2526	2003	Vibración mecánica. - Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas. Este estándar es idéntico y ha sido reproducido a partir de la ISO 10816-1:1995.
IEC	IEC 34-14:1996	1996	Vibraciones mecánicas de determinadas máquinas con altura de eje igual o superior a 56 mm.

			Medición, evaluación y límites de la intensidad de vibración.
AENOR	UNE EN 60034-14:1997	1997	Vibraciones mecánicas de determinadas máquinas con altura de eje igual o superior a 56 mm. Medición, evaluación y límites de la intensidad de vibración. Basada en la IEC 34-14, acaba de salir la revisión del 2004, denominada por AENOR UNE EN 60034-14:2004 y correspondiente a la norma IEC 60034-14:2003
BSI	BS 7853	1996	Vibración mecánica. - Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas. Basada en la ISO 10816-1:1995.
API	API 670	1993	Monitoreo en tiempo real y protección de maquinaria crítica.

Fuente: Curso de Vibraciones (En línea), Sinais Ingeniería de mantenimiento

8.8 PRESENTACIÓN DE DATOS (REPORTES)

Dependiendo del cliente el tipo de reporte se tiene que ajustar, es decir, si el cliente tiene personal capacitado es posible brindarles un reporte bien detallado del análisis, o en el caso contrario ser muy preciso y concreto en las conclusiones y recomendaciones, pues esto es lo que va usar el cliente para aplicar las acciones correctivas. De cualquier manera como se presenten los datos determinará si estos son buenos o no, si serán o no apropiadamente procesados, valiosos para el análisis de falla, para la evaluación de la condición y la prueba de referencia. En cuanto a los datos de la prueba de aceptación son generalmente un formato simple que involucra niveles globales simples.

Los datos espectrales que son apropiadamente presentados proporcionan la resolución y el rango dinámico suficiente para discernir las frecuencias y amplitudes importantes.

En determinados casos la onda debería ser presentada, esto cuando se le está haciendo un estudio exhaustivo a los rodamientos de la máquina u otros tipos de falla en cuyo análisis sea fundamental la onda de tiempo. Los detalles de las variaciones de la forma de onda deberían ser tomadas en cuenta puesto que estos son indicios de fallas o síntomas de alguna falla latente, por otra parte, tendencias de amplitudes en tiempos extensos pueden ser requeridos para que permitan el procesamiento múltiple en FFT.


Otro factor sustancial es el tiempo de adquisición de datos de la señal en el analizador, que es lo mismo que estar hablando del rango de la forma de la onda de tiempo, es decir, el número de líneas dividido por el rango de frecuencias. Las órbitas no deben ser filtradas a la velocidad de operación, estas se requieren en los diagnósticos. Cuando se realice filtrado a Alta frecuencia para eliminar el ruido se tiene que prestar atención pues este proceso puede introducir errores de amplitud y fase.

8.9 INFORMES

Los informes deben ser escritos para cada actividad, es decir, específicamente para el listado de datos referenciales, pruebas de aceptación, el análisis en detalle el cual incluirá las pruebas operacionales, pruebas de resonancia y velocidades críticas y pruebas ambientales. Estos informes deben ir presentados de manera que lleve una organización estructurada, contenido conciso y no por eso incompleto, en la Figura 160 se observa la tabla de contenido de un reporte de vibraciones realizado al carro de transporte de una CPU. Del ejemplo anterior se

advierte que su contenido está dividido en las siguientes secciones: El resumen ejecutivo, Introducción, Discusión Técnica, Conclusiones, Recomendaciones y el Apéndice.

Figura 160 Contenido de un reporte de vibraciones de Dedicated Computing

	<small>Title</small> Vibration Test Report: Customer Cart With Dual Xeon 4U Rackmount System	Date Originated: 4/12/04
		Revision: Draft
	Doc #: AH041204-00	Date Revised: 4/12/04

1	EXECUTIVE SUMMARY OF RESULTS	5
2	SCOPE OF THE TEST	5
3	TEST CONFIGURATION	5
4	TEST EQUIPMENT	6
5	TEST SETUP AND PROCEDURE	6
6	BASELINE TEST RESULTS	9
6.1	NEBS GR-63 OFFICE VIBRATION IN FRONT/BACK ORIENTATION	10
6.2	10G SHOCK RESPONSE IN FRONT/BACK ORIENTATION	10
6.3	10G SHOCK RESPONSE IN SIDE/SIDE ORIENTATION	12
6.4	NEBS GR-63 OFFICE VIBRATION IN SIDE/SIDE ORIENTATION	13
6.5	10G SHOCK RESPONSE IN TOP/BOTTOM ORIENTATION	14
6.6	NEBS GR-63 OFFICE VIBRATION IN TOP/BOTTOM ORIENTATION	16
6.7	RANDOM VIBRATION IN TOP/BOTTOM ORIENTATION	17
6.8	20G SHOCK RESPONSE IN TOP/BOTTOM ORIENTATION	17
6.9	RANDOM VIBRATION IN SIDE/SIDE ORIENTATION	19
6.10	20G SHOCK RESPONSE IN SIDE/SIDE ORIENTATION	20
6.11	20G SHOCK RESPONSE IN FRONT/BACK ORIENTATION	21
6.12	RANDOM VIBRATION IN FRONT/BACK ORIENTATION	23
7	CONCLUSION	25

Fuente: Dedicated Computing vibration Reports, 2004

En los anexos del libro se puede encontrar una copia del reporte completo en inglés. El resumen ejecutivo debe contener una descripción del equipo que se está probando, los síntomas del problema, los descubrimientos más importantes y las conclusiones con sus respectivas recomendaciones. Este resumen se caracteriza por ser una breve descripción para que la administración pueda tomar decisiones sobre la situación sin leer el informe entero.

En la Introducción se debe describir los equipos que se prueban, el propósito de la prueba, sobre la prueba y el equipo a ser probado y las técnicas utilizadas. Nótese que en el anexo B, en el reporte de la empresa americana Dedicated Computing no incluyeron una introducción como tal, en vez de eso la desglosaron para ser más claros en la estructuración del informe.

Todos los datos deberían ser incluidos en el Apéndice del reporte, pero solo información específica como una descripción de los puntos de medición, reporte de las últimas mediciones, diagramas de tendencias y los datos espectrales con excepciones y alarmas que deberían ser incluidos en un informe periódico rutinario de monitoreo. El reporte del análisis detallado debería incluir la forma de las ondas de tiempo seleccionadas, espectros, órbitas y datos de la prueba de impacto o pruebas de parada. Los reportes generados después del balanceo deben mostrar los niveles de vibración y los pesos de prueba aplicados como el desarrollo del balanceo. Después de que la unidad se ha balanceado, las lecturas finales deberían ser registradas así como la sensibilidad al balanceo y los valores de retraso del ángulo de fase.

8.10 RESUMEN DE PRUEBAS EN MÁQUINAS

- ✓ Se debe generar un plan de pruebas antes de la adquisición de datos en una máquina, ya sean pruebas de aceptación, pruebas de referencia, análisis de la falla, evaluación de la condición, diseño y balanceo.
- ✓ El plan de pruebas debería proporcionar detalles acerca de los sensores incluyendo su ubicación, medidas y condiciones del proceso.
- ✓ Si los datos son procesados en el sitio, la calibración del analizador debe ser proporcionada, incluyendo los rangos de frecuencia, las líneas de resolución, el rango, las ventanas y los rangos de tiempo. A veces se

requieren adquirir múltiples datos para obtener un rango y resolución adecuado.

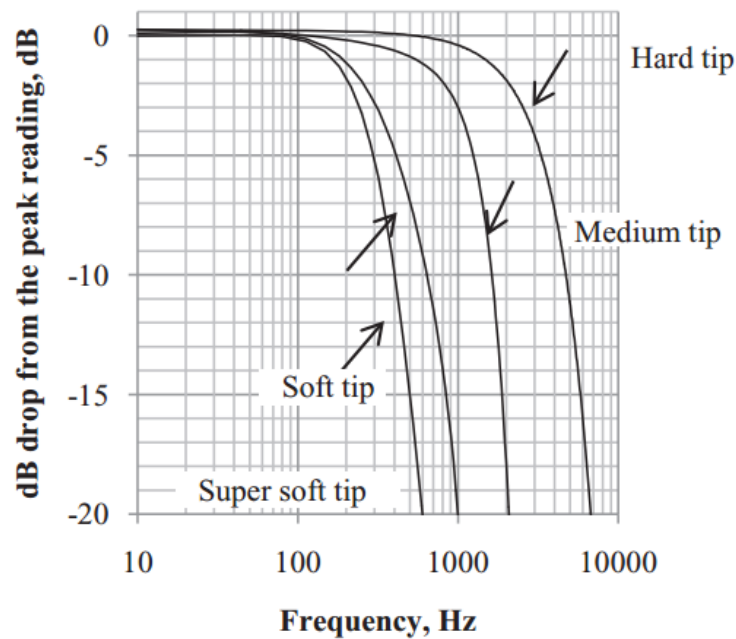
- ✓ Una inspección en el sitio debería proporcionar los detalles sobre las vibraciones externas y el montaje de la máquina.
- ✓ Las pruebas de aceptación serán listadas en detalle en las especificaciones de compra de una máquina nueva o reparada. Se incluyen los procedimientos, posición de las medidas, condiciones de proceso, medidas y la manera de procesamiento y los niveles de vibración aceptables.
- ✓ Las pruebas de referencia se orientan para establecer los niveles de operación normal de las vibraciones cuando la máquina está en una buena condición de operación.
- ✓ Las especificaciones deberían ser usadas para asegurar la adquisición de un equipo de calidad.
- ✓ Ser objetivo sobre los niveles de aceptación y localización de velocidades críticas.
- ✓ Con buenos procedimientos de montaje ambiental se asegura que el equipo opere adecuadamente.
- ✓ Las conclusiones y recomendaciones son necesarias para todos los mayores hallazgos encontrados en el análisis. Breves pero completos.

8.11 PRUEBA DE IMPACTO (BUMP TEST)

Las pruebas de resonancia y de velocidades críticas, son llevadas a cabo para obtener información acerca de las características dinámicas de una máquina, su soporte estructural y sus tuberías. La información sobre las resonancias y las velocidades críticas son útiles en los diagnósticos de máquinas cuando deben rediseñarse estas y/o sus estructuras asociadas para superar problemas crónicos.

Las resonancias y las velocidades críticas son frecuencias que son gobernadas por el diseño y las condiciones de operación de la máquina. Una resonancia es una condición de una estructura o máquina en la cual la **frecuencia de una fuerza vibratoria** (e. g. desbalance por desequilibrio de masas) es igual a una **frecuencia natural del sistema**. Cuando la fuerza de vibración es causada por una máquina rotativa, entonces a la resonancia se le llama **velocidad crítica**, siempre que esto sucede los niveles de vibración se amplifican.

Figura 161 Respuesta en frecuencia de un martillo con varias puntas



Fuente: Recommended Practices for a bump test, Wang J. 2011

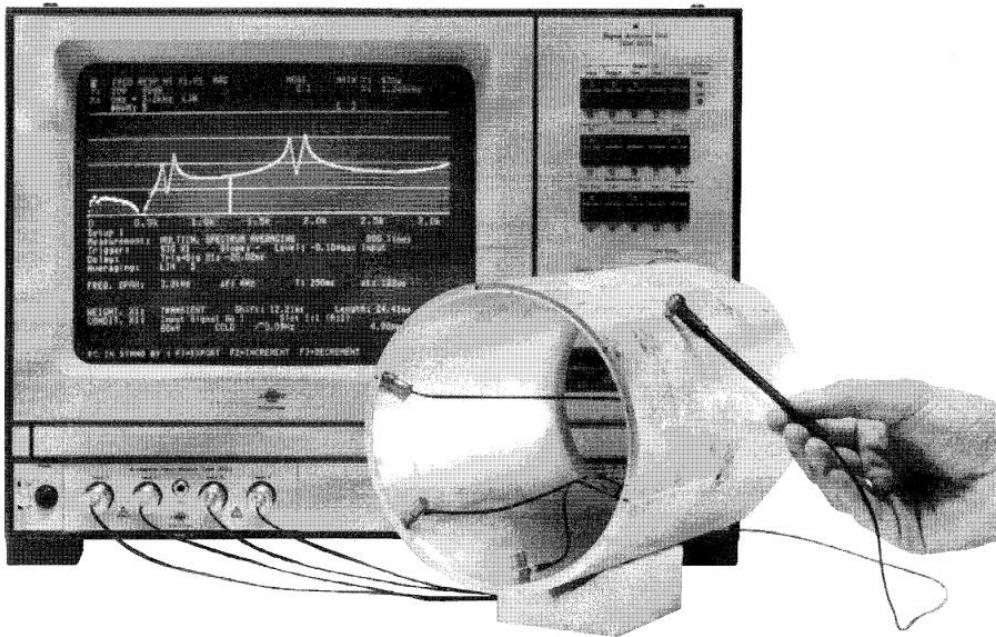
Las técnicas utilizadas para las pruebas de frecuencias naturales varían según la máquina, ya que estas tienen velocidades dependientes de las características dinámicas en particular. Este tipo de pruebas se realizan a menudo artificialmente excitadas con martillos y vibradores para obtener frecuencias naturales de

cimentaciones, estructuras y tuberías. Cabe notar que el tipo de martillo con el que se realiza la prueba difiere según el rango de frecuencias que se desee encontrar, por ejemplo, para rangos de frecuencias bajos el material del martillo es más bien suave (módulo de elasticidad bajo), en contraste, para obtener rangos de frecuencias altas es preciso realizar las pruebas con un martillo de punta rígida (i. e. el módulo de elasticidad relativamente grande), en la Figura 161 se puede observar la respuesta en frecuencia para un martillo en particular provista por el fabricante donde se aprecia el rango de frecuencias según el material de la punta.

8.11.1 Instrumentación De La Prueba

La prueba de impacto puede realizarse con la mayoría de los colectores de datos de un solo canal usados para programas de monitoreo de vibraciones, capaces de proporcionar la respuesta en dominio tiempo y frecuencia. Por ahora solo se va a discutir pruebas con un solo canal de adquisición, que en términos generales sería suficiente para un análisis de frecuencias naturales. Si de acuerdo a los requerimientos se necesita un análisis modal, para este estudio sería más apropiado un colector de datos de más de un canal, en la Figura 162 se aprecia una prueba de impacto usando un analizador de cuatro canales.

Figura 162 Analizador de cuatro canales



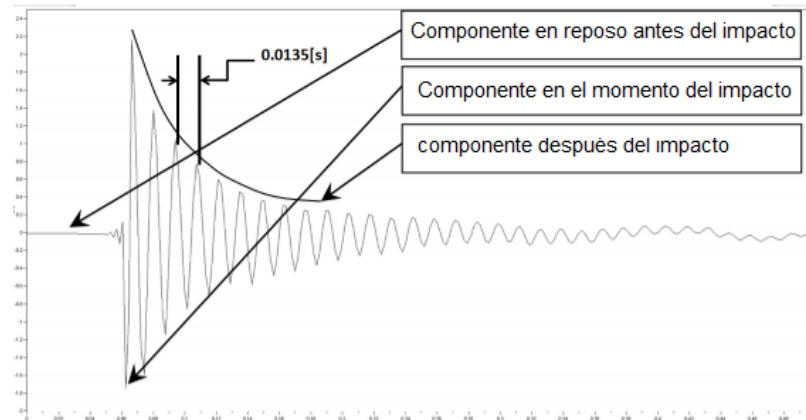
Fuente: Multi-reference Impact Testing for modal analysis, Dossing O. 1994

Si se tiene un solo canal de adquisición este recolectará datos acerca de las componentes de la respuesta al impacto. Básicamente la respuesta es la componente vibratoria a la frecuencia natural o frecuencias excitadas que se verán en el dominio tiempo y frecuencia. En la Figura 163 se estudia la respuesta típica de un impacto en el dominio del tiempo de una bomba API.

En la Figura 163, se observan varios momentos de la respuesta en el dominio del tiempo. En la parte izquierda de la gráfica no se presenta vibración alguna entonces la transmisión de la energía vibratoria hacia los componentes de la máquina no genera preocupación alguna. El segundo momento es el impacto que ocurre a los 0.06 segundos y la respuesta del sistema es obvia, la amplitud máxima de la respuesta sucede al momento del impacto y progresivamente su energía vibratoria decae hasta que vuelve al reposo (3er momento). En el ejemplo de la Figura 163, se tiene una muestra de 0.5 segundos, donde el impacto ocurre

en $t=0.06$ segundos, por lo que el tiempo de decaimiento (ring down) dura 0.44 segundos.

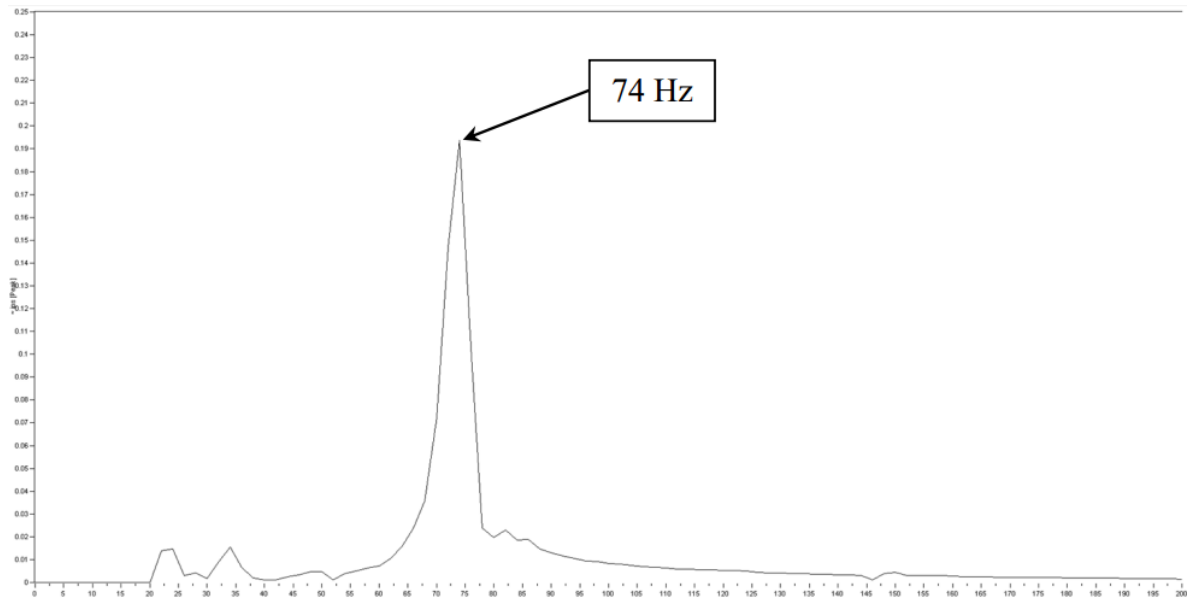
Figura 163 Respuesta en el tiempo de una prueba de impacto a una bomba API



Fuente: Single channel Impact test, Plymon A. 2010

En la figura anterior también se determina gráficamente el periodo de la frecuencia natural que corresponde a 0.0135 [s], cuyo inverso corresponde a una frecuencia de 74 [Hz], esto indica que si existiera una fuerza vibratoria con una frecuencia cercana a los 74 [Hz], el sistema entraría en resonancia. El espectro de la onda de tiempo se aprecia en la siguiente figura corroborando el dato de frecuencia natural del sistema.

Figura 164 Espectro de una prueba de impacto a una bomba API

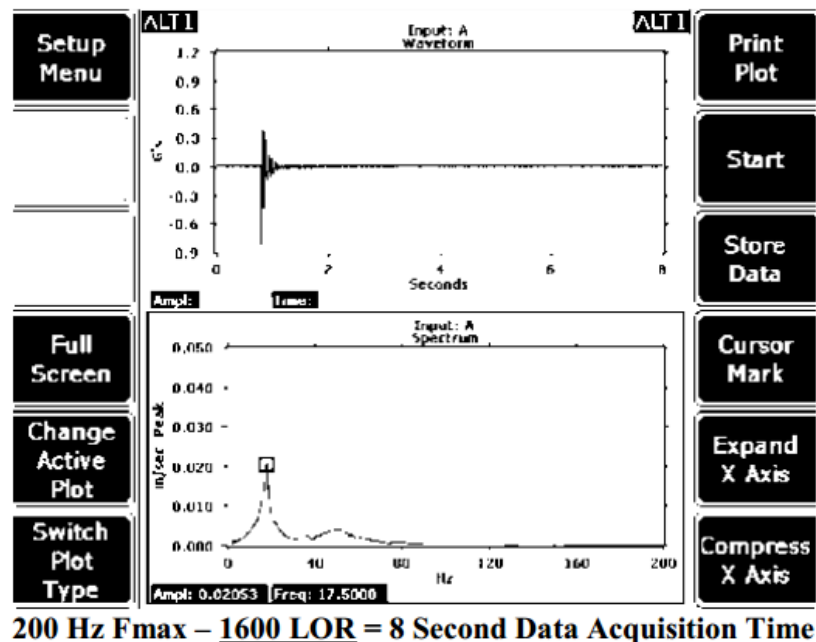


Fuente: Single channel Impact test, Plymon A. 2010

Los sensores más utilizados en pruebas de impacto son los acelerómetros con unidades originalmente de aceleración o de velocidad integrando las anteriores. Para el montaje del sensor, este se monta al igual que cualquier otro sensor teniendo en consideración que esto afecta el rango de frecuencias de interés. Es importante recordar que los sensores también tienen un rango dinámico donde limita la magnitud de la máxima amplitud (+/-) que puede ser medida antes de distorsionar la señal medida, teniendo esto presente, la distancia a la que se realiza el impacto del sensor no puede ser muy cerca para que su adquisición no cause errores en los resultados. Una vez realizada la prueba se tiene que chequear la máxima amplitud del impacto en la onda de tiempo y la amplitud límite del sensor, en caso que estas dos estén en un intervalo cercano, considere cambiar el sensor para unos niveles de vibración más altos, aumente la distancia entre el lugar de impacto y la ubicación del sensor o disminuya la fuerza del impacto.

Después del montaje del transductor se procede a preparar el colector de datos o analizador para la adquisición de datos y procesamiento. El rango de frecuencias debe ser suficientemente amplio para visualizar la frecuencia natural sospechosa y proporcione la resolución suficiente para obtener las frecuencias naturales exactas, los parámetros que permiten un buen rango con la adecuada resolución se ajustan en la práctica, ya que no se tienen datos previos del tiempo de decaimiento de la onda de tiempo (amortiguación) en la cual el sistema vuelve al estado de no-vibración. Sumado a esto se recomienda que si se va realizar un promediado (múltiples golpes), es deseable no golpear más a menudo que el tiempo de adquisición de datos FFT. Por ejemplo, en la Figura 165 se observa una $F_{max}=200[\text{Hz}]$ con un Numero de líneas de resolución igual a 1600 [líneas], su tiempo de adquisición por lo tanto es $1600/200$, u ocho segundos. Se concluye que solo un impacto debería golpear el sistema cada ocho segundos, los golpes dobles dentro del tiempo de adquisición de datos resultan en espectros ruidosos.

Figura 165 Prueba de impacto usando un analizador CSI 2130

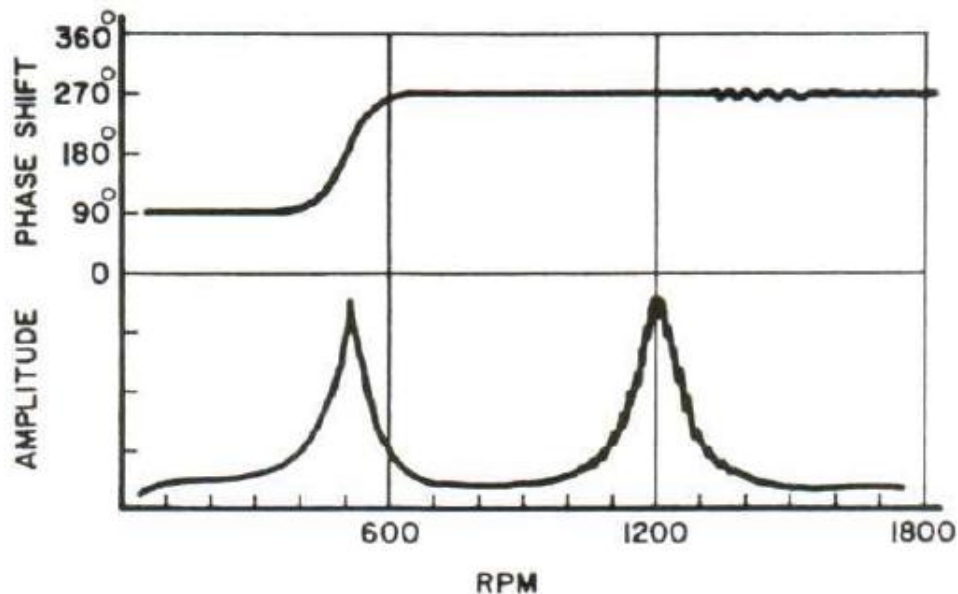


Fuente: Single channel Impact test, Plymon A. 2010

8.11.2 Diagramas De Bode Y Polar

El **Diagrama de Bode** puede ser usado para confirmar la frecuencia natural del sistema mediante el análisis de dos gráficas. La primera es Amplitud vs RPM, la segunda es Fase vs RPM. Una unidad de referencia y una foto celda rastrea las RPM del eje. Algunos de los planos son mostrados separadamente; o ellos son superpuestos unos con otros (Figura 166). Esta prueba puede ser efectuada en el arranque de la máquina "START UP" o durante la parada "COAST DOWN", por ejemplo, la Figura 166 es un diagrama capturado en un motor 1770 [rpm], el cual muestra dos distintos picos a 500 y 1200 [rpm]. El diagrama de fases (Figura 166) indica que a las 500 RPM hubo un **cambio de fase de 180°**, pero en 1200 [rpm] su fase **no** cambió. Por eso, el pico 500 [rpm] es una frecuencia natural mientras el pico 1200 [rpm] no lo es y puede provenir de una máquina que gira a 1200 [rpm]. En otro caso, si la máquina tuviese algún componente o frecuencia a 500 [rpm], estaríamos frente a un indeseable caso de resonancia que podría provocar un daño mayor a la máquina.

Figura 166 Diagrama de Bode (amplitud y fase) de motor a 1770 [rpm]

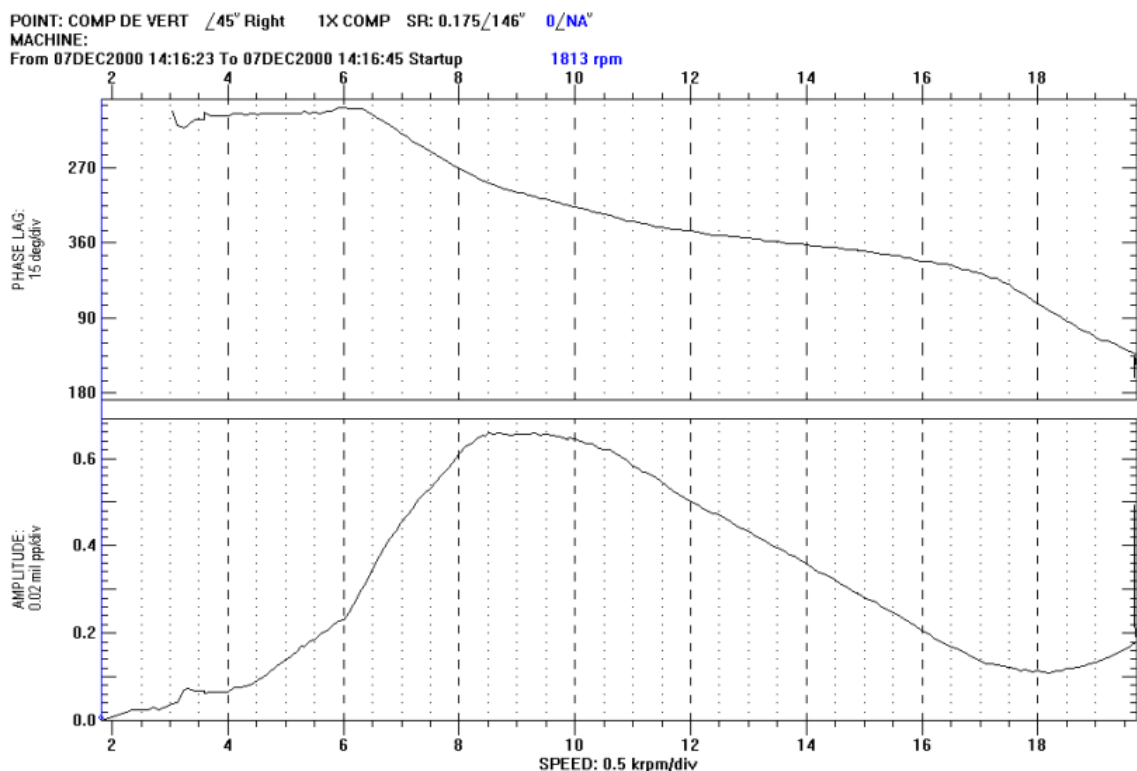


Fuente: Manual de Vibraciones, ADEMINS.A. 2007

La forma de interpretar los diagramas de bode y polares es observando el comportamiento de las fases para diferentes velocidades, es decir, el uso de estos diagramas aplica cuando se van a determinar frecuencias naturales durante el arranque (start up) o la parada (coast down) de la máquina.

El **Diagrama Polar** se arma mediante la toma de los niveles de vibración y fase durante los intervalos apropiados para una determinada velocidad variable en el tiempo. Para dejar esto claro se compararán los diagramas de bode de una máquina en particular con el diagrama polar (ver Figura 167 y Figura 168).

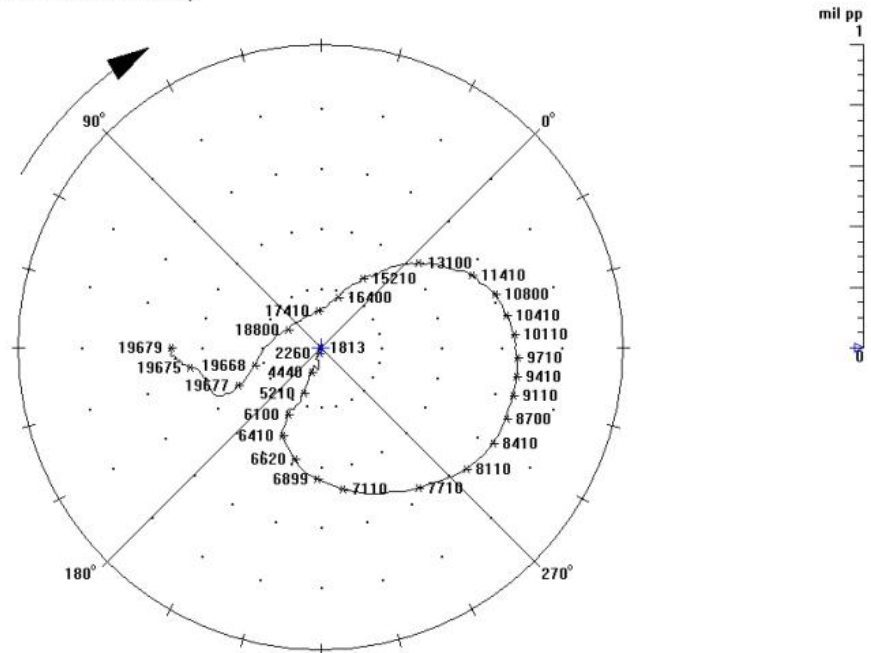
Figura 167 Diagrama de Bode



Fuente: Troubleshooting Turbomachinery using startup and coastdown vibration data, Wilcox E. 2002

Figura 168 Diagrama Polar

POINT: COMP DE VERT /45° Right 1X COMP SR: 0.175/146° 0/0° @1813 rpm
MACHINE:
From 07DEC2000 14:16:23 To 07DEC2000 14:16:45 Startup



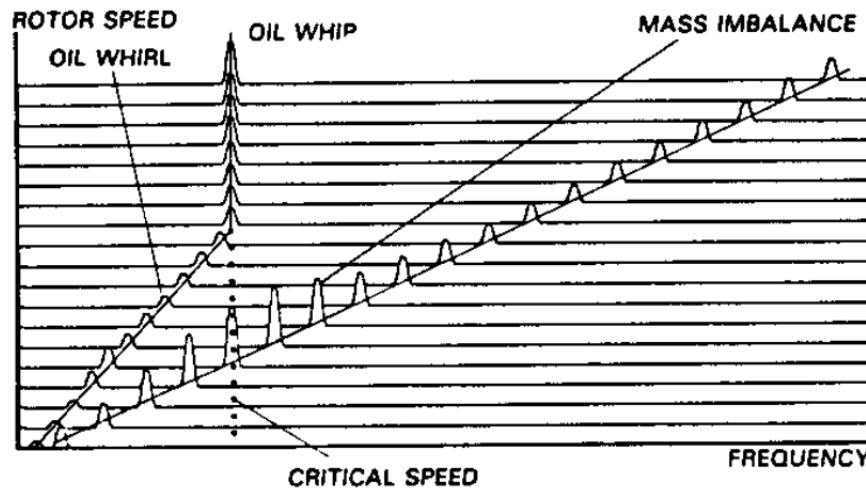
Fuente: Troubleshooting Turbomachinery using startup and coastdown vibration data, Wilcox E. 2002

Si se detalla la Figura 167 (diagrama de bode), el análisis que se puede hacer fácilmente es que tuvo un cambio de fase apreciable cercano a los 180°, inicialmente se encontraba cerca de 180° y paso aproximadamente a 360°, de lo cual pasando al diagrama de amplitud vs velocidad se puede discurrir que una frecuencia natural se encuentra en el intervalo de 8x1000 a 9x1000 [rpm] y ahí finalizaría el análisis para el ojo mal entrenado, pero si se observa el diagrama polar (ver Figura 168) se puede ver con más claridad que el motor está atravesando su segunda velocidad crítica lo cual no es obvio en el diagrama de bode. Este análisis a veces es más fácil entonces al estudiar el diagrama polar porque es visible el cambio de fase.

8.11.3 Diagrama De Cascada

Diagrama de cascada (cascade/waterfall plots) son simplemente transformadas rápidas de Fourier a diferentes velocidades en la misma gráfica. Estas se usan para diagnosticar problemas de vibración no sincrónicas que pueden aparecer en diferentes velocidades de rotación. De los problemas más comunes diagnosticados con esta herramienta es el oil “whirl” (remolino de aceite) que se convierte en oil “whip”. En el eje vertical del diagrama se tiene la velocidad de rotación de la máquina y en el eje horizontal la frecuencia del espectro.

Figura 169 Diagrama de cascada, transición de oil “whirl” a oil “whip”



Fuente: Troubleshooting Turbomachinery using startup and coastdown vibration data, Wilcox E. 2002

Como se puede ver en la figura anterior, los picos de vibración (oil “whip”) subsíncrona incrementan con la velocidad del eje hasta que se topan con la primera

velocidad crítica de la máquina, en este punto el pico del oil “whirl” se fija sin importar si la velocidad del eje sigue incrementándose y se convierte en oil “whip”.

9 ANÁLISIS DE LA CONDICIÓN DE LAS MÁQUINAS

El monitoreo de la condición de una máquina es la medición de diversos parámetros relacionada con la condición mecánica (como la vibración, temperatura de rodamiento, presión de aceite, residuos de aceite y el rendimiento), que hace que sea posible determinar si la máquina está en buenas o malas condiciones. Si la máquina se encuentra en malas condiciones, entonces el monitoreo del estado hace que sea posible determinar la causa de la problema.

El monitoreo de la condición se utiliza en conjunto con el mantenimiento predictivo, es decir, mantenimiento basado en síntomas de que algún problema está a punto de ocurrir. En muchas plantas el mantenimiento predictivo está reemplazando el mantenimiento correctivo y el mantenimiento preventivo (en el que las partes mecánicas son reemplazadas periódicamente en intervalos de tiempo fijos, independientemente de la condición mecánica de la maquinaria). El Mantenimiento Predictivo se caracteriza por:

- Evitar paradas intempestivas que impliquen grandes sumas de dinero y/o que involucren accidentes catastróficos.
- Reduce el número de mantenimientos mayores (overhaul, top end), por lo que reduce los costos de mantenimiento.
- Elimina intervenciones innecesarias que pueden tener el riesgo de dejar alguna falla en la máquina por manipulación inadecuada.
- Le da tiempo de ordenar los repuestos al operador bajando costos de inventario.
- Permite paradas programadas lo que reduce el tiempo de intervención minimizando los costos por pérdidas de producción.

9.1 TIPOS DE MONITOREO

La frecuencia con que se debe realizar un monitoreo de la condición de un equipo debe estar basado en la importancia que representa a la empresa y su histórico de mediciones en caso que amerite incrementar la frecuencia debido a un cambio brusco en sus niveles de vibración. Dependiendo de la frecuencia con que se revise la condición de un equipo hay dos tipos de monitoreo, monitoreo periódico (off-line) y monitoreo permanente (on-line).

9.1.1 Monitoreo Periódico

La vibración de la maquinaria se mide en campo en intervalos de tiempo seleccionados; a continuación, se realiza un análisis ya sea inmediatamente o en el laboratorio. Para el diagnóstico de fallas y el análisis de la tendencia usualmente se requieren técnicas de análisis avanzadas. Este tipo de monitoreo permite el descubrimiento de fallas incipientes cuando todavía no se han desarrollado completamente y se caracteriza por ser usado cuando:

- Se necesitan alertas tempranas de las fallas.
- Se requieren de diagnósticos avanzados.
- Se necesita hacer medición en muchos puntos de la máquina.
- Se trabaja con máquinas complejas.

9.1.2 Monitoreo Permanente

En un sistema de monitoreo permanente, la vibración se está midiendo continuamente en puntos seleccionados de la máquina y se compara constantemente con niveles aceptables de vibración. La función principal de un

sistema de monitoreo permanente es proteger una o más máquinas, proporcionando una alerta de que la máquina está funcionando de forma incorrecta y/o para apagar la máquina cuando se supera un límite de seguridad preestablecido , evitando de este modo fallas catastróficas y la destrucción de la máquina.

En un sistema de monitoreo permanente los transductores están montados permanentemente en cada punto de medición seleccionado. Por esta razón, un sistema de este tipo puede ser muy costoso, por lo que se utiliza por lo general sólo en aplicaciones críticas en las que:

- No hay personal disponible para realizar las mediciones (en alta mar, estaciones de bombeo remotas, etc.).
- Es necesario detener la máquina antes de una falla se produzca con el fin de evitar una accidente.
- Se puede producir un fallo instantáneo que requiera parada de la máquina.
- El entorno (explosivos, tóxicos o de alta temperatura) no permita la participación humana requerida para mediciones intermitentes.

Antes de seleccionar un sistema de monitoreo permanente, se deben realizar mediciones preliminares periódicamente durante un tiempo determinado para familiarizarse con las características de la vibración de la máquina. Este procedimiento hará que sea posible seleccionar el parámetro de medición de vibraciones más apropiado, rango de frecuencia, y alarmas normales y niveles de disparo.

9.2 TIPOS DE NIVELES DE VIBRACIÓN MEDIDOS

En el momento en el que se decide implementar un monitoreo de la condición se debe tener claro cuál es el objetivo de dicha medida, lo ideal es que si se tiene

montado en la máquina un transductor fijo, a partir de él se obtuvieran tanto los espectros para el análisis de vibraciones, como los niveles globales de la medición para realizar la curva de tendencias.

9.2.1 Niveles Globales De Vibración (Overall Level)

Los niveles globales de vibración también llamados en inglés overall level o broadband level, son medidas de la energía de la vibración a lo ancho de un espectro de frecuencias que se materializa en un solo valor que es relativamente fácil y no es costoso (en cuanto a recursos informáticos como procesador, memoria, etc.) de adquirir, procesar, analizar y graficar para una curva de tendencias.

En cuanto al cálculo, si se quiere tener una buena medida de un nivel global, se debe utilizar la señal analógica sin procesar, pero si se la señal digitalizada se debe tener en cuenta que los cálculos de la FFT están sujetas a varios errores y modificaciones debidas a la manipulación de la señal, tales como, las ventanas utilizadas, los filtros y demás. Algunos fabricantes de instrumentación usan niveles globales calculados a partir de la FFT porque son rápidos, pero se sacrifica precisión. Si el tiempo de estabilización de la señal es insuficiente antes de que se muestree, los errores se pueden introducir en la FFT. La desventaja de obtener valores globales de señales procesadas por la FFT es que todas las componentes individuales por encima de la frecuencia máxima (un medio de la frecuencia de muestreo) son ignoradas, en comparación con la forma análoga del cálculo están toman en cuenta toda la señal y por lo tanto habrá una diferencia entre los valores calculados por diferentes métodos.

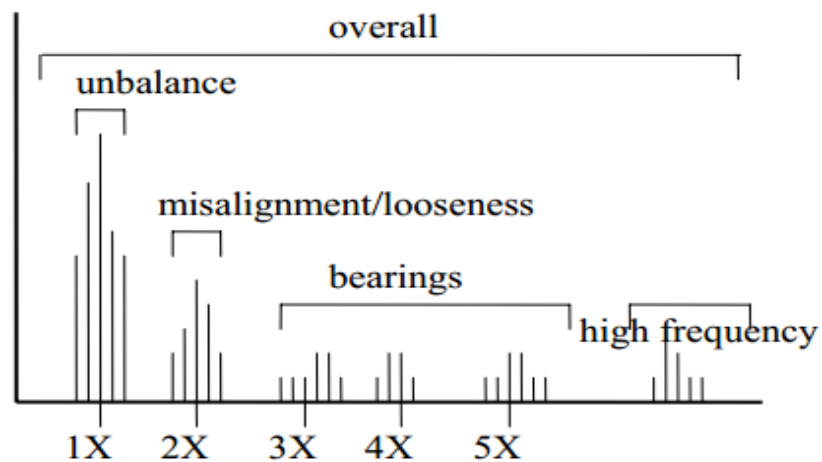
No obstante realizar el cálculo de los niveles globales obtenidos del uso de la FFT tiene sus ventajas. Una de ellas es la facilidad de poner indicadores de alarma en un rango de frecuencias que permitan identificar problemas en la máquina. Nótese en la Figura 170, que en la zona de las frecuencias de los rodamientos,

unos niveles altos en este rango pueden ser signo de problemas. El cálculo de los niveles globales se realiza mediante la suma de las raíces cuadradas. Para una FFT que usó una ventana hanning, la ecuación es:

$$Nivel\ Global = \sqrt{\frac{\sum\ amplitud^2}{1.5}}$$

El factor de 1.5 es usado para corregir la ecuación por el uso de la ventana hanning y por la fuga espectral de la señal en puntos adyacentes.

Figura 170 Bandas de Frecuencia



Fuente: Signal Processing for Effective Vibration Analysis, Shreve D. 1995

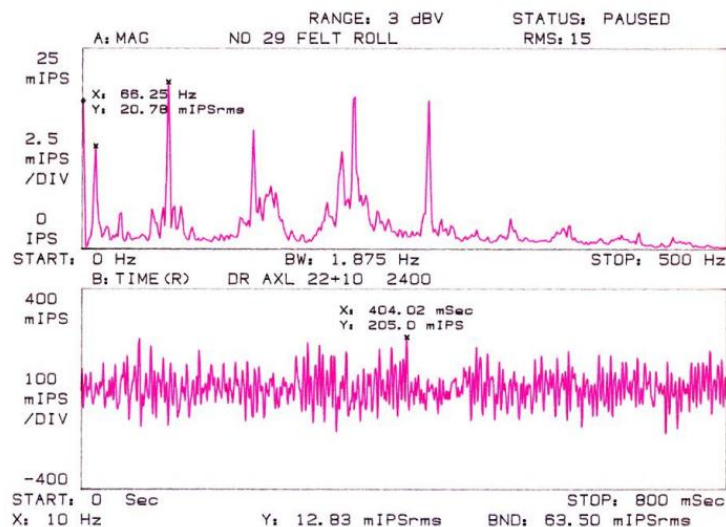
9.2.2 Componentes Individuales

Una vez que el programa de monitoreo de la condición se puso en marcha, se pueden identificar dos tipos de mediciones que se caracterizan por su finalidad. Una de ellas son los niveles globales de vibración que son los que se utilizan para

hacerle seguimiento a la máquina, pero una vez los niveles globales de vibración superan una alarma preestablecida, lo primero que se hace es revisar el espectro de dicha señal en todo el rango de frecuencias del transductor para adquirir una visión global de los posibles rangos donde se pueda encontrar la falla, una vez identificado el rango de frecuencias de los posibles problemas se hace un acercamiento al rango determinado para poder estudiar las frecuencias involucradas.

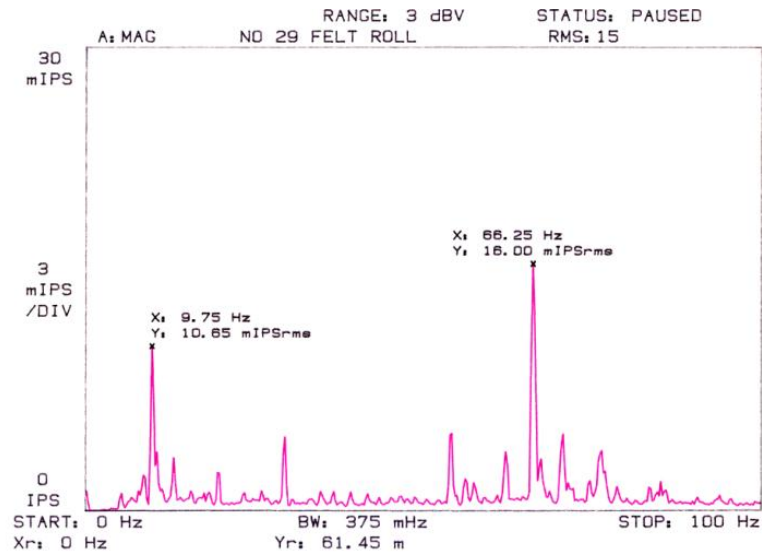
En la Figura 171 se observa un espectro con un ancho de frecuencias de 500 [Hz] pero con mala resolución, lo que no permite evaluar apropiadamente la falla y la severidad de la misma. Vale la pena recordar que para determinar la severidad de las fallas en rodamientos es imprescindible poder determinar el tamaño de las bandas laterales de las frecuencias armónicas, en la Figura 172, se observa un acercamiento del espectro (Frecuencia Operación=9.75hz y Frecuencia del tren=4.4hz) de la Figura 172, donde se muestra con una resolución mejor.

Figura 171 Falla en la pista interna de un rodamiento (BPFI 66.25 Hz)



Fuente: Machine Condition Evaluation: Using Seismic Measurements, Eshleman R, 2007.

Figura 172 Acercamiento de la falla de pista interna

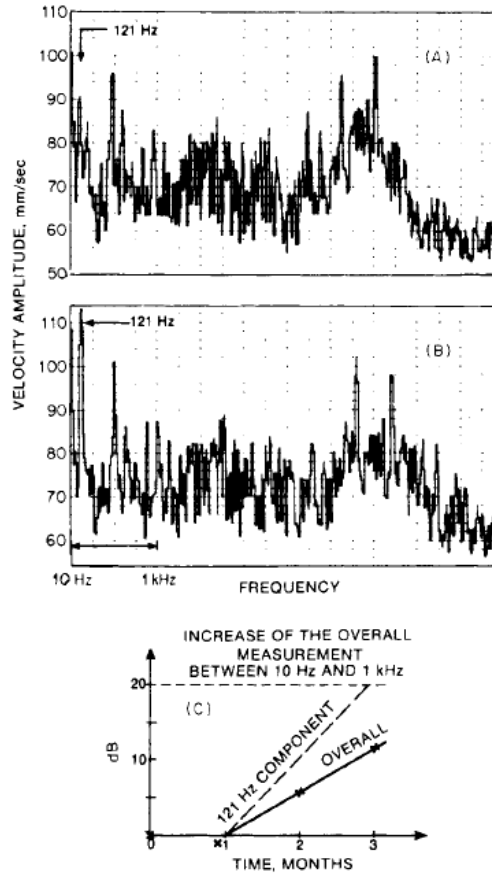


Fuente: Machine Condition Evaluation: Using Seismic Measurements, Eshleman R, 2007.

En la Figura 173 se observa un análisis de tendencias basado en niveles globales de vibración y en la componente individual. (A) El espectro de velocidad medido en una caja de engranajes después de su instalación. Note la gran amplitud de la componente de 480 [Hz] dominando la referencia del espectro. (B) El espectro de la velocidad 3 meses después.

Note el incremento dramático en la componente de 121 [Hz], que corresponde a la velocidad de salida de la caja de engranajes. (C) La curva de tendencias comparando el incremento de la componente de 121 [Hz]; El incremento en los niveles globales en la banda de 10 a 1000 [Hz], indica el desarrollo de una falla.

Figura 173 Análisis de Vibraciones usando un Espectro de Referencia y la Curva de Tendencia



Fuente: Harri's Shock and Vibration Handbook, Harris C, Piersol A, 2002

El objetivo del monitoreo de la condición de una máquina es predecir una falla mucho antes de que suceda. Por lo tanto, una medición del nivel global de vibración no proporcionará una predicción exitosa debido a que la componente individual de vibración más alta dentro del rango de frecuencias dominará la medición. Esto se ilustra en la Figura 173, que muestra un ejemplo donde las mediciones globales de la velocidad de vibración dieron como resultado una predicción incorrecta con una sobreestimación del tiempo de espera. La detección

temprana de fallos en las máquinas solo se puede hacer con éxito comparando un espectro de referencia.

9.2.3 Narrowband

En el numeral anterior se identificaba el nivel global de vibraciones el cual para una medición le saca un punto en una fecha, y progresivamente se iba reconstruyendo una curva de tendencias. Esos datos dan un patrón de comportamiento de la máquina, pero no son útiles para diagnosticar, para dicho propósito se usa un algoritmo de transformada rápida de Fourier (FFT), en el cual la vibración de la señal es procesada formando un número discreto de frecuencias y graficándolo en un espectro de dos dimensiones (amplitud vs. frecuencia).

9.3 ELABORACIÓN DE UN PROGRAMA DE MONITOREO

Un programa de monitoreo puede ser establecido para revisar el funcionamiento satisfactorio de una sola máquina o más, regularmente, se establece para comprobar el funcionamiento de un número de máquinas, tal vez todas las máquinas en una planta entera. En función del tipo de máquina y el impacto en la operación, los siguientes pasos suelen ser considerados en el establecimiento de un programa de este tipo.

9.3.1 Determinación Del Tipo De Monitoreo

Antes de empezar a diseñar el programa de monitoreo se debe tener claro lo crítico que una máquina puede llegar a ser, se deben establecer criterios para dicha tarea (ver Tabla 9.1) o se puede realizar un análisis de criticidad de las máquinas.

Tabla 28 Criterios de clasificación de las máquinas para programa de monitoreo

Clasificación de las máquinas	Consecuencia de la falla
Crítico	Pérdidas significativas en producción por paradas no programadas y/o fallas severas
Interrupción de la producción	Paradas no programadas o fallas causan interrupciones menores en producción
Induce problemas	Dificulta la operación, pero no la interrumpe parcial o totalmente.
No crítico	La producción no se ve afectada por causa de fallas en la máquina.

Fuente: Harri's Shock and Vibration Handbook, Harris C, Piersol A, 2002

9.3.2 Tabulación De Las Características De Las Máquinas

El segundo paso consiste en tabular las características de las máquinas que son importantes del paso anterior en las que se van a realizar análisis vibracionales. Estas características se asocian con la construcción de la máquina, tales como frecuencias naturales de los ejes, carcasas, cimientos y respuesta de la operación y defectos. Es importante la tabulación de las frecuencias de la máquina (Tabla 9.1), porque el análisis de errores se lleva a cabo haciendo coincidir frecuencias de la máquina a las frecuencias medidas que aparecen en un espectro.

Las siguientes son características de la máquina proporcionan información necesaria para el análisis de fallas:

- Velocidades de rotación de los ejes, frecuencias de los defectos en rodamientos, cantidad de dientes en los engranajes de una transmisión, cantidad de álabes por bomba/ventilador, cantidad de polos en motores eléctricos.
- Fuerzas vibratorias debidas a problemas como el desbalanceo, desalineación, masas reciprocantes.
- Respuestas de la vibración debido a cambios en los procesos, como temperatura y presión.
- Respuesta de las fallas asociadas a tipos de máquinas específicas, tales como, motores, bombas y ventiladores.
- Inestabilidad en componentes como bujes y sellos debido a la holgura por desgaste.
- Cambios en las condiciones de operación (carga).

9.3.3 Selección Del Transductor

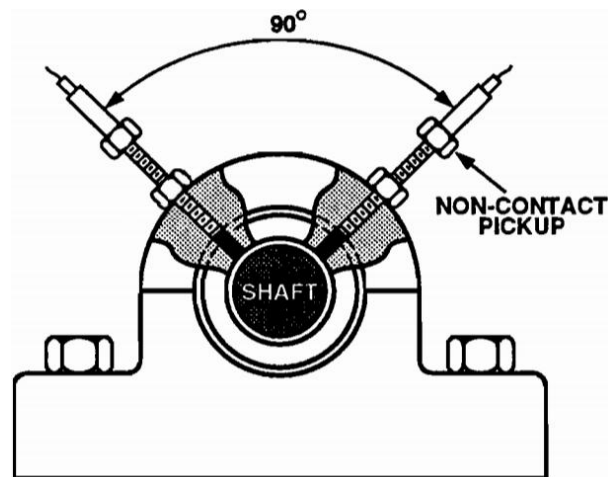
En el cuarto paso se necesita seleccionar el tipo de transductor que mejor cumpla con las condiciones mencionadas en el paso anterior.

9.3.3.1 Transductor de Desplazamiento:

Es un transductor que convierte un desplazamiento mecánico de entrada en una señal de salida eléctrica que es proporcional al desplazamiento de la entrada. Los transductores de desplazamiento del Eddy-current, que son sondas que no tienen contacto directo con el eje (ver Figura 174), se utilizan comúnmente para medir el movimiento relativo entre un eje y sus cojinetes. Esta información se puede relacionar directamente con valores físicos, tales como la holgura o espesor de la película de aceite, por ejemplo, puede dar una indicación de rozamiento incipiente. La vibración del eje proporciona información sobre la condición actual de una máquina y se utiliza principalmente en sistemas con monitoreo permanente, que

para instantáneamente la máquina en caso de algún problema crítico. El uso de transductores de desplazamiento es esencial en máquinas que usan cojinetes de desgaste. Sin embargo, los transductores de proximidad, por lo general, son difíciles de calibrar absolutamente, tienen un rango dinámico limitado debido a la influencia de la electricidad y el desgaste mecánico en el eje, tienen un rango limitado de frecuencia.

Figura 174 Posición de Transductor de proximidad X-Y tipo Eddy current.



Adaptado de SKF Condition Monitoring Vibration Diagnostics Guide, 2000

9.3.3.2 Transductores de aceleración y velocidad

Este tipo de transductores son ligeros y robustos. Son los más usados para el diagnóstico de fallas con rangos de frecuencia que van de 10 a 1000 [Hz], por ejemplo, para revelar el deterioro de los elementos rodantes de los rodamientos o desgaste en transmisiones de engranajes. En cuanto a rodamientos, las mediciones de aceleración proveerán alertas tempranas de fallas incipientes en la máquina.

9.3.4 Selección De Los Puntos De Medición

Cuando se utiliza un monitoreo periódico, la cantidad de puntos a medir es limitada solamente por mantener el tiempo de medición al mínimo. Como regla general, las mediciones de vibración se realizan en la dirección radial en cada rodamiento accesible, y en la dirección axial en los rodamientos de carga axial. No es por lo general necesario para medir la vibración del rodamiento tanto en dirección horizontal como en la vertical, ya que ambas mediciones dan la misma información con respecto a las fuerzas dentro de la máquina. Cuando se va a medir las vibraciones del eje con la sonda de proximidad en un monitoreo permanentemente, es conveniente utilizar dos sondas en cada rodamiento, una situada a 90 ° el uno del otro, proporcionando de ese modo la trayectoria del eje dentro del cojinete (órbita).

Cuando se emplea un sistema de monitoreo permanente (on-line), utilizando un transductor sísmico, el número de puntos de medición por lo general se reduce al mínimo por razones económicas. La selección debe hacerse a raíz de un estudio de los espectros de vibración de diferentes rodamientos con el fin de localizar los puntos donde todas las componentes significativas relacionadas con los diferentes fallas esperadas sean apreciablemente, esto si se realiza comparación de espectros completos (narrowband). Si solo las mediciones globales de vibración (overall) son monitoreadas es imperativo que todas las componentes de frecuencia relacionadas a las fallas esperadas deban ser aproximadamente del mismo nivel dentro de la gama seleccionada de frecuencias. De lo contrario, las mediciones deberán realizarse anchos de frecuencia seleccionados.

9.3.5 Selección De La Frecuencia De Medición

El séptimo paso consiste en establecer el tiempo de los intervalos con que se va a realizar una medición, en otras palabras, la frecuencia de medición. Esta selección

demanda conocimiento específico de las máquinas. Algunas máquinas desarrollan fallas muy rápido, mientras otras pueden no tener problemas incluso por años.

La selección de esta frecuencia va directamente relacionada con la seguridad del sistema, es decir, que tan propenso es el sistema a que alguno de sus componentes falle. Las mediciones deben efectuarse con frecuencia en las fases iniciales de un programa de monitoreo de la condición para asegurar que los niveles de vibración que se miden son estable y que ninguna falla está desarrollándose. Cuando se detectan cambios significativos, el intervalo de tiempo entre las mediciones debe reducirse lo suficiente para que no se corra el riesgo de una ruptura antes de la próxima toma de mediciones. La curva de tendencias ayudará a determinar cuándo se debe realizar la siguiente medición.

9.3.6 Planeación De La Ruta De Adquisición

La ruta seleccionada para la recolección de los datos puede ser basada en el esquema de la planta, tren de máquinas (flujo del proceso), tipo de máquina o tipo de datos requeridos. El esquema de las plantas y rutas del tren de máquinas son las comúnmente utilizadas. Las rutas se basan en el esquema de la planta que se realizan siguiendo una secuencia de las respectivas casa-máquinas progresando de una unidad a otra. Cuando se habla sobre una ruta que sigue un tren máquinas, lo que se quiere dar a entender es que todos los datos son tomados en todas la máquinas en producción en la línea del proceso de un producto, sin tener en cuenta su posición física.

Por ejemplo, la ruta de un turbogenerador incluye la bomba de alimentación del caldero, las bombas de aceite lubricante, ventiladores y las bombas de agua del sistema de enfriamiento. Si la ruta está basada en el tipo de máquina, todas las máquinas del mismo tipo, por ejemplo, motores eléctricos de un tamaño dado o tipo de cojinete, serían incluidas, en forma similar las bombas verticales de varias etapas podrían ser medidas como un grupo. Las rutas de datos requieren que

todos los puntos tengan un proceso similar,- global, espectral, banda o HFD- o los componentes similares; los sensores permanentemente montados en un cuarto de control están en esta categoría. Cualquier ruta debería ser preparada para que sea natural y fácil seguir máquina por máquina, por ejemplo, las mediciones radial-axiales en cada cojinete. En varios aspectos de esquema de la planta y el acceso a las máquinas son parte del proceso de selección de la ruta. Las rutas deberían ser hechas a la medida para satisfacer las necesidades de la planta, del equipo y del operador. La ruta inicial cuando un programa empieza debe ser un número pequeño de máquinas, menos que cinco.

9.4 EVALUACIÓN DE LA CONDICIÓN DE UNA MÁQUINA

Cuando se va a evaluar la condición de un equipo se tiene que asegurar que toda la cadena desde la medición hasta las acciones correctivas le den confiabilidad a la planta donde se puso en marcha el programa de monitoreo. Empezando por la medición la cadena del programa involucra el procesamiento de la señal, análisis de fallas, evaluación de la condición y prognosis. En este aparte se revisará los diversos niveles de evaluación de la condición que hay incluyendo análisis de tendencias, tasa de cambio de los valores medidos, evaluación usando gráficos de un solo parámetro, y evaluación de tiempo y frecuencia a través de la inspección de los datos correctamente procesados.

9.4.1 Medición Y Procesamiento

Además de los datos de velocidad de operación es muy probable que el analista tenga que tomar datos transitorios para el análisis de velocidad crítica, junto con los datos de la prueba de impacto cuando se sospecha resonancia.

9.4.2 Planeación de la medición

No hay nada como la adquisición de datos y procesamiento de la señal bien planeada y ejecutado. Esto significa que las pruebas deben ser planeadas y los analizadores necesitan ser configurados con cuidado. Es posible que una persona tome datos en exceso pero por esta razón es que una buena planificación es un camino largo. Es fundamental contar con una descripción y conocimientos sobre la función de una máquina antes de configurar el colector de datos. Una bomba es una máquina muy diferente a un motor o caja de engranajes. Vibraciones que se dan una vez por cada revolución (1x) son comunes a todas las máquinas, Sin embargo, habrá vibraciones únicas relacionadas al funcionamiento específico de la máquina.

Las mediciones se efectuarán en los rodamientos, cajas de cojinetes de apoyo u otras partes estructurales que responden a las fuerzas dinámicas que estimulan la vibración de la máquina. Para las mediciones de pruebas de aceptación debe hacerse en tres posiciones perpendiculares entre sí con un transductor firmemente colocado sobre dicha base. Monitoreo de la condición puede realizarse sólo con dos mediciones, radial y axial. Sin embargo, una medida axial no es útil si no hay ninguna fuerza de empuje. Utilizando el conocimiento de la máquina, el analista debe seleccionar cuidadosamente los puntos de medición al configurar rutas. Más tarde se pueden eliminar los puntos si se recolecta la información redundante. Tabla 9.2 muestra un resumen de algunos de los fenómenos relacionados con algunas de las máquinas más comunes. Se supone que todas las máquinas son propensas a vibraciones que se dan una vez por cada revolución (1x), velocidades críticas, resonancia, y elementos rodantes o fallas de rodamientos.

Es obvio que una configuración del colector no lo hará para todas las máquinas. Un tiempo de adquisición (forma de la onda de tiempo) y un ancho de frecuencias (espectro) no será el mismo para poder evaluar diversas condiciones de máquinas.

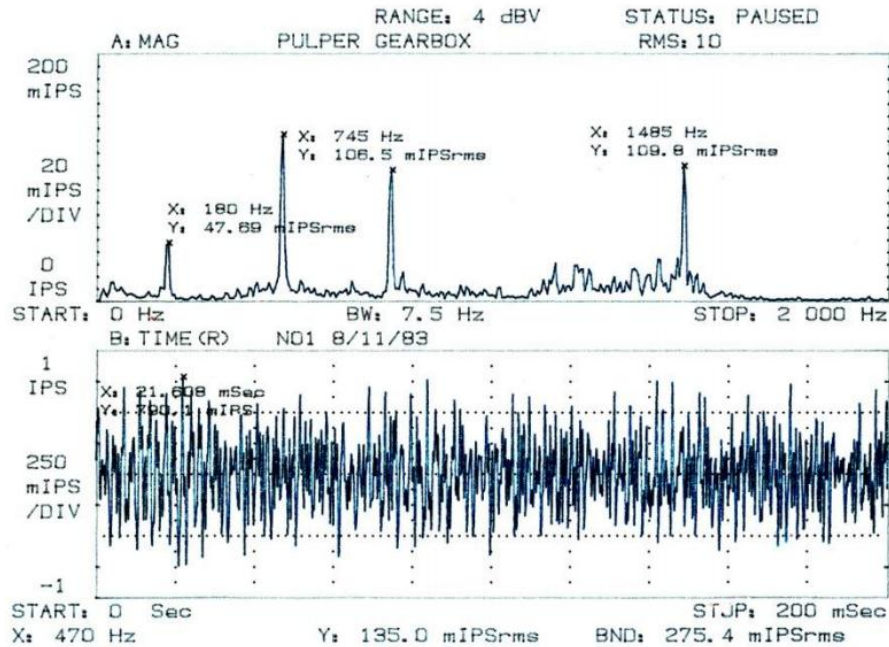
Tabla 29 Fenómenos característicos del tipo de máquina

MAQUINA	FENÓMENO	FRECUENCIA
bomba	Paso de alabes y ruido de flujo	1/4 x a 25x
Mores y Generadores	Barras del rotor, espacio de aire	2x LF y múltiplos, barras de rotores y frecuencias de canales
Ventiladores	Paso de las aspas	N*RPM
Transmisión de engranajes	Número y desgaste de dientes, rotura	Numero de dientes
Máquinas de rodillos	Deflexión y puntos planos	RPM y ordenes
Embragues y acoples	pulsaciones	RPM de ejes diferentes
Sopladores y maquinas reciprocantes	Modulación de la amplitud e impactos	Dientes, N*RPM, 1x y ordenes

Adaptado de: Harri's Shock and Vibration Handbook, Harris C, Piersol A, 2002

Las figuras 175 y 176 de una transmisión y su bomba, respectivamente, muestran datos de tiempo y frecuencia que son útiles pero no completos para una evaluación de la condición. Sin embargo, cabe señalar que el analista tiene que pasar por esta fase para centrarse en la información importante.

Figura 175 Datos iniciales de una transmisión de doble reducción



Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

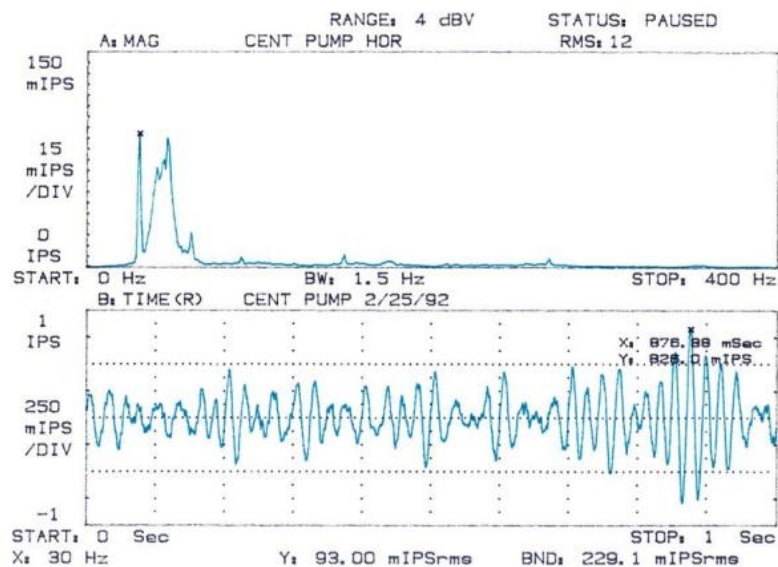
Los datos de la transmisión de doble reducción en la Figura 175 tienen una resolución de 15 Hz (2X bandwidth). Apenas suficiente para mostrar la velocidad intermedia del eje de 960 [rpm]. Se observa una alta frecuencia que corresponde al número de dientes del engranaje cónico de alta velocidad a 745[Hz] y una armónica. Además la frecuencia del engranaje helicoidal de baja velocidad (470 Hz) está presente. La velocidad máxima es de 0.790 IPS mientras que el valor efectivo es igual a sólo 0.275 IPS para un factor de cresta de 2.87. Aparte del valor de pico de la forma de onda de tiempo no proporciona mucha información. Dos veces la frecuencia de dientes del engranaje de alta velocidad tiene laterales no definidos que pueden proporcionar alguna información. Es evidente que estos datos necesitan procesamiento adicional para lograr un análisis satisfactorio.

La Figura 176 muestra los datos de una sola etapa de la bomba centrífuga que trabaja en el extremo izquierdo de su curva de rendimiento con una frecuencia natural excitada por el ruido del flujo. El pico de 0.876 IPS y un RMS de 0.229 IPS dio un factor de cresta de 3.82.

Más resolución en la zona de ruido del espectro proporcionará información adicional. La forma de onda de tiempo muestra ráfagas de energía que dan cuenta de la respuesta espectral.

Ambos ejemplos muestran que los datos procesados de forma incompleta dejan un análisis incompleto. Por esta razón, es obvia la necesidad de almacenar los datos no procesados ya sean analógicos o digitales.

Figura 176 Bomba centrífuga con vibraciones excitadas por el ruido del flujo

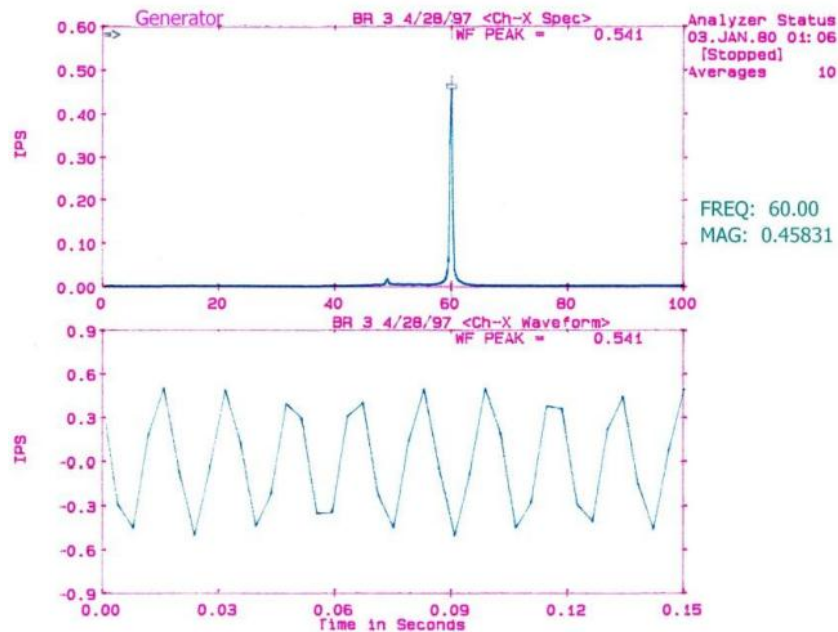


Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

9.4.2.1 Adquisición de datos y procesamiento

La selección de los sensores y medidas requiere conocimiento fundamental de análisis de vibraciones y de la máquina evaluada, con el fin de obtener la información óptima muchas adquisiciones de datos diferentes tendrán que hacerse. Además, el analista experimentado se dará cuenta que, en general, la configuración para el tiempo y los datos de frecuencia no funcionan para ambos, o tal vez ni para el tiempo ni para la frecuencia. Con el fin de evaluar adecuadamente la condición de una máquina se requiere de suficiente resolución para separar e identificar frecuencias tales como órdenes, armónicos, bandas laterales y pulsaciones.

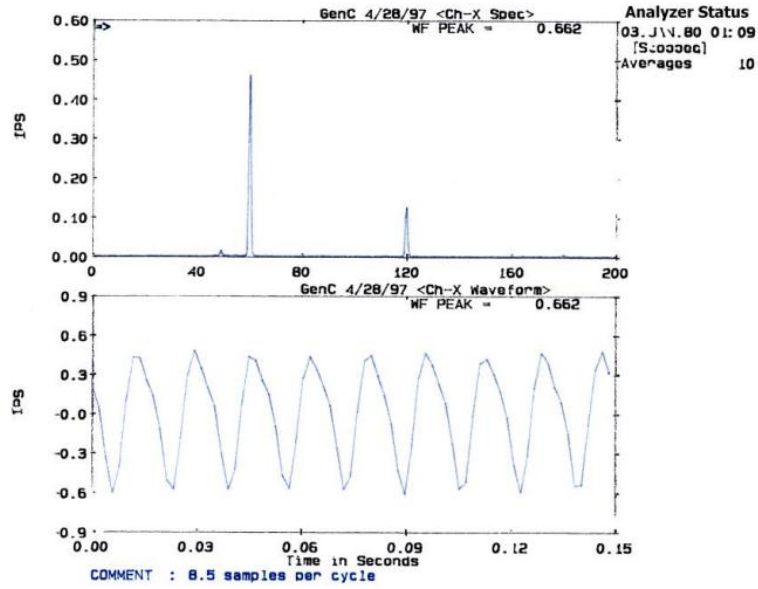
Figura 177 Generador con muestreo insuficiente para la onda de tiempo (4.26 muestras/ciclo)



Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

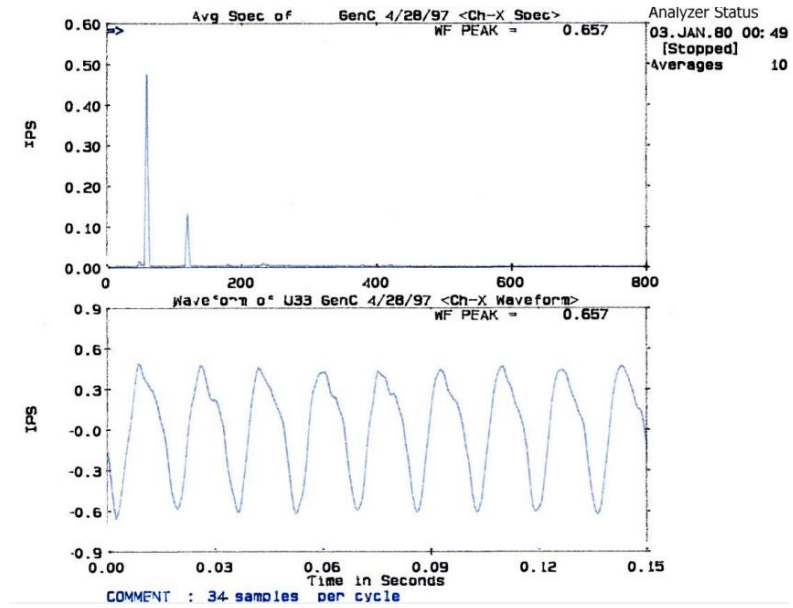
Los datos de forma de onda deben ser presentados de manera que los detalles serán evidentes para el analista y sin ruido de muestreo introducido digitalmente. Esto es importante si se utiliza un acercamiento de la onda de tiempo. Jack Fraey introdujo la regla de " eyeball sampling " para hacer frente a esta situación. La regla dice que se necesita una frecuencia de muestreo de al menos diez veces la frecuencia principal de la señal para describir correctamente la señal. En otras palabras, se necesitan al menos 10 puntos de datos por ciclo de la vibración para representar una forma de onda, de otro modo en el muestreo habrá ruidos introducidos. La Figura 177 muestra una forma de onda ampliada con una frecuencia principal de 60 Hz y un Frecuencia máxima de 100 Hz. Hay $100 * 2.56/60 = 4.26$ puntos de datos por ciclo de vibración. La Figura 178 muestra una forma de onda ampliada para la misma señal analizada con 200 Hz de frecuencia máxima (8,53 puntos de datos por ciclo) aún muestra algunos problemas. Para un espectro típico en el que la frecuencia de muestreo es 2.56 veces la frecuencia máxima (Criterio de Nyquist), la frecuencia de vibración debería estar en el 25% del espectro (parte inferior). La Figura 179 muestra los mismos datos con 800 [Hz] de frecuencia máxima que proporciona una onda de tiempo de calidad (34 muestras por un ciclo de 60 Hz). Inmediatamente se puede ver que esto no proporcionará una buena resolución en el espectro a menos que se utilizan un gran número de líneas. Esto causa un tiempo de adquisición grande. Por esta razón se prefiere el procesamiento dual, que se muestra en la Figura 180 con los mismos datos, para obtener un espectro con buena resolución y onda de tiempo analizable.

Figura 178 Onda de tiempo del generador (8.5 muestras/ciclo)



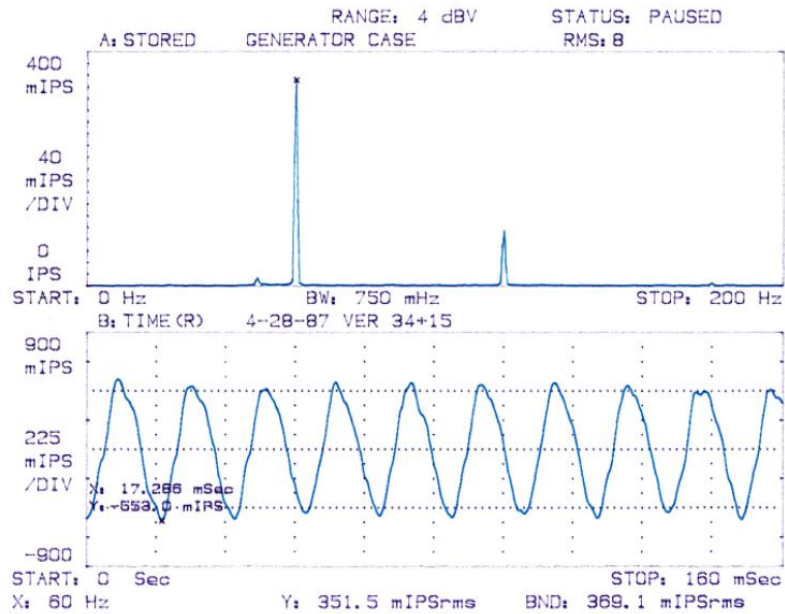
Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

Figura 179 Onda de tiempo del generador (34 muestras/ciclo)



Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

Figura 180 Onda de tiempo del generador con procesamiento dual



Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

9.4.3 Evaluación De La Señal

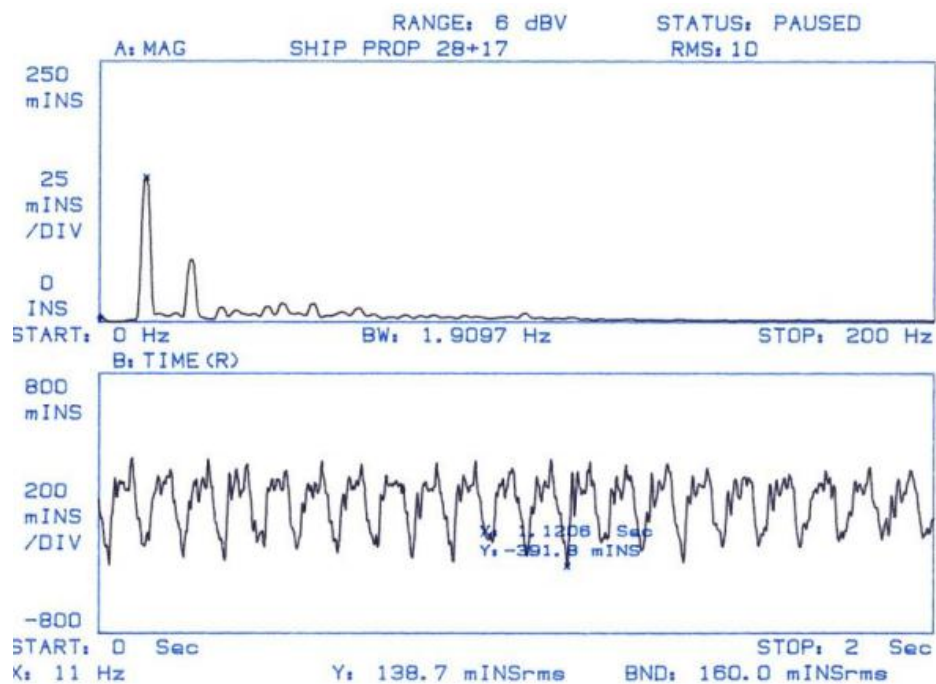
Los datos que se utilizan en un programa de mantenimiento predictivo son tomados de un transductor, el cual responde a las vibraciones generando una señal eléctrica. El objetivo de cualquier programa debe ser lograr la mejor información disponible en esta señal, de modo que la condición de la máquina pueda ser caracterizada de la forma más precisa posible. Por lo tanto, el método utilizado para el procesamiento de la señal es muy importante y debe ser claramente entendido.

9.4.3.1 Órdenes y armónicos

Órdenes y armónicos de una frecuencia fundamental (rpm, acoplamiento de engranajes, etc.) suelen ser siempre un signo de deterioro de la condición.

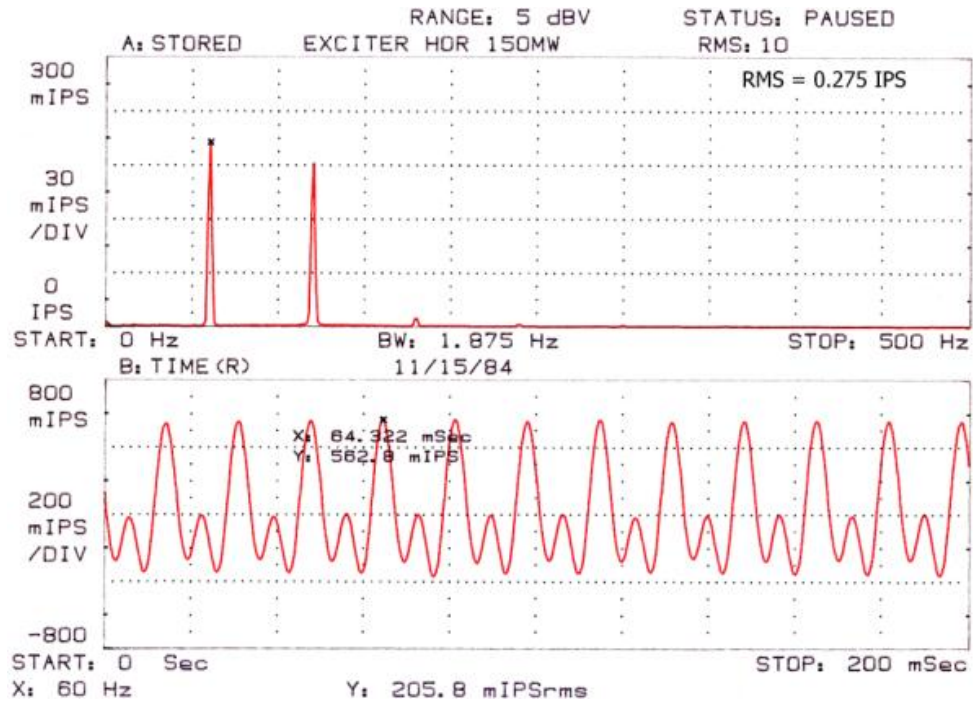
Órdenes y armónicos pueden ser naturales o generados por distorsión (clipping). Ejemplos de vibraciones generadas naturalmente son la velocidad de operación de segundo orden y aire en el entrehierro motor/ generador. La gravedad de la situación se determina en la forma de onda por la amplitud de la vibración y la distorsión de la forma de onda sinusoidal que significa sufrimiento de la máquina. Las máquinas están diseñadas para operar en una zona lineal y el recorte de la onda indica funcionamiento fuera de la zona de confort. La Figura 181 muestra los datos de un eje de la hélice de un barco que se recortan en una onda de segundo orden. La Figura 182 muestra una onda de segundo orden naturalmente generado por la desalineación entre un generador y un excitador.

Figura 181 Onda de tiempo recortada del propulsor de un barco



Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

Figura 182 Onda de tiempo (2x), desalineación generada en un excitador



Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

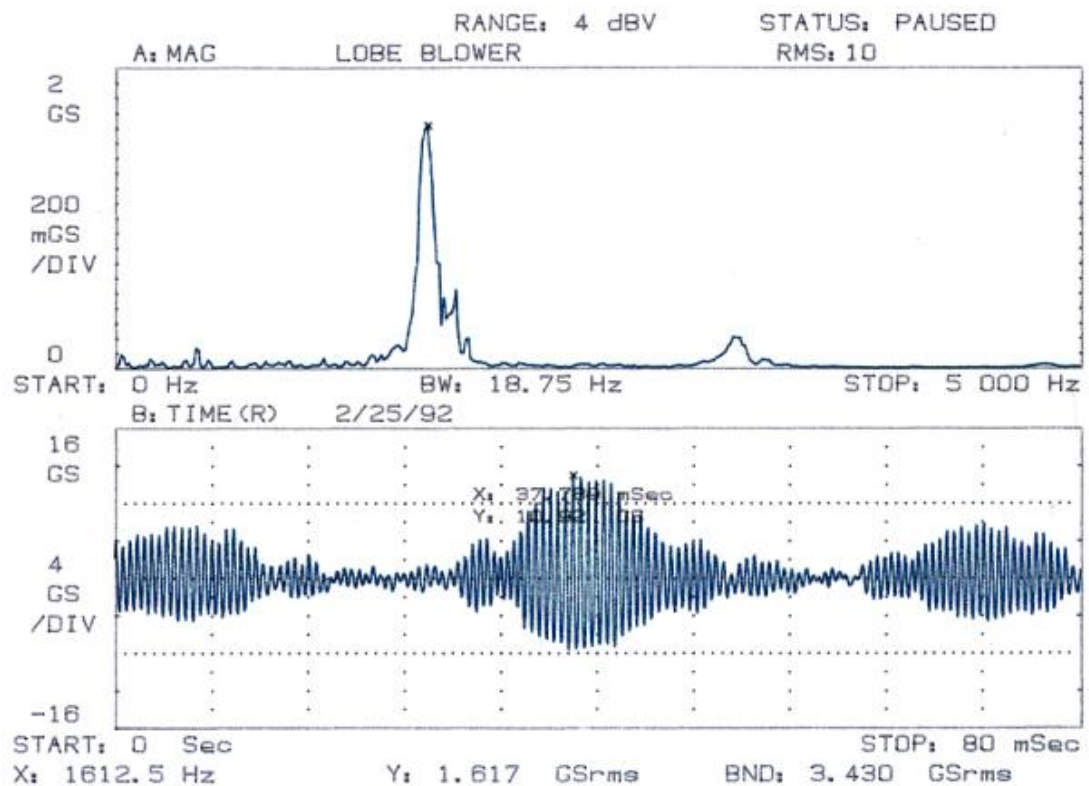
9.4.3.2 Bandas laterales y armónicos

Un indicador importante de problemas surge de la modulación de amplitud. Sin embargo, se debe revisar la onda de tiempo antes de utilizar las bandas laterales como un indicador de severidad. Si bien la gravedad de la modulación resultante de un fallo se puede indicar en el espectro, la forma de onda de tiempo proporcionará un mejor indicador físico de la naturaleza de la falla. A primera vista las ondas de tiempo pueden parecer idénticas, pero existen diferencias. Las figuras 183 y 184 muestran un ejemplo de modulación de amplitud severa de dientes modulada por la baja velocidad del rotor lobulado de un ventilador. Es evidente que una vibración de pico de más de 10.92 [G*s] (3.4 [G*s] r.m.s) no augura nada bueno para la vida útil de la máquina. La onda de tiempo en la Figura 183 se muestra modulación de la amplitud, más sin embargo, el espectro no tiene

muy buena resolución para ser de mucho valor. Por lo tanto es necesario un zoom del espectro, Figura 184, para realizar el análisis de bandas laterales y determinar el origen y la gravedad de la situación.

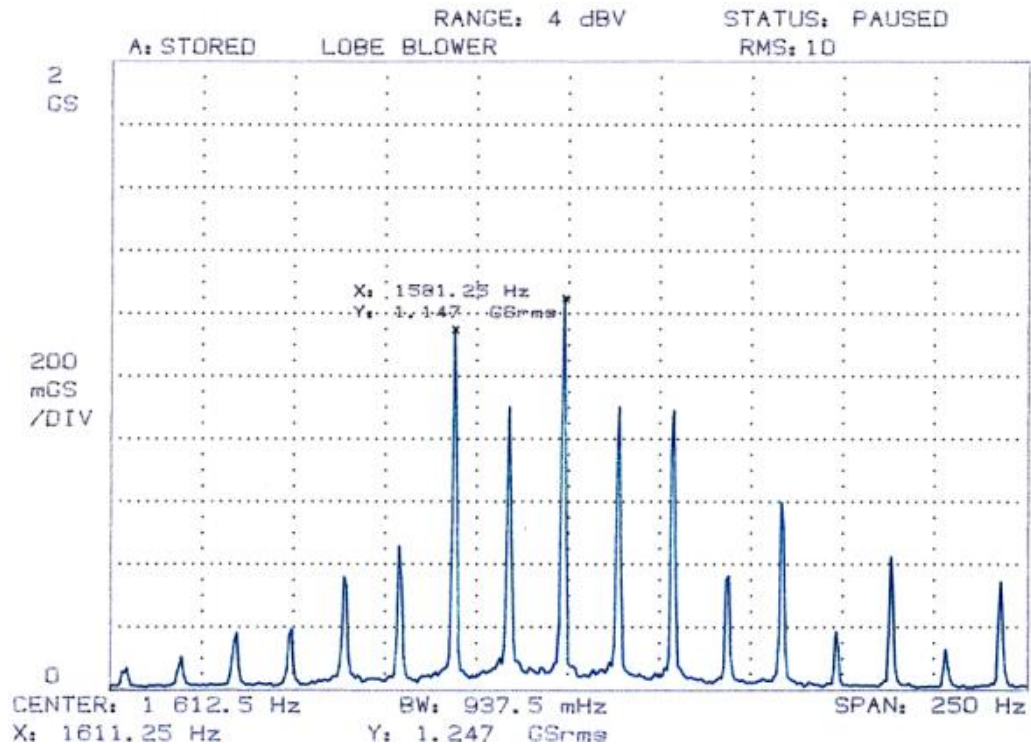
La modulación de frecuencia también puede provocar bandas laterales debido a velocidades y frecuencias fluctuantes. Esto puede suceder en unidades donde la frecuencia es variable, reductores, motores y compresores alternativos para nombrar unas pocas máquinas. La vibración torsional es básicamente una frecuencia de modulación normalmente de la velocidad del rotor.

Figura 183 Frecuencia de dientes modulada por la velocidad baja del rotor



Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

Figura 184 Zoom de la actividad en la frecuencia de dientes de un soplador lobulado



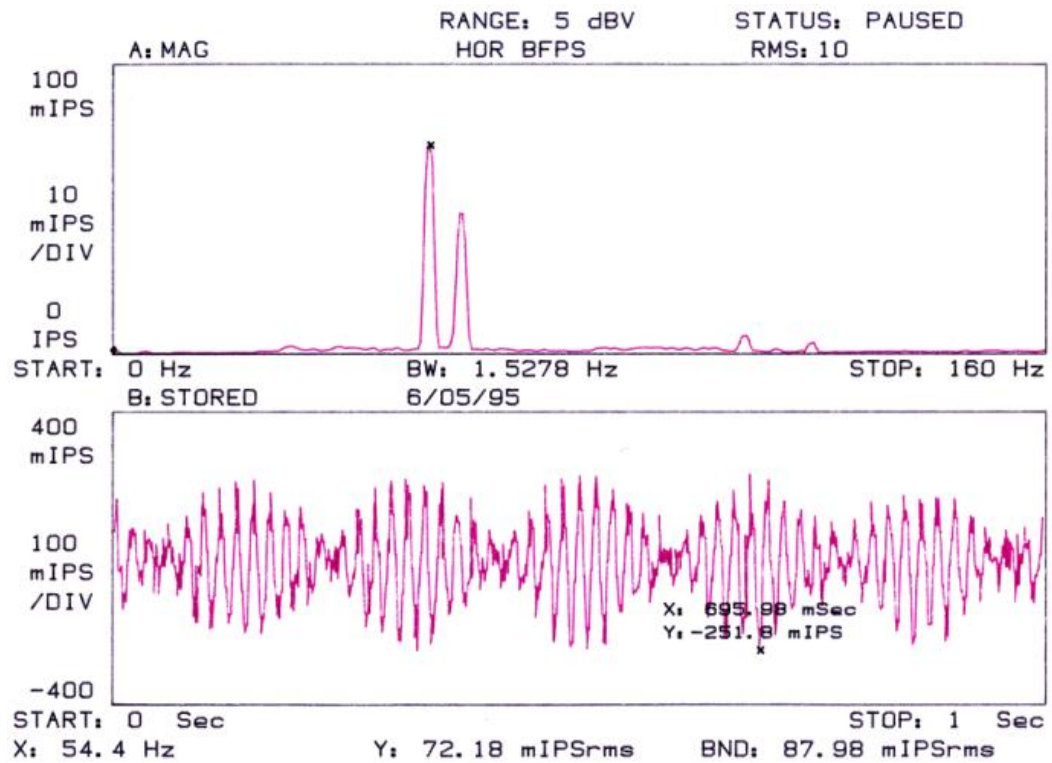
Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

9.4.3.3 Pulsaciones

Se producen cuando dos o más frecuencias de vibración activas o una frecuencia activa y una frecuencia natural están cerca. Uno puede ver esto como dos vectores rotacionales de diferentes frecuencias. La Figura 185 es un ejemplo de pulsaciones en el que dos componentes de vibración se están sumando y restando a medida que ocurren. La Figura 185 muestra pulsaciones en un disco de embrague (bomba de alimentación de una caldera impulsada por un motor con variador de velocidad) con diferentes velocidades de entrada y salida. Los r.m.s. es 0.088 IPS y el pico es 0.252 IPS para un factor de cresta de 0.286.

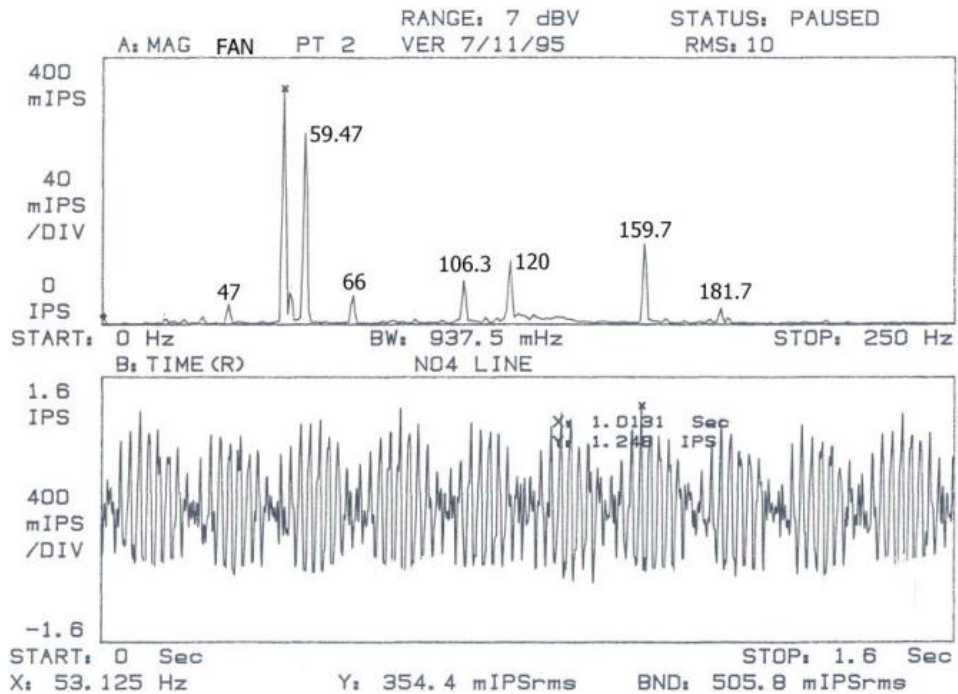
La Figura 186 muestra el resultado de una pulsación recortada como resultado de la alta vibración de un ventilador montado sobre patines. Las numerosas frecuencias se llaman suma y resta de frecuencias.

Figura 185 Pulsaciones sincrónicas de entrada/salida del rotor



Fuente: Machine Condition Evaluation: Using Seismic Measurements, Eshleman R, 2007.

Figura 186 Pulsaciones recortadas de un ventilador impulsado por un motor



Fuente: Machine Condition Evaluation: Using Seismic Measurements, Eshleman R, 2007.

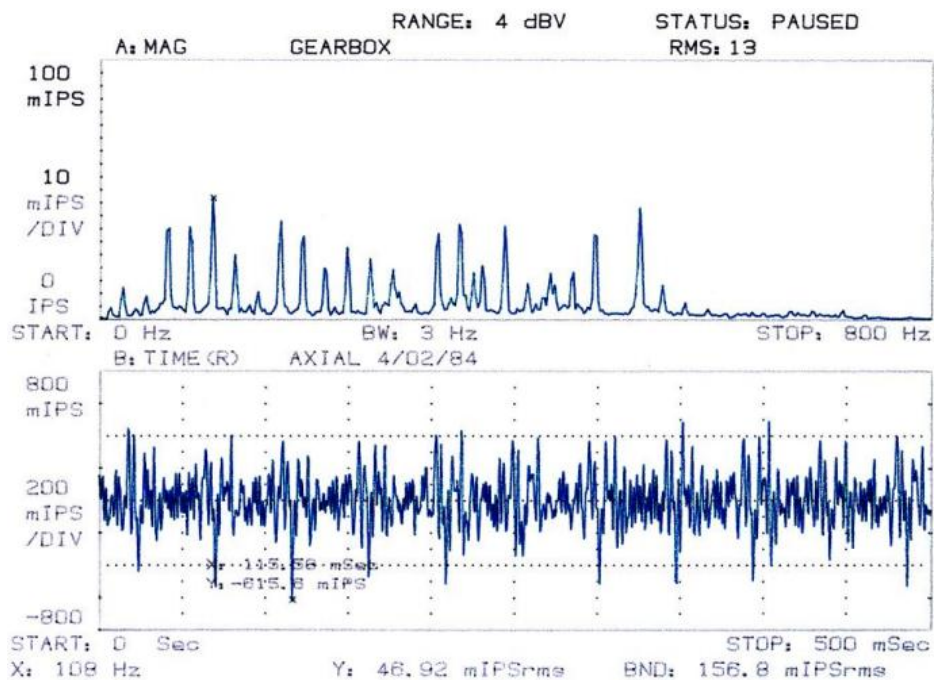
9.4.3.4 Suma y resta de frecuencias

La suma y resta de frecuencias en el espectro procedentes de unas pulsaciones recortadas puede ser desconcertante. Para tener una mejor idea de lo que está pasando en la máquina es mejor ver la forma de onda de tiempo simultáneamente con el espectro. La Figura 186 muestra la suma y resta de frecuencias en un ventilador (53.125 Hz) accionado por un motor (59.47 Hz) que está montado en un patín aislado. Note la vibración de gran amplitud (1,25 IPS-pico) causada por la resonancia resultando en pulsaciones recortadas produciendo muchas frecuencias en el espectro (0,51 IPS-rms).

9.4.3.5 Impactos

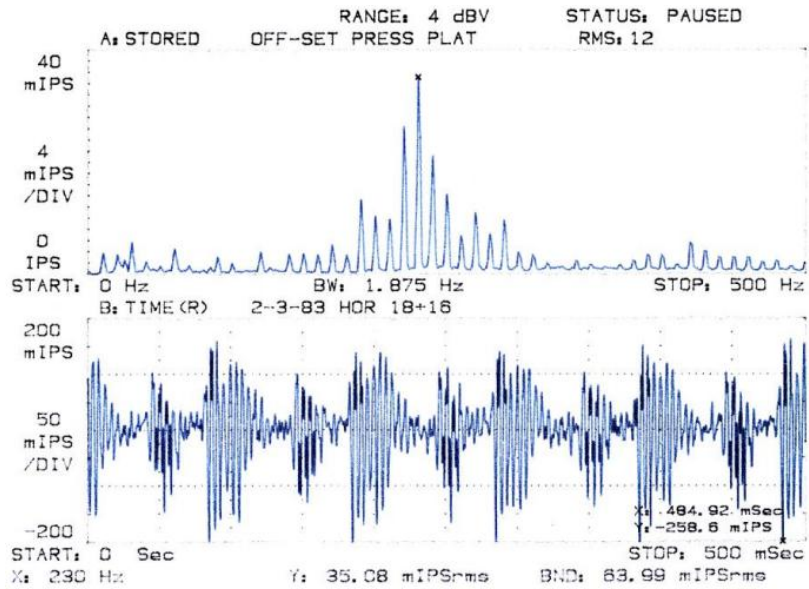
Estos como vibraciones no es normal, excepto en máquinas reciprocantes, máquinas de conformado de metales y máquinas de corte de metal. La onda de tiempo en la Figura 187 muestra impactos de una caja de engranajes con dientes rotos. El espectro muestra solamente órdenes a la velocidad por lo general de funcionamiento asociados con soltura. Note que el pico es de 0.616 IPS, mientras que el valor eficaz del espectro es 0.157 IPS que resulta en un factor de cresta de 3.92. La Figura 188 muestra la vibración de una prensa de impresión off-set con 0.258 pico IPS y 0.064 rms (4,03 de factor de cresta), que tiene dos juegos de rodillos. Los impactos se producen cuando las áreas de fijación pasan a través de la línea de contacto. La frecuencia natural del rollo de 230 Hz se identifica fácilmente.

Figura 187 Caja de cambios con un diente de engranaje roto



Fuente: Machine Condition Evaluation: Using Seismic Measurements, Eshleman R, 2007.

Figura 188 Impactos en una prensa de impresión off-set



Fuente: Machine Condition Evaluation: Using Seismic Measurements, Eshleman R, 2007.

9.4.3.6 Vibración aleatoria

El ruido se produce en las máquinas que trabajan con flujo de fluidos que operan en un estado anormal por fuera del BEP (best efficiency point). En una bomba se puede dar este fenómeno como respuesta a la recirculación de una bomba que experimenta. Este estado ha sido a veces confundido con fallas en rodamientos. Una adecuada resolución puede ser suficiente para salir de dudas.

9.5 MÉTODOS DE EVALUACIÓN DEL ESTADO DE UNA MÁQUINA (SEVERIDAD)

- **Criterios:** Hay muchas formas de diagnosticar un problema, pero la determinar la severidad es una tarea mucho más difícil. Al hacer una evaluación de la severidad generalmente preocupan dos criterios, el estado de la falla y, la destrucción de partes y calidad del producto. Otros criterios incluyen la confiabilidad, el ruido, la seguridad y el mantenimiento. Desafortunadamente no hay una conexión **directa** entre los parámetros de vibración medidos y las fallas, como el esfuerzo, la fatiga, y la deflexión. Al analizar la situación se necesita visualizar la relación entre los niveles de vibración, frecuencias, forma del espectro, la forma de onda de tiempo y el modo en que los diferentes mecanismos de la máquina trabajan, así como los componentes de desgaste y falla. Si el problema es el control de calidad, entonces a menudo es fácil relacionar la fuerza de un parámetro de vibración a la calidad del producto.
- **Análisis:** Los niveles de vibración, a pesar de no ser un parámetro directo de las fallas, son la información más frecuentemente utilizada para evaluar el estado de una máquina. Ya sea que una máquina falle a un cierto nivel de vibración o a un cierto nivel de vibración existente durante un período de tiempo determinado, por lo general no está dentro del conocimiento del analista porque el analista no conoce la robustez del diseño. Sin embargo, la experiencia de fallas previas documentadas en el mismo tipo de máquina puede ser de gran ayuda. La onda de tiempo no sólo marcará un nivel de vibración, también su forma indicará signos de exceso debido a respuesta a las vibraciones no lineales como, la modulación de amplitud, pulsaciones, ruidos y cualquier otro forma de vibración inusual.

Las figuras 186 y 188 muestran formas de onda recortadas de máquinas que operan de modo no lineal.

Al abordar la evaluación del estado de una máquina el analista tiene que revisar las metas del cliente. Esto probablemente determinará el nivel de conservatismo al hacer una evaluación. El siguiente paso consiste en la revisión de los datos para determinar la naturaleza de la falla(s). Esto y el tipo de máquina van a determinar los pasos a seguir en la evaluación. Por ejemplo una bomba puede analizarse del mismo modo en que se analiza un motor. Está claro que hay problemas comunes como el desequilibrio de masas, la desalineación, resonancia, rozamiento, y soldadura que aplican a todas las máquinas.

El grupo de fallas a una vez por revolución sí presentan un desafío debido a la variada relación entre el esfuerzo, la fatiga y el nivel de vibraciones debido a las numerosas variaciones en el diseño. Un historial de un grupo de máquinas o equipos determinados es una gran ayuda. En los espectros previos hay mucha evidencia de lo difícil que es evaluar la condición de respuestas no lineales tales como las pulsaciones, impactos, y la modulación.

9.5.1 Análisis De Tendencias

La ruta de adquisición de medidas de tendencia y el procesamiento de datos son una herramienta estándar para el monitoreo de la condición. Hay varios parámetros que pueden ser usados para curvas de tendencia (ver Figura 189) incluyendo espectros, valores pico, valores rms (globales o en un ancho de frecuencias), y picos espectrales. La idea es relacionar los valores medidos y la tasa de cambio de los valores medidos para evaluar el estado de una máquina. Como criterio básico, doblar el valor de una medida está normalmente relacionado

con un cambio en el estado de la máquina. Sin embargo, es mejor establecer tendencias para equipos en específicos para hacer el proceso más preciso. Es entonces posible asociar un estado conocido con los valores medidos de la vibración. A veces múltiples medidas de tendencia pueden mejorar el proceso. Un historial de análisis de profundidad, fallas, o inspección puede hacer el proceso mucho más eficaz. Se debe entender que los análisis de tendencia no están exentos de problemas por lo que el analista no debe depender totalmente de las curvas de tendencia para evaluar el estado de un equipo.

El objetivo de un programa de monitoreo es predecir con tiempo un colapso de la máquina mucho antes de que pase con el fin de apagarla con tiempo suficiente, para pedir repuestos, y de ese modo reducir al mínimo el tiempo de apagado. Dado que todos los criterios de vibración indican que cambios en una escala logarítmica corresponden a cambios en la misma medida a la severidad, los datos para un análisis de tendencia deben ser trazados en una escala logarítmica en decibeles. Una tendencia lineal en una escala logarítmica se encuentra de vez en cuando, pero la tendencia actual puede seguir otro patrón; Por ejemplo, cuando la falla se refleja en la velocidad de deterioro (por ejemplo, desgaste de los engranajes), la tendencia, cuando se gráfica en escala logarítmica, puede tener tendencia exponencial. En algunos casos la falla cambia en pasos finitos (por ejemplo, esquirlas causadas por la fatiga gradual de la superficie), por lo que es muy difícil extrapolar para determinar la fecha en la cual apagar el equipo. Para garantizar un buen análisis de tendencia, se deben tomar las siguientes precauciones:

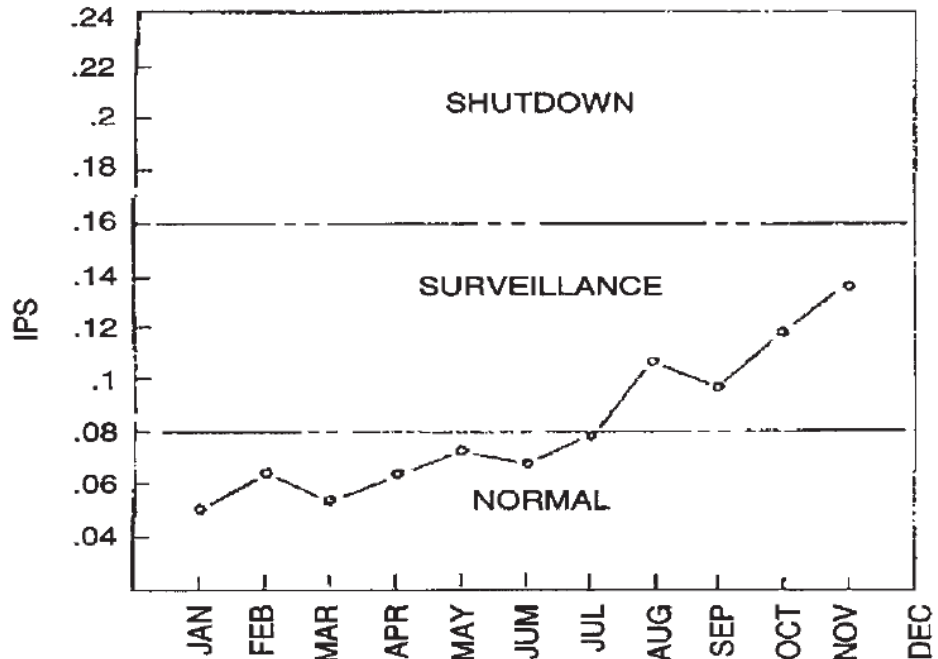
- Se debe determinar la tendencia de una máquina basado en medidas de parámetros directamente relacionados a un tipo de falla específico, no en medidas globales (overall).
- Antes de abordar una curva de tendencia se conviene hacer el diagnóstico de la falla para:

- Poder seleccionar apropiadamente el parámetro para el tipo de falla que se quiere monitorear; por ejemplo, el parámetro puede ser el nivel de vibración de una componente individual, o de un cepstrum o de un rango de frecuencia seleccionado.
- Poder observar meticulosamente la curva de tendencias para establecer si la extrapolación lineal o exponencial es adecuada (ver Figura 189).
- Hay que tener en mente que la mejor manera de estimar el tiempo de una apague inesperado del equipo, se hace utilizando las medidas obtenidas más recientes.

Cambios en los parámetros de funcionamiento, tales como la carga, la temperatura y la presión pueden afectar los niveles de vibración que no tienen nada que ver con un cambio en el estado. Cuando cambios en los niveles de vibración se dan por los factores anteriormente mencionados, se tiene que ser cuidadoso en la interpretación de la condición de una máquina debido a que por los mismos los niveles pueden incluso doblarse aunque la máquina se encuentre en el mismo estado. Por lo tanto, debe realizarse un análisis profundo cuando se presentas variaciones extrañas para estar seguro que no se ha producido cambios en la condición.

No es recomendado extrapolar tendencias para calcular el tiempo hasta la falla de una máquina. El proceso de desgaste de la máquina cambia las propiedades físicas que causan cambios en el comportamiento de la máquina. Este proceso hace que la extrapolación sea muy arriesgada.

Figura 189 Tendencia del defecto en los elementos rodantes de un rodamiento



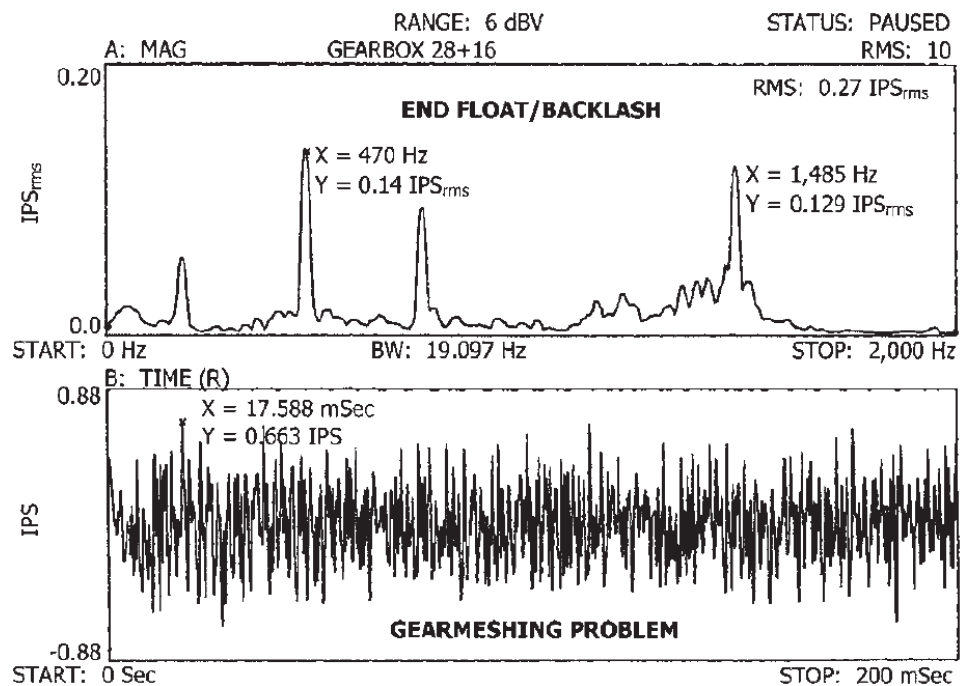
Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

9.5.2 Análisis Profundo

El método más detallado para evaluar la condición de las máquinas es el análisis profundo, usando órbitas, dominios del tiempo o análisis espectrales. Para la evaluación se usan tanto la amplitud como la frecuencia. El analista no solo identifica el problema, sino que también es capaz de estimar la severidad de la condición. Lamentablemente, excepto en raras ocasiones, las condiciones de una máquina no pueden ser relacionadas con esfuerzos y resistencias de los componentes de las máquinas. Las conclusiones basadas en los análisis profundos son subjetivas; la experiencia del analista, especialmente con la máquina evaluada, es muy importante.

Las características del analizador de espectros son muy importantes. Si las bandas laterales son una medición de la condición, el analizador debe tener la suficiente resolución como para distinguir frecuencias y amplitudes.

Figura 190 Vibración de caja de cambios con problemas severos en la frecuencia de engranaje



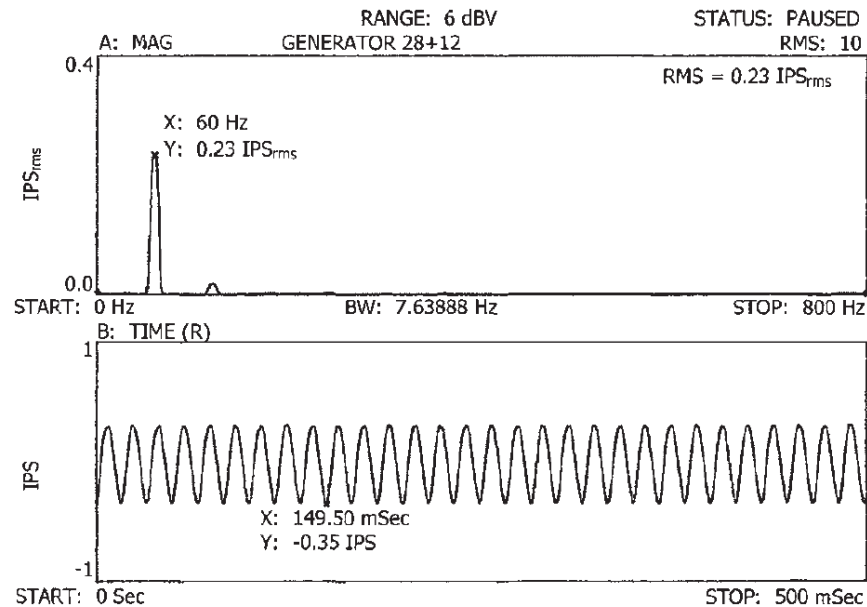
Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

El espectro de la caja de engranajes (ver Figura 190) carece de una resolución adecuada. Es necesario hacer una ampliación a dos veces la frecuencia de engrane, para determinar la causa del problema; la severidad extrema es evidente por la energía dada en el espectro.

La ventana seleccionada en el analizador puede ser usada para estimar la incertidumbre de la amplitud que indica el analizador; esta incertidumbre puede ser tan grande como la diferencia entre las medidas pico y rms.

A veces es necesario realizar pruebas adicionales para establecer el problema. A pesar que la vibración del generador de la Figura 191 es alta, las pruebas de impacto demostraron que una resonancia retrasada e inofensiva estaba generando altos niveles de vibración.

Figura 191 Vibración en la chumacera del rodamiento de un generador de 200 Mw



Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

El nivel de experiencia y el tiempo requerido para un análisis profundo, son los factores decisivos para determinar si la administración utiliza el análisis de profundidad providencialmente o no los utiliza nunca. La alternativa podría ser una observación más frecuente mientras que la condición de la máquina se deteriora, consecuentemente la máquina podría no completar su ciclo de vida operativo.

Pero resultaría más costoso no arriesgarse a la pérdida de producción y de equipos debido a un análisis profundo incierto.

9.5.3 Diagramas Y Estándares De Severidad

Hay muchos diagramas disponibles para la evaluación del estado de una máquina que son publicados por organizaciones de estandarización, agencias gubernamentales, proveedores de equipos, fabricantes, comités técnicos y asociaciones comerciales. Las medidas, condiciones de medición y aplicaciones varían de un diagrama a otro y deben ser considerados durante su manejo. Por ejemplo, muchos diagramas como el estándar de vibración General Motors, Hydraulic Institute (bombas) y NEMA (motores) han sido diseñados para utilizarlos como estándar de aceptación, pero no para la evaluación de la condición. Otras tablas pueden requerir ciertos montajes de la máquina durante la prueba. Estos diagramas tienen un mismo desafío y es que están orientadas para vibraciones a una vez por revolución (1X) y órdenes. Por lo tanto, para la evaluación general, en el rango de 10 Hz a 1000 Hz, la velocidad es la principal medida. Sin embargo, se puede intentar aplicar algunas cartas en el rango de la aceleración (>1000[Hz]) con el máximo cuidado. En general, para obtener mejores resultados, debe tenerse en cuenta en el uso de gráficos la posición, dirección de la medición, rangos de frecuencia, condiciones operativas y la flexibilidad del montaje. A continuación se va presentar un resumen de los diagramas, tablas y normas más utilizadas para la severidad (Tabla 9.3). En el Anexo B se encuentra una recopilación de estándares y normas de seguridad.

En este documento serán considerados para su estudio el uso del Diagrama de Blake y el estándar ISO 10816, de los demás estándares se discutirá un breve resumen donde se expondrán los ítems más relevantes.

Carta de Rathbone

Es la primera guía (no norma) de amplia aceptación en el ámbito industrial. Fue desarrollada en los años treinta y perfeccionada posteriormente (ver Figura C.16 del Anexo B). La Carta dispone de dos escalas logarítmicas: frecuencia en hercios (Hz) y amplitudes en desplazamiento (Pico), mediante las que se podrá determinar directamente la severidad de la vibración. Las principales limitaciones de dicha carta son las siguientes:

- No tiene en cuenta el tipo de máquina, la potencia y la rigidez de los anclajes.
- La carta es aplicable solamente a los equipos rotativos y no a los alternativos o a otros sistemas industriales.

Cuanto mayor es la frecuencia, la amplitud de vibración en desplazamiento tiene que ser menor para que se conserve la misma severidad. Es decir, si un equipo vibra a 300 RPM con 100 micras P-P, la severidad es “buena”, pero si la misma amplitud corresponde a una frecuencia de 4.000 CPM, entonces la severidad es “muy severa”. La vibración a baja frecuencia es menos peligrosa, que la vibración a alta frecuencia, de ahí que las averías de engranajes y rodamientos, que se producen generalmente a alta frecuencia, sean muy peligrosas. Este es el motivo por el que las amplitudes de baja frecuencia se miden en desplazamientos y las de alta frecuencia, en velocidad o aceleración. La carta de Rathbone fue creada para máquinas de bajas RPM y hoy se considera obsoleta [Curso de Vibraciones, en línea, Sinais Ingeniería de mantenimiento].

Tabla 30 Resumen de Normas y Diagramas empleados para evaluar la severidad

Referencia	Descripción
ISO 7919	Diagramas Basados en medidas de vibraciones en partes rotativas
ISO 10816	Diagramas Basados en medidas de vibraciones en partes no rotativas
API 610	Bombas
API 673	Ventiladores
API 612	Turbinas a Gas -
API 613	Engranajes -
API 617	Compresores Centrífugos -
API 619	Compresores de Tornillo -
API 540	Motores -
Blake	Vibraciones medidas en velocidad pico con transductores sísmicos
SWRI	Diagramas de severidad desarrollados por SouthWest Research Institute
Dresser Clark-Jackson	Desarrollado para medir el desplazamiento pico a pico relativo del eje en grandes turbo maquinarias
Hydraulics	Límites de vibración medidos en chumaceras,

Institute	para bombas de agua horizontales
Rathbone	Primera carta de severidad desarrollada
Azima DLI	Diagrama de severidad más aceptada en el ámbito comercial
Entek IRD	Para valores filtrados medidos en la estructura de la máquina o la cubierta del rodamiento

Diagramas del SouthWest Research Institute

Estos diagramas deben ser utilizados con un valor efectivo de vibración que se obtiene de multiplicar uno o más factores. Los factores de corrección (ver Tabla C.10 anexo B) que se usan para la Figura C.10 del anexo B, límites de vibración en chumaceras, incluyen rigidez de rotores, tipo de cimentación, potencia, relación peso rotor-carcasa, vibración en alta frecuencia, inestabilidades y vibración sin filtrar. Los factores usados en la Figura C.11 para vibración en ejes diferencian desde velocidad de carrera a inestabilidades en el eje, potencia de la máquina y datos sin filtrar. El uso detallado de estos diagramas se puede encontrar en: *Vibration Monitoring of Turbomachinery*, Lifson A, Simmons H, 1989.

Debido a la gran cantidad de mediciones requeridas para construir un gráfico, no es prudente plantear gráficos para máquinas y situaciones específicas. Los gráficos pueden ser desarrollados localmente para máquinas específicas, pero las condiciones y conocimientos del estado de la máquina deben ser controlados en la recolección de muestras estadísticamente significativas. Por ejemplo, si el proceso de fabricación provoca cambios significativos en los niveles de vibración de una

máquina en particular, esa máquina podría no ser un buen candidato para el desarrollo de cartas de severidad. En este documento se estudiarán dos estándares de severidad que pueden ser utilizados tanto para niveles de aceptación como evaluación de la condición.

- Diagrama de Blake- Vibration Institute, Figura 192
- Estándares de la norma ISO 10816, Fig 193

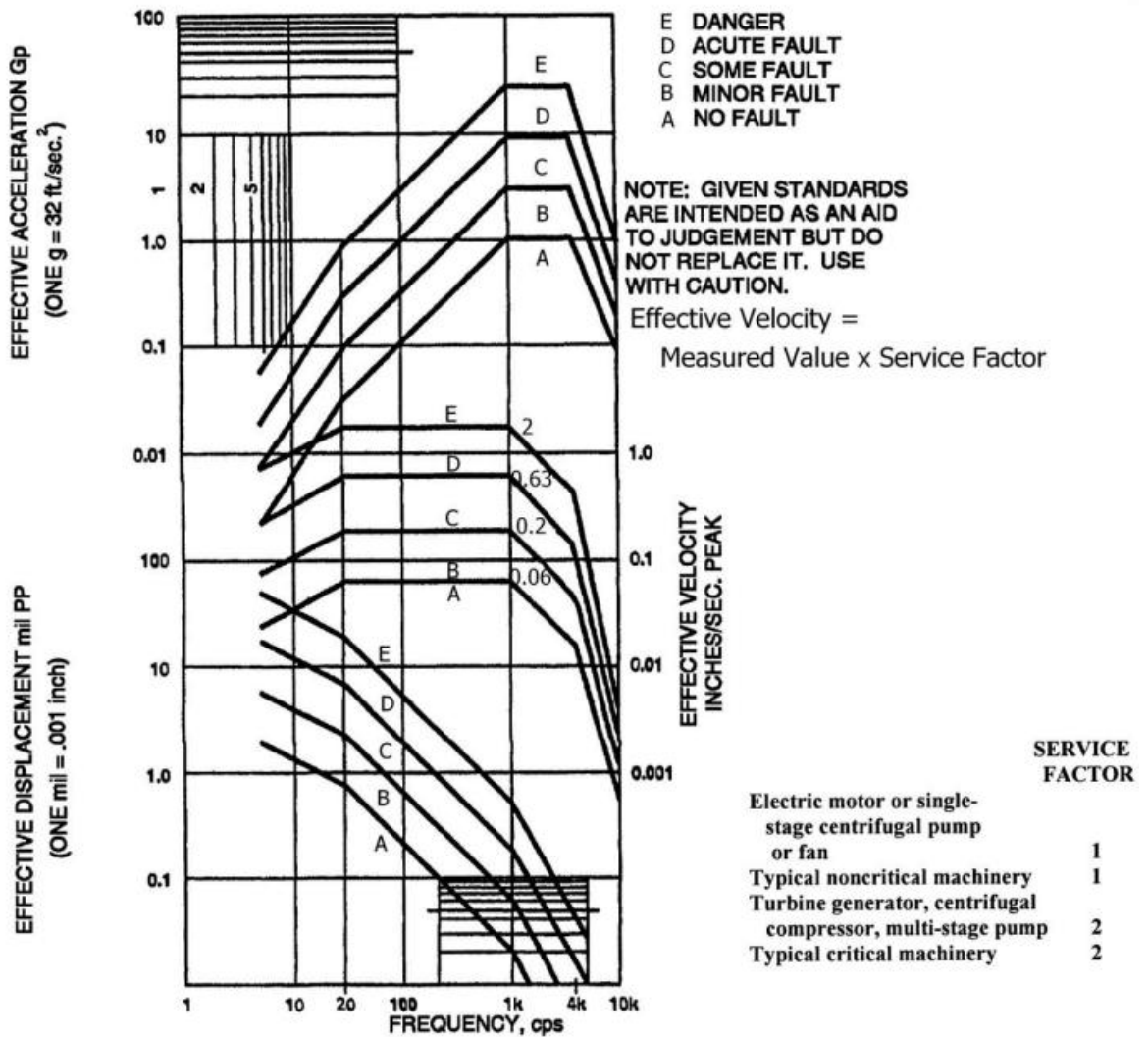
Cabe señalar que estos dos métodos de evaluación se basan en principios muy diferentes. La carta de Blake utiliza la velocidad pico de vibración como la medida de evaluación en este rango de frecuencia. Se ha demostrado que la velocidad pico de vibración está relacionada a la tensión en la máquina. ISO 10816 utiliza la raíz cuadrada media (RMS) como principal medida. La velocidad de vibración rms es una medida de la energía de vibración en la máquina.

La gráfica de Blake, Figura 192, que se aplica a la maquinaria en general, fue desarrollada por Michael P. Blake que hizo uso de conocimiento íntimo de las máquinas y miles de mediciones utilizando las mediciones de vibración pico. El uso de factores de servicio hace que este cuadro sea lo suficientemente versátil como para aplicar a diferentes tipos de máquina. De hecho, este gráfico se puede aplicar a cualquier máquina particular mediante el empleo de los factores de servicio en la Tabla 9.4.

Debe quedar claro que las medidas utilizadas son la velocidad o aceleración pico real y el desplazamiento pico a pico de una onda de tiempo adquirida con un transductor sísmico. La magnitud del desplazamiento es 0, a 20 Hz o a un nivel de velocidad reducida. La región principal de uso es de 20 Hz a 1000 Hz donde la velocidad efectiva es la que manda. De 1000 Hz a 4000 Hz la aceleración efectiva es la medida principal. Los valores medidos se multiplican por un factor de servicio

orientado a la máquina para obtener la vibración eficaz (ver Tabla 9.4). La vibración efectiva se compara a la frecuencia principal de la máquina para determinar la zona de severidad. La gráfica tiene cinco zonas de severidad. Sin embargo, normalmente se utilizan sólo las cuatro zonas más bajas. La zona No-Falla se refiere a los niveles de aceptación, mientras que MINOR, SOME y ACUTE se refieren a Normal, monitoreo y apagado del sistema, respectivamente, en una evaluación de la condición.

Figura 192 Diagrama de Blake, Vibration Institute (vi-institute)



Fuente: Vibration and Acoustic Measurement Handbook, Blake M, Mitchell W, 1972

Tabla 31 Factores de servicio para el diagrama de Blake

MÁQUINA	FACTOR DE SERVICIO
Turbinas y generadores	2
Compresores centrífugos	2
Motores grandes de 500 a 4000 [hp]	1.0
Bombas centrifugas	0.75
Sopladores de lóbulos	0.5
Caja de cambios	1
Ventiladores	1
Unidades para torres de enfriamiento	1
Enfriador	2.5
Excitadores	1
Ejes de máquinas herramientas	2
Equipos ópticos	4
Bombas verticales	0.667
Motores pequeños	1
Bombas de alimentación de calderas	1

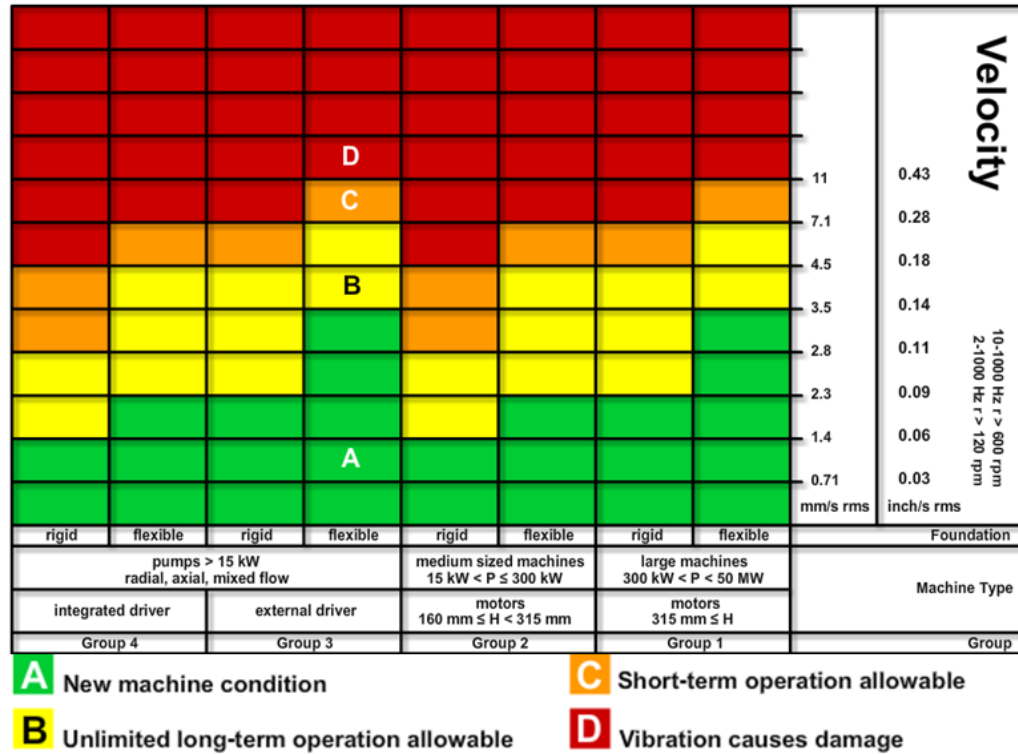
Fuente: Machine Condition Evaluation: Using Seismic Measurements, Eshleman R, 2007.

ISO 10816, que se aplica a máquinas rotativas, generadores de turbinas de vapor, turbinas de gas, bombas y máquinas reciprocantes, se ha ampliado y mejorado extensamente en los últimos 25 años. Esta serie de normas (ocho partes) proporcionan criterios generales de evaluación para la aceptación y evaluación de condiciones. Los criterios se basan en medir el estado de estable y la velocidad de cambio de la amplitud utilizando el valor global de velocidad en rms a lo largo de un ancho de frecuencias (usualmente de 10 Hz a 1000 Hz). Los niveles de vibración se dan en unidades del Sistema Internacional (SI), ver Figura 193.

- Desplazamiento: micrómetros (um pico a pico)
- Velocidad: Milímetros por segundo (mm/s r.m.s)
- Aceleración: metros por segundo cuadrado (m/s^2 r.m.s)

También existen versiones de estos estándares publicados en unidades pico en el sistema Ingles, pero cabe resaltar que los niveles en estos documentos nos son fiables debido a que un factor de 1.414 ha sido usado en la conversión. Experimentalmente ha sido comprobado que el factor de cresta muy pocas veces coincide con 1.414, este valor solo puede ser usado para convertir unidades de rms a pico cuando la señal es sinusoidal.

Figura 193 Carta de severidad para evaluación de la condición usando procesamiento R.M.S



Fuente: Severity Charts, Mobius Institute

10 PROGRAMAS EN MATLAB

10.1 NIVELES DE VIBRACIÓN

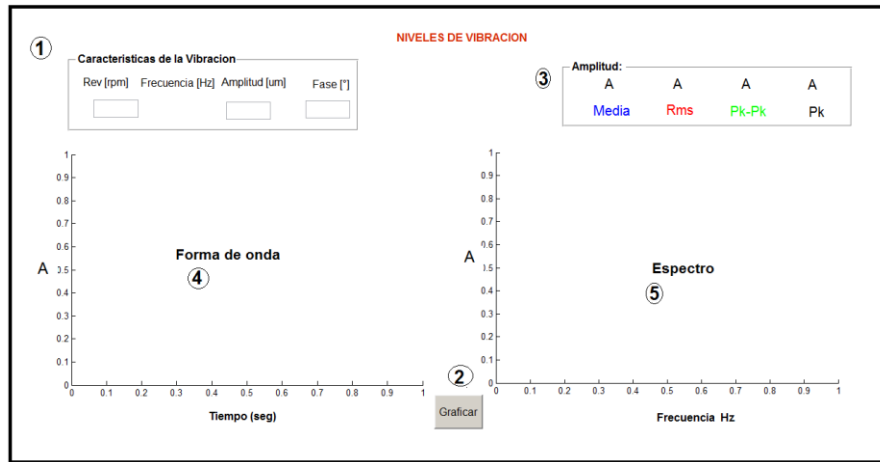
Este programa consiste en el cálculo de los niveles de la amplitud (rms, pk-pk, medio) para una determinada señal de vibración.

La interfaz de usuario del programa permite introducir las características de la señal por ejemplo frecuencia en Hz, amplitud en nivel pico (pk) en unidades de micrómetros (μm) y fase en grados. En la pantalla se observa la forma de onda de la señal y su respectiva TRF (Transformada Rápida de Fourier).

Las partes de la interfaz de usuario son:

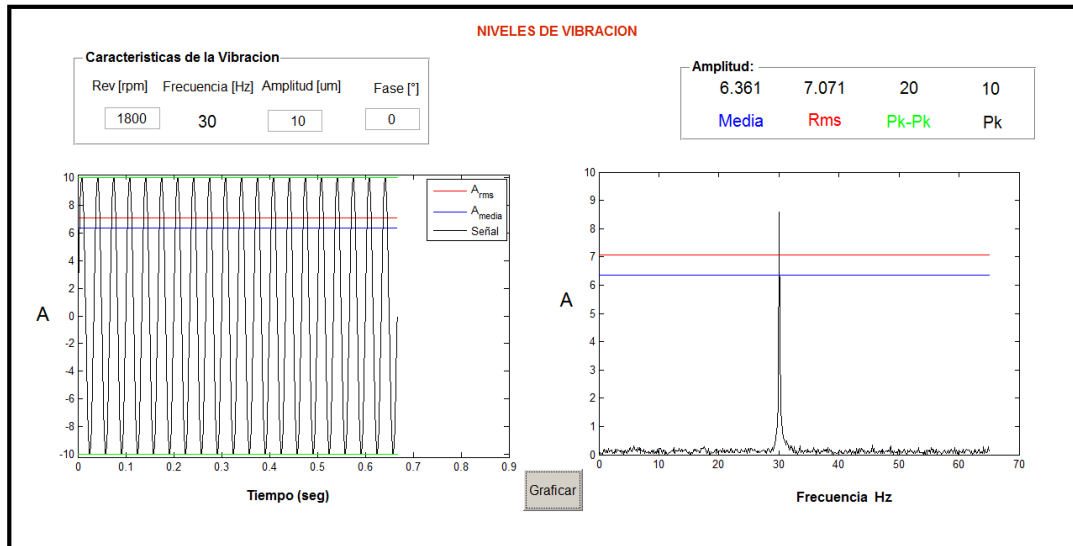
- 1) Panel de ingreso de la característica de la vibración
- 2) Botón para que el programa realice los cálculos y graficas
- 3) Panel de resultados de los niveles de la amplitud de la vibración
- 4) Forma de onda de la señal de vibración
- 5) Espectro de la señal de vibración

Figura 194 Interfaz de usuario para el cálculo de niveles de vibración



Por ejemplo se tiene una señal con ciertos parámetros, se muestran los resultados de los niveles de vibración y la forma de onda junto con el espectro. La señal es de 1800 rpm con amplitud de 10 μm y un ángulo de fase 0°

Figura 195 Niveles de vibración para una señal de 1800rpm



10.2 ARMÓNICOS Y SUPERPOSICIÓN (OVERLAPPING)

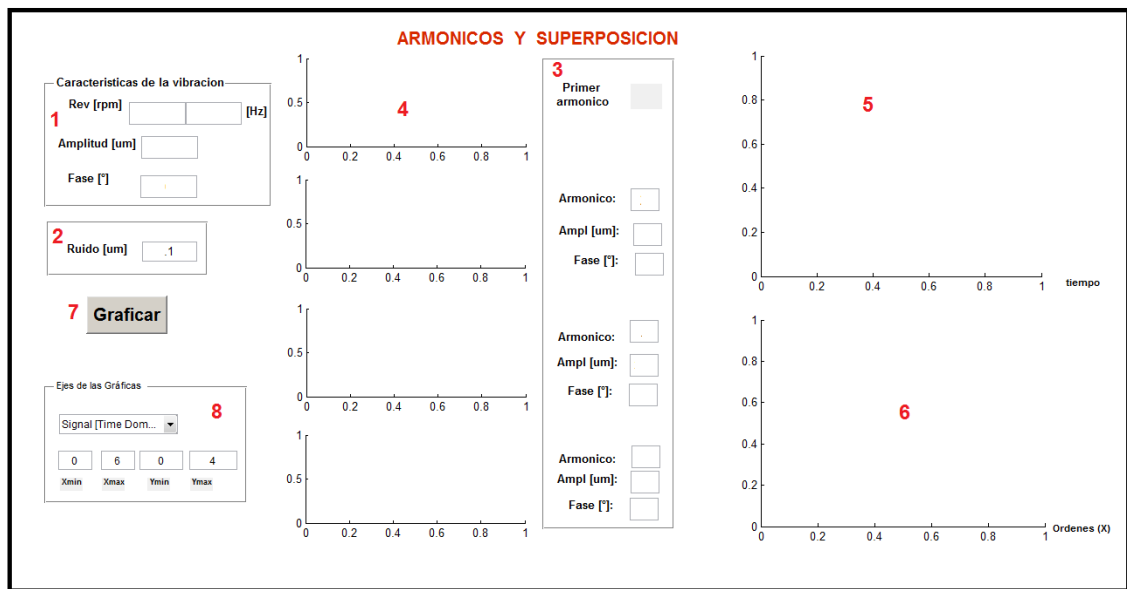
El programa consiste en la generación de una señal junto con armónicas de esta, se grafica cada armónico seleccionado y la superposición de estos. También se puede variar la amplitud de ruido de la señal y los ejes de las gráficas se pueden modificar para poder observar las señales. El espectro de vibración esta graficado amplitud versus ordenes de la velocidad (múltiplos de la velocidad que correspondes a los armónicos).

Con el programa se pretende entender el fenómeno de superposición que hay en las maquinas al vibrar, una señal de vibración está compuesta por muchas y la forma de diferenciar las componentes de dichas señales es por medio del espectro de la vibración.

Las partes de la interfaz de usuario son:

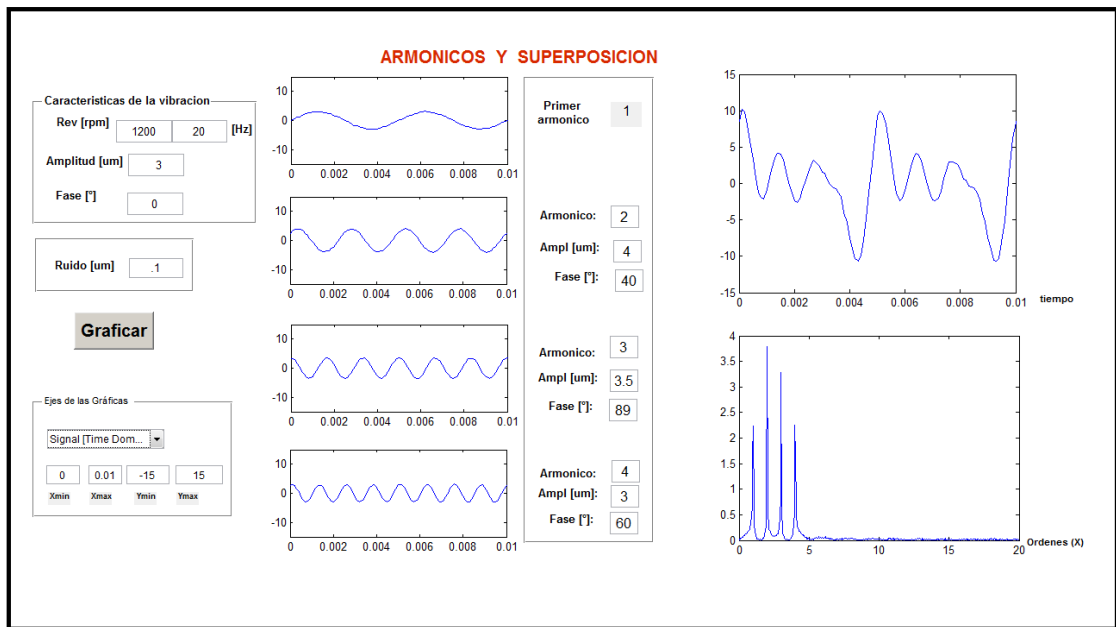
- 1) Panel de ingreso de la característica de la vibración
- 2) Casilla para la variación de magnitud del ruido en la señal
- 3) Panel para introducir los parámetros de los armónicos de la señal fundamental
- 4) Graficas de las señales (fundamental y sus armónicos)
- 5) Forma de onda resultado de la superposición de las todas las señales
- 6) Espectro de la forma de onda superpuesta
- 7) Botón para correr el programa
- 8) Panel para variar los ejes de las gráficas (forma de onda y espectro)

Figura 196 Interfaz de usuario para armónicas y superposición



Por ejemplo se obtiene una señal de 1200rpm (20 Hz) con amplitud de 3 μm , se tiene armónicas de la primera velocidad que corresponde a 2, 3, 4 armónicas con diferentes magnitudes.

Figura 197 Superposición de señales con velocidad de 1200 rpm



10.3 PARÁMETROS DE UNA VIBRACIÓN POR MEDIO DE LA INTEGRACIÓN Y DERIVACIÓN DE UNA SEÑAL DE TIEMPO

El programa en matlab está basado en la gráfica A.1 de relación entre aceleración-velocidad y desplazamiento de la norma ISO 10816-1. Consiste en entrar con una señal de vibración específica (un parámetro de la vibración) con ciertas unidades, dependiendo de la variación de la frecuencia se obtienen los otros parámetros y se aprecia el cambio de amplitud en función de la frecuencia.

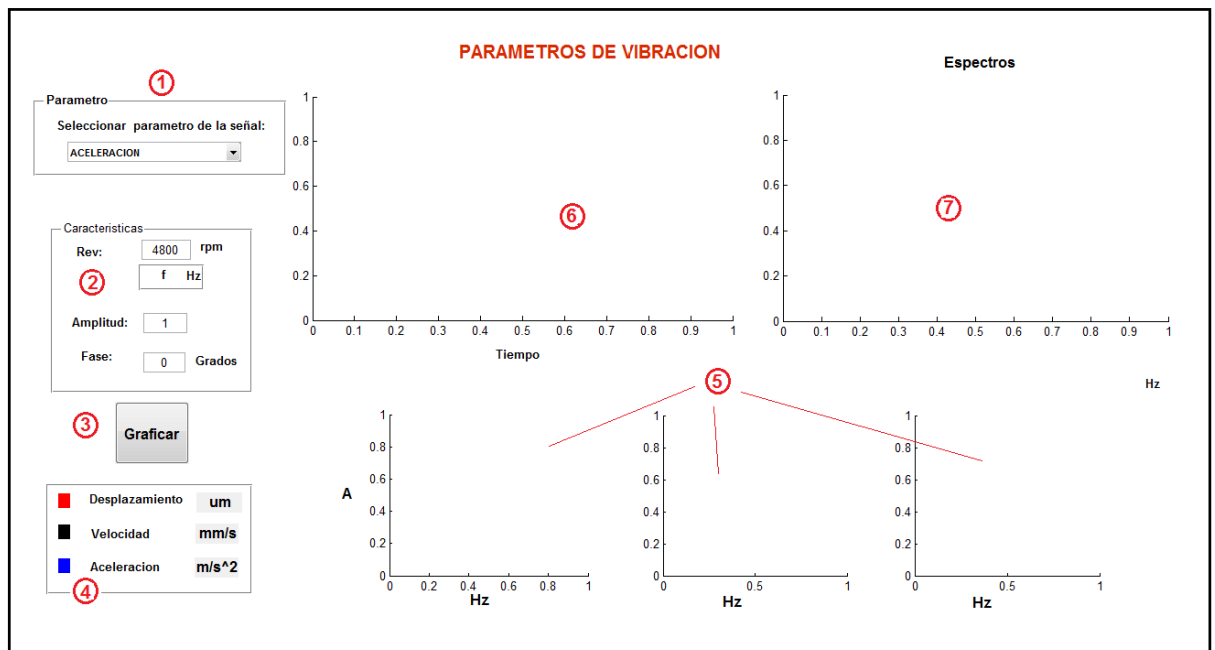
El programa realizado en matlab permite seleccionar un parámetro de entrada (aceleración, velocidad o desplazamiento). El objetivo es variar la frecuencia de la señal de entrada, esta señal tendrá las unidades del parámetro seleccionado. Se

mostrara los espectros de los otros parámetros en sus unidades correspondientes y se apreciara el cambio de amplitud al variar la frecuencia.

Las partes de la interfaz de usuario son:

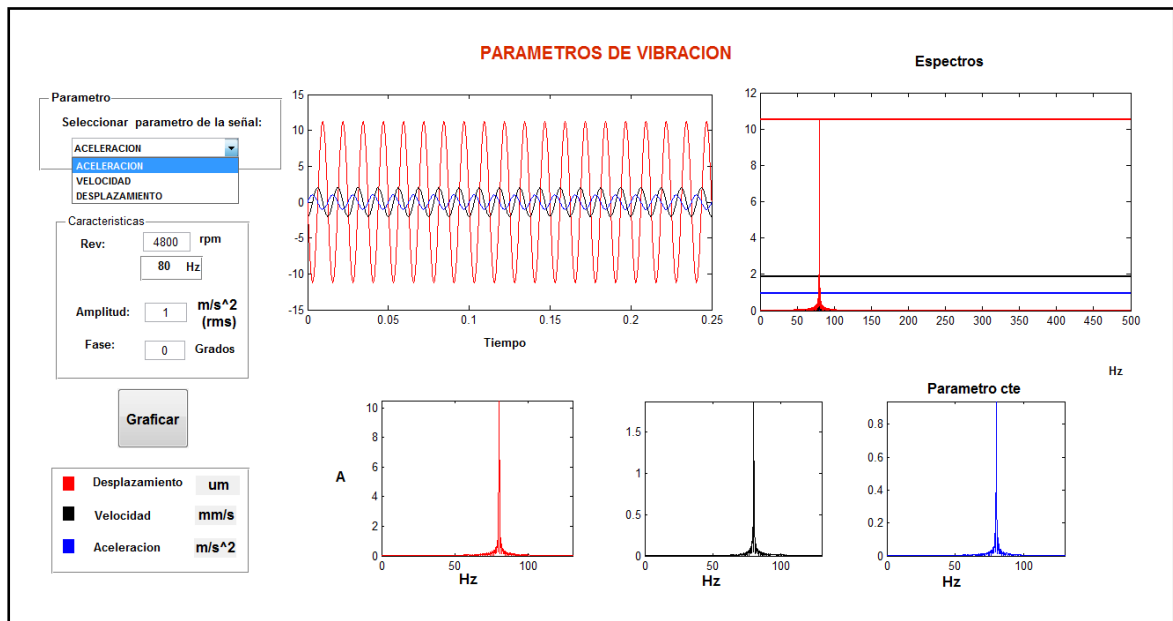
- 1) Desplegable para la selección del parámetro de la señal de entrada
- 2) Panel de ingreso de las características de la vibración
- 3) Botón para correr el programa
- 4) Unidades correspondientes para cada parámetro
- 5) Espectros individuales de cada parámetro de la vibración
- 6) Forma de onda de los parámetros
- 7) Espectro de todos los parámetros

Figura 198 Interfaz de usuario para parámetros de una vibración



En la siguiente figura se muestran como la aceleración el parámetro de entrada con frecuencia de la señal de 80Hz a partir de la cual se integran y se obtienen velocidad y desplazamiento.

Figura 199 Parámetros de vibración obtenidos a partir de aceleración



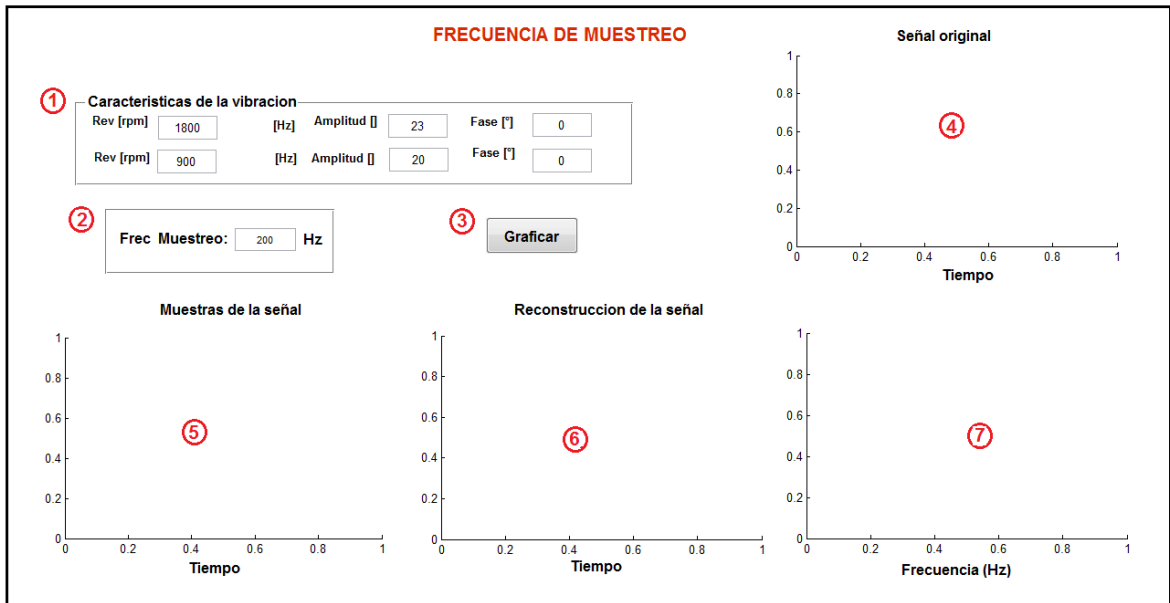
10.4 FRECUENCIA DE MUESTREO

El programa en matlab se pretende visualizar la importancia de la frecuencia de muestreo y el criterio de la frecuencia de Nyquist en la adquisición de una señal de vibración. La interfaz de usuario permite la creación de dos señales introduciendo sus respectivas características, se presenta la forma de onda de la superposición de las dos vibraciones de la cual se toman muestras para realizar la reconstruir la señal y obtener el espectro de vibración de esta.

Las partes de la interfaz de usuario son:

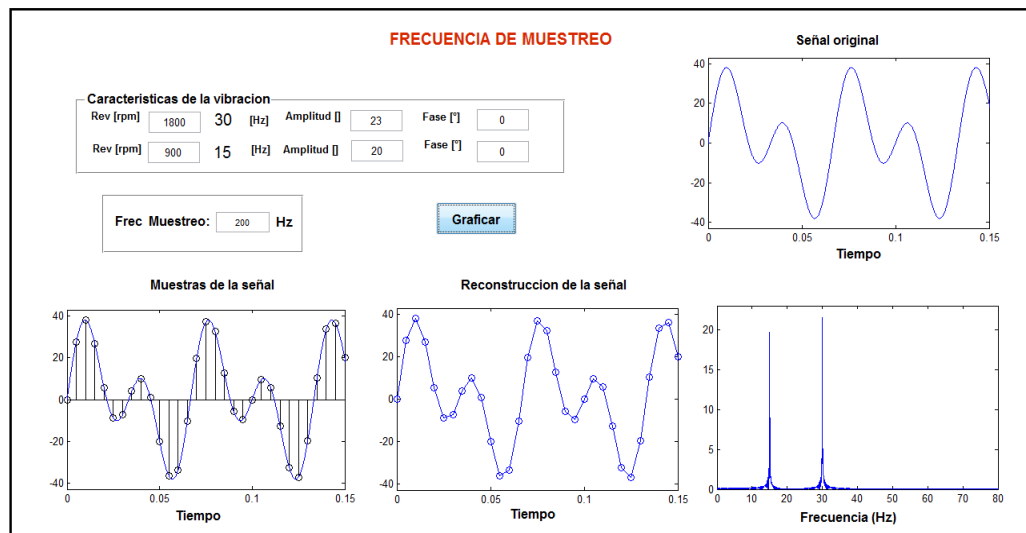
- 1) Panel de ingreso de las características de la vibración
- 2) Casilla para la introducción de la frecuencia de muestreo
- 3) Botón para correr el programa
- 4) Forma de onda de la superposición de las señales (señal original)
- 5) Muestras obtenidas de la forma de onda original
- 6) Forma de onda reconstruida a partir de la muestras
- 7) Espectro de la vibración reconstruida

Figura 200 Interfaz de usuario para la frecuencia de muestreo



A continuación se presenta el Espectro obtenido a partir de las muestras de la señal superpuesta por dos vibraciones de 15 y 30 Hz, la frecuencia de muestreo es de 200Hz

Figura 201 Espectro obtenido a partir de las muestras de la señal



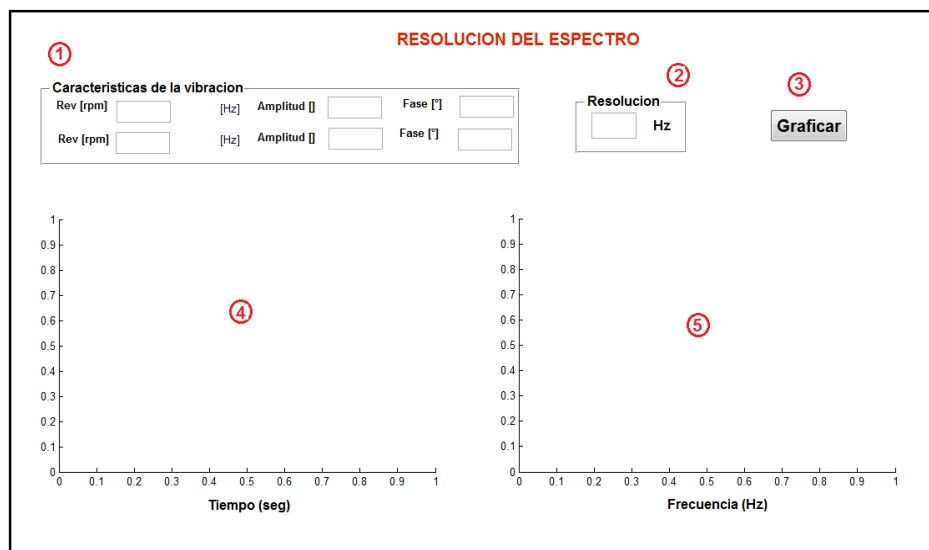
10.5 RESOLUCIÓN DEL ESPECTRO Y FUGA ESPECTRAL

Con el programa se pretende entender el fenómeno de fuga espectral a partir de una resolución para el espectro. La interfaz de usuario permite la obtención de tener una señal de vibración compuesta por dos armónicas a distintas frecuencias, también se puede introducir una resolución deseada. El objetivo es obtener el espectro de la señal a partir de la resolución introducida, observar los cambios a distintas resoluciones y apreciar el fenómeno de fuga espectral para el cual se manifiesta cuando la resolución no es la adecuada.

Las partes de la interfaz de usuario son:

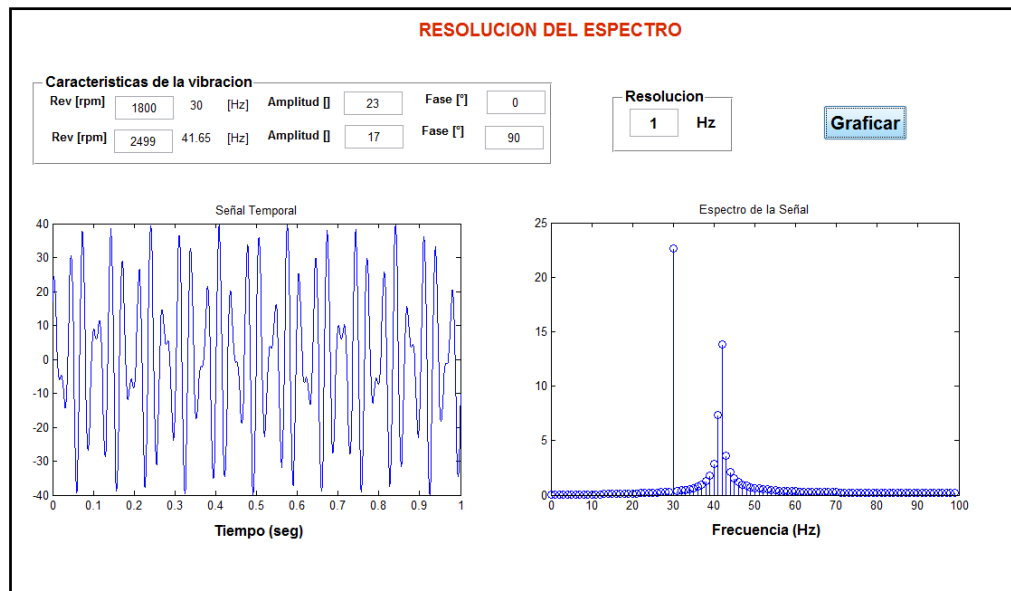
- 1) Panel de ingreso de las características de la vibración
- 2) Casilla para la introducción de la resolución
- 3) Botón para correr el programa
- 4) Forma de onda de las señales
- 5) Espectro de la señal de vibración con la resolución dada

Figura 202 Interfaz de usuario para la resolución y fuga espectral



A continuación se presenta en la siguiente figura el Espectro obtenido a partir de una señal compuesta, la resolución deseada (1 Hz) la cual es adecuada para una señal de 30 Hz (1800rpm), pero no es suficiente para la señal de 41.65 Hz (2499rpm) y se presenta fuga espectral.

Figura 203 Resolución espectral de dos señales 30 y 41.65 Hz



10.6 VENTANA HANNING

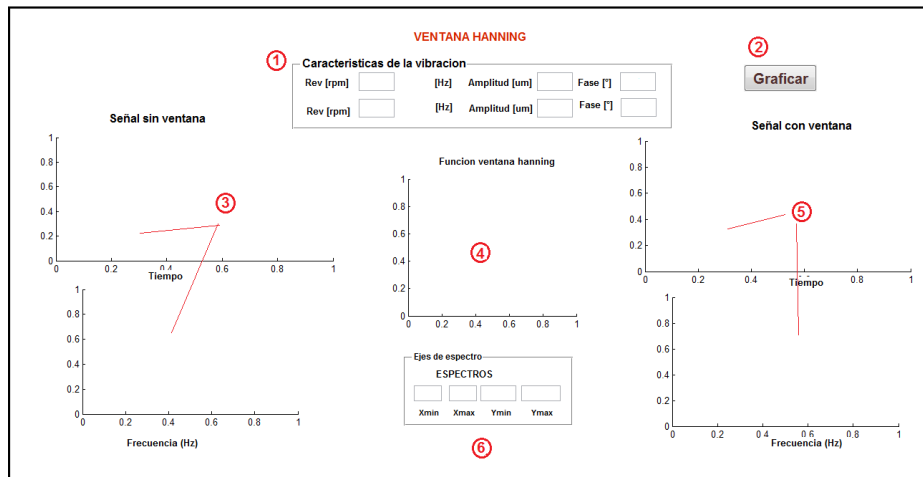
El programa de ventana realizado en matlab tiene como objetivo entender la ventaja de obtener las señales de vibración y pasarlas por la función ventana (ventana hanning). La interfaz de usuario permite la creación de una señal a partir de sus características y obtener su forma de onda y espectro antes y después de la función ventana.

Las partes de la interfaz de usuario son:

- 1) Panel de ingreso de las características de la vibración
- 2) Botón para correr el programa
- 3) Forma de onda y espectro de la señal de vibración
- 4) Función de la ventana hanning

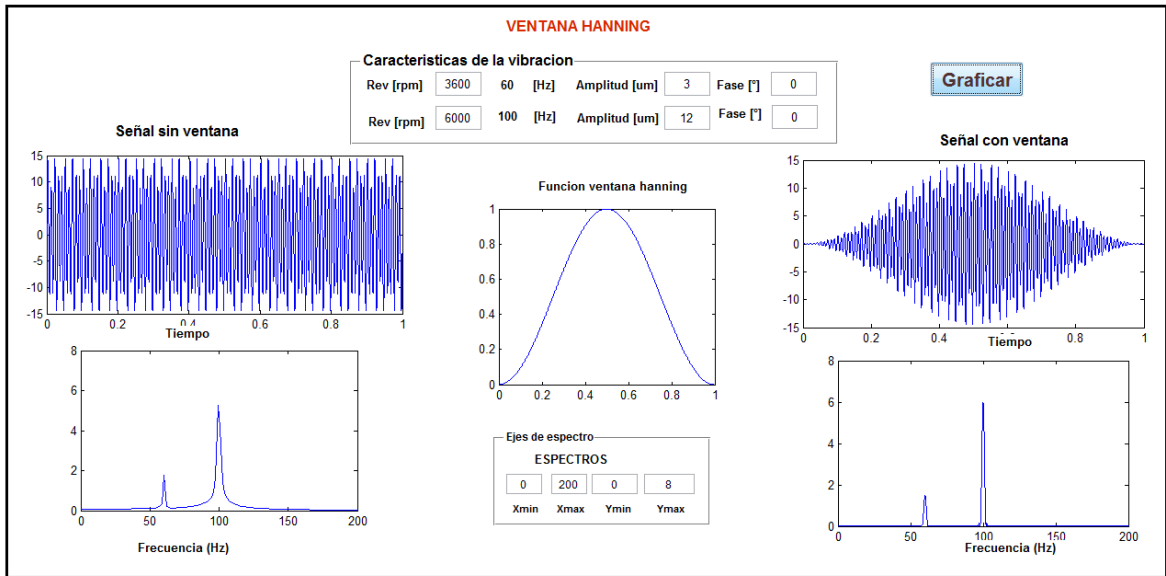
- 5) Forma de onda y espectro de la señal al pasar por la ventana
- 6) Panel para variar los ejes del espectro

Figura 204 Interfaz de usuario para ventaneo (ventana hanning)



En la figura siguiente se muestra una señal de vibración obtenida después de pasar por la función de la ventana hanning, la señal original es una compuesta por dos señales armónicas de frecuencias 30 y 60 Hz

Figura 205 Señal obtenida después de pasar por la ventana hanning



10.7 ZEROPADDING (RELLENO DE CEROS)

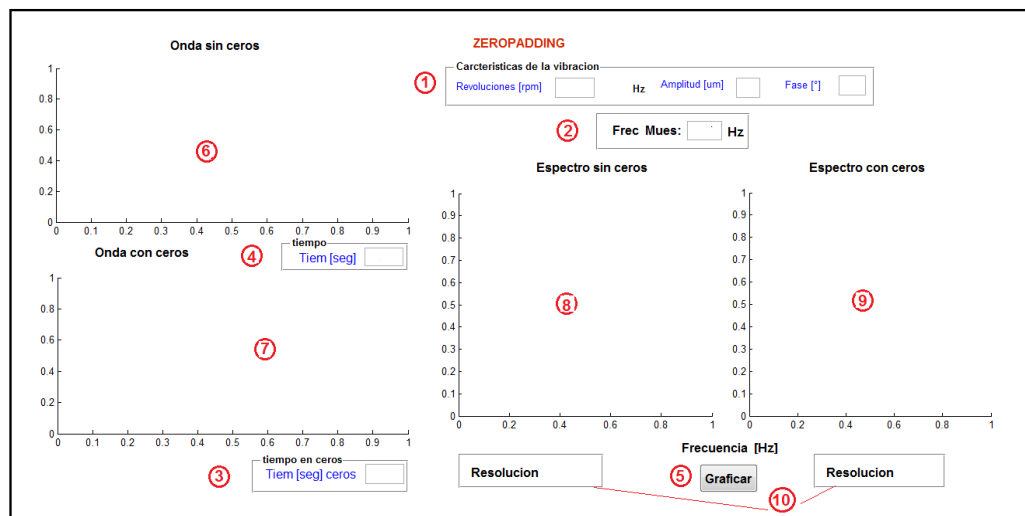
Se pretende entender con el programa la importancia del relleno de ceros, es una técnica utilizada cuando el tiempo de adquisición es corto y no hay datos suficientes para realizar el espectro con una buena resolución. La interfaz de usuario permite el ingreso de las características de una señal de la cual se obtiene la forma de onda y el espectro. Una casilla permite el ingreso de tiempo en forma de “ceros al final” lo que hace es mejorar la resolución del espectro de vibración.

Las partes de la interfaz de usuario son:

- 1) Panel de ingreso de las características de la vibración
- 2) Casilla para el ingreso de la frecuencia de muestro

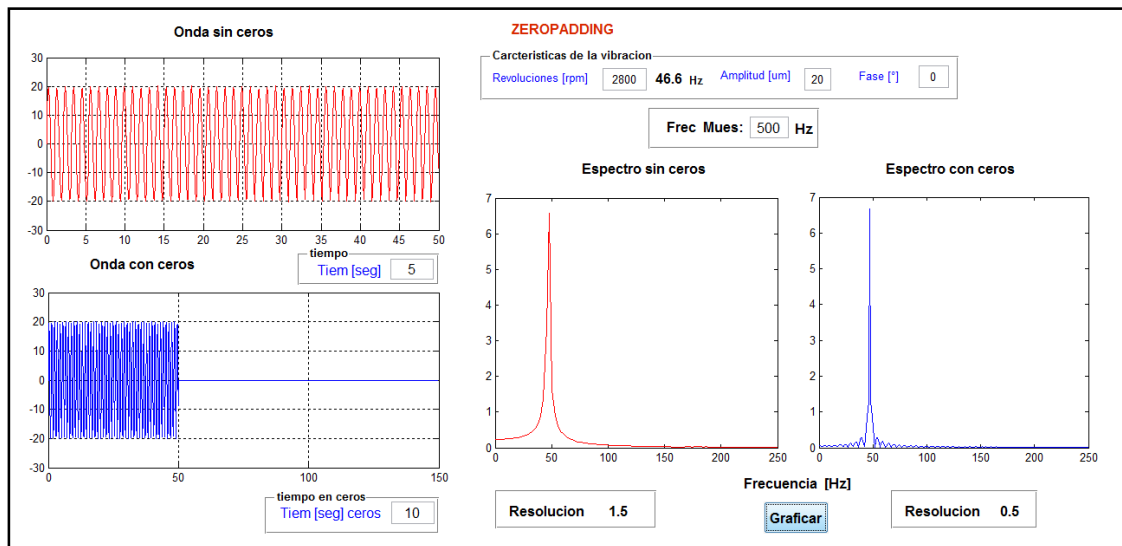
- 3) Casilla para el ingreso de tiempo de la señal original
- 4) Casilla para el ingreso de tiempo “ceros al final” para la señal original
- 5) Botón para correr el programa
- 6) Forma de onda de la señal original
- 7) Espectro de la señal original
- 8) Forma de onda de la señal con el “relleno de ceros”
- 9) Espectro de la señal con “rellenos de ceros”
- 10) Casillas que muestran la resolución de cada espectro

Figura 206 Interfaz de usuario para Zeropadding (relleno de ceros)



A continuación en la figura siguiente se muestran los espectros de una señal de vibración con frecuencia de 46.6 Hz. Espectro en rojo (izquierdo) es de la señal de vibración original, Espectro en azul (derecho) es de la vibración con “relleno de ceros”

Figura 207 Espectro después de un relleno de ceros



10.8 PROMEDIO DE UNA SEÑAL

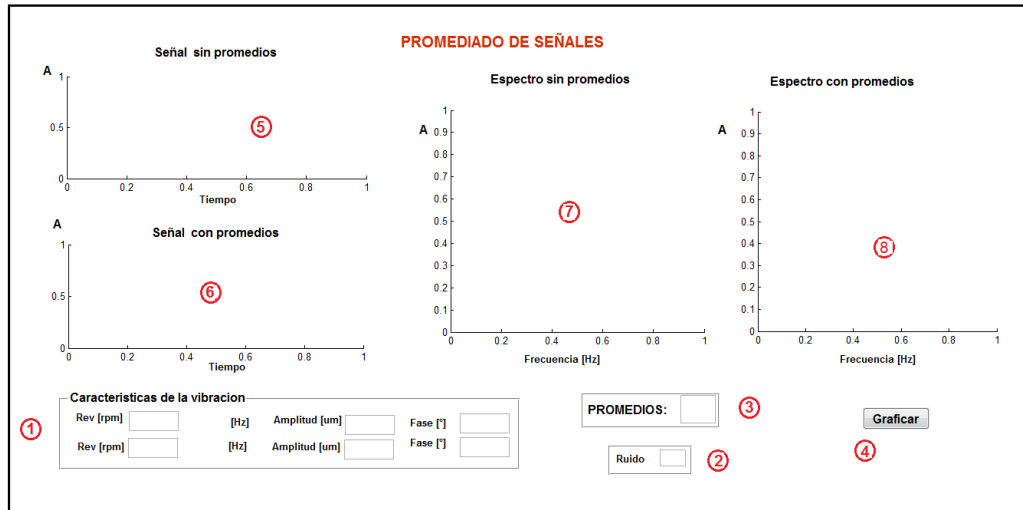
El programa de matlab tiene como objetivo entender el promediado de los datos de una señal de vibración. La interfaz de usuario permite el ingreso de las características de una señal de vibración, se puede variar el nivel de ruido y la cantidad de promedios para la señal. La forma de onda y el espectro de vibración se obtienen para la señal sin promedio y con promedio respectivamente.

Las partes de la interfaz de usuario son:

- 1) Panel de ingreso de las características de la vibración
- 2) Casilla para ingreso del nivel de ruido
- 3) Casilla para la cantidad de promedios
- 4) Botón para correr el programa
- 5) Forma de onda sin promedios
- 6) Forma de onda con promedios

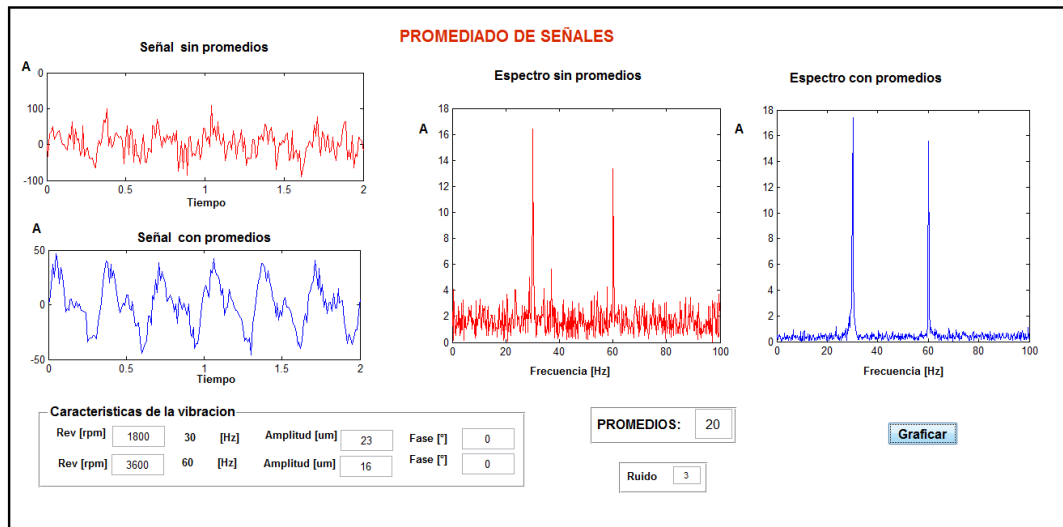
- 7) Espectro de la señal sin promedios
- 8) Espectro de la señal sin promedios

Figura 208 Interfaz de usuario para promediado de una señal



En la siguiente figura se muestra un promediado de una señal de vibración compuesta por armónicas de 30 y 60 Hz, la señal en rojo se procesó sin promedios y la señal en azul se realizó con 20 promedios.

Figura 209 Promediado de una señal con 20 promedios



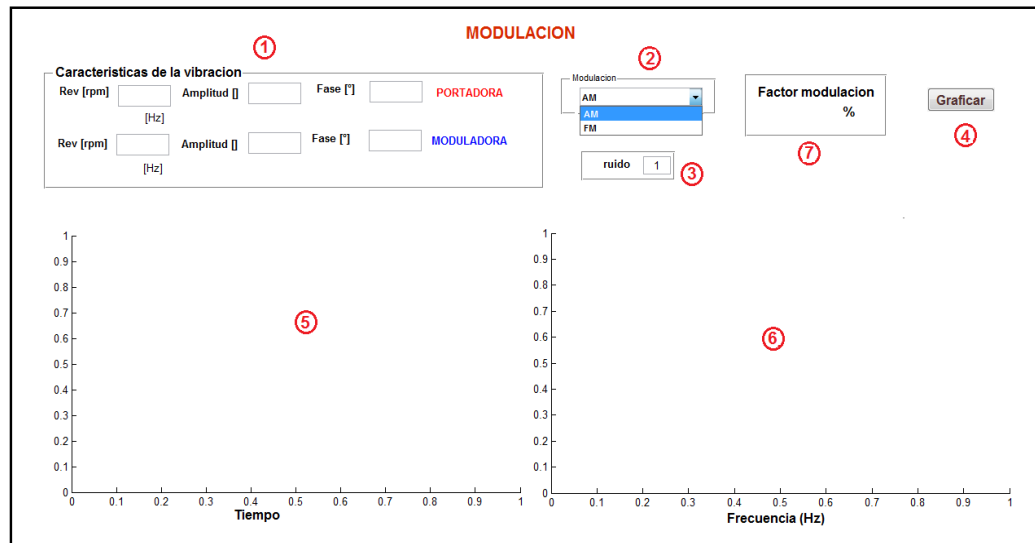
10.9 MODULACIÓN

El programa en matlab tiene como objetivo entender el fenómeno de modulación, identificar los tipos de modulación FM (frecuencia modulada) y AM (amplitud modulada). La interfaz de usuario permite la creación de señales de vibración de alta y baja frecuencia denominadas portadora y moduladora respectivamente. También permite la selección del tipo de modulación en FM o AM para luego obtener la forma de onda y el espectro característico de estos tipos de modulación. Las partes de la interfaz de usuario son:

- 1) Panel de ingreso de las características de la vibración
- 2) Desplegable para la selección del tipo de modulación
- 3) Casilla para introducir el nivel de ruido de la señal
- 4) Botón para correr el programa
- 5) Forma de onda de la señal modulada

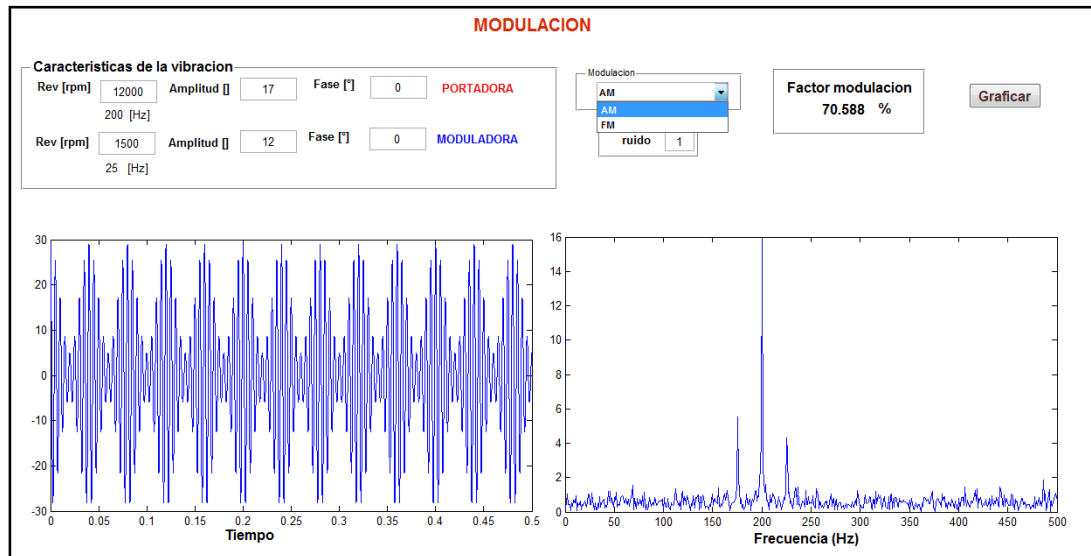
- 6) Espectro característico de la señal modulada
- 7) Porcentaje de amplitud entre las señales de alta y baja frecuencia

Figura 210 Interfaz de usuario del programa de modulación AM y FM



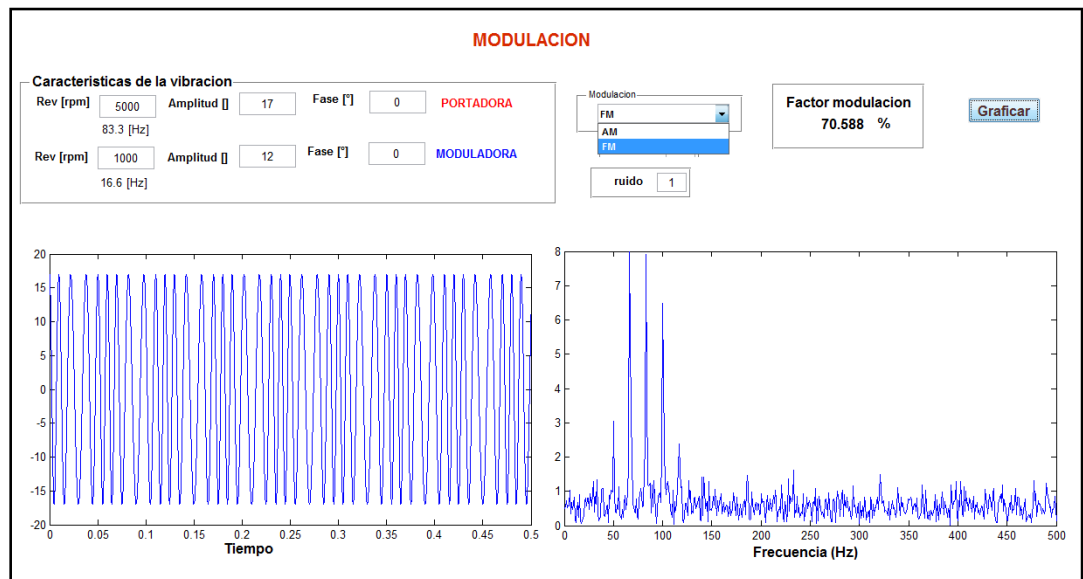
Se observa en la figura siguiente la modulación en AM de una señal de alta frecuencia (200Hz) por una de baja frecuencia de 25Hz, y un porcentaje de amplitud es de 70.

Figura 211 Modulación en AM de una señal de 200Hz



En la siguiente figura se aprecia una modulación en FM de una señal de alta frecuencia (83.3Hz) por una de baja frecuencia de 166Hz, y un porcentaje de amplitud es de 70%.

Figura 212 Modulación en FM de una señal de 166 Hz



10.9.1 Demodulación

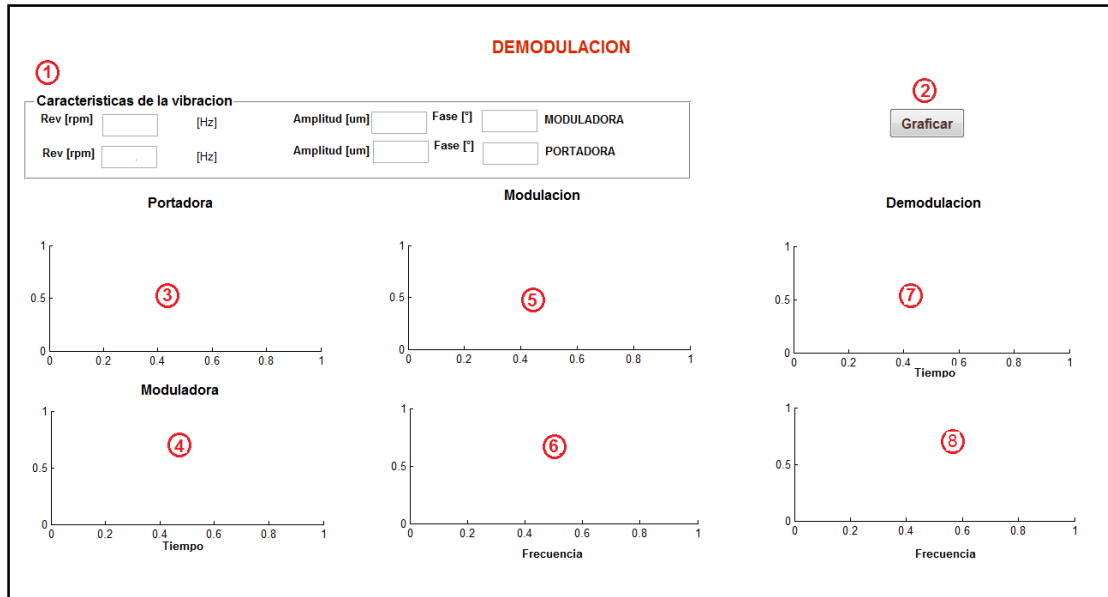
Con el programa de matlab se pretende entender la demodulación de una señal la cual es modulada por una de baja frecuencia. La interfaz de usuario permite ingresar las características de señales de vibración de alta y baja frecuencias, también se muestra la demodulación de la señal de alta frecuencia (extraer la señal de baja frecuencia).

Las partes de la interfaz de usuario son:

- 1) Panel de ingreso de las características de la vibración
- 2) Botón para correr el programa
- 3) Forma de onda de la señal portadora
- 4) Forma de onda de la señal moduladora
- 5) Forma de onda de la señal modulada
- 6) Espectro característico de la señal modulada

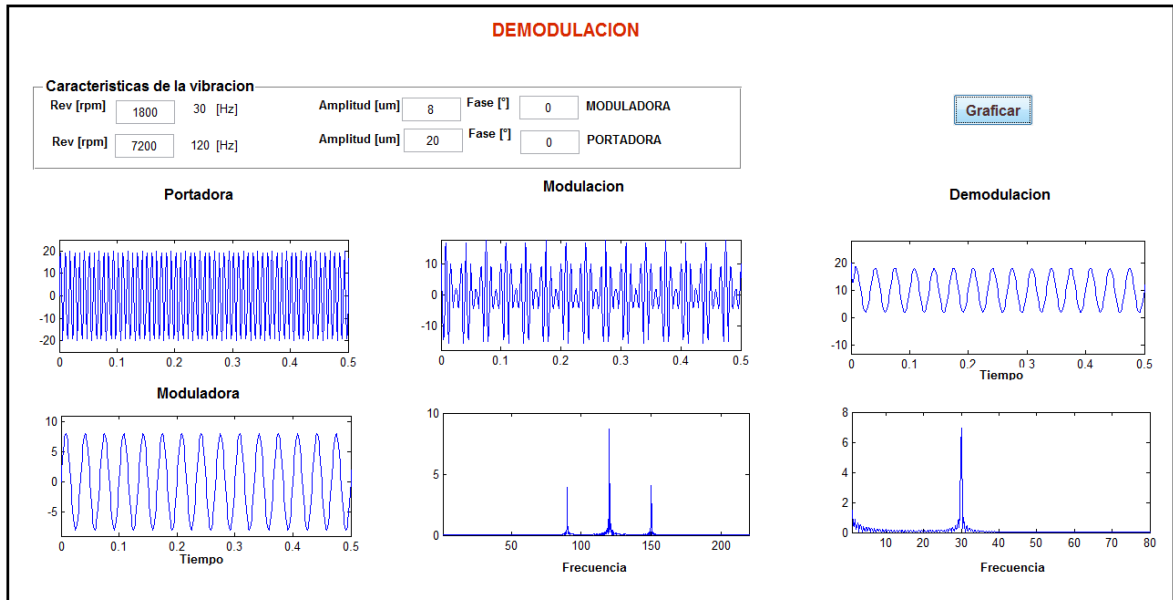
- 7) Forma de onda obtenida por demodulación
- 8) Espectro característico de la señal obtenida por demodulación

Figura 213 Interfaz de usuario del programa de demodulación



En la figura siguiente se observa la obtención por medio de la demodulación una señal de baja frecuencia (de 30 Hz) la cual modulaba una señal de alta (de 120 Hz)

Figura 214 Demodulación de una de baja frecuencia de 30Hz



10.10 LA ENVOLVENTE (ENVELOPIND)

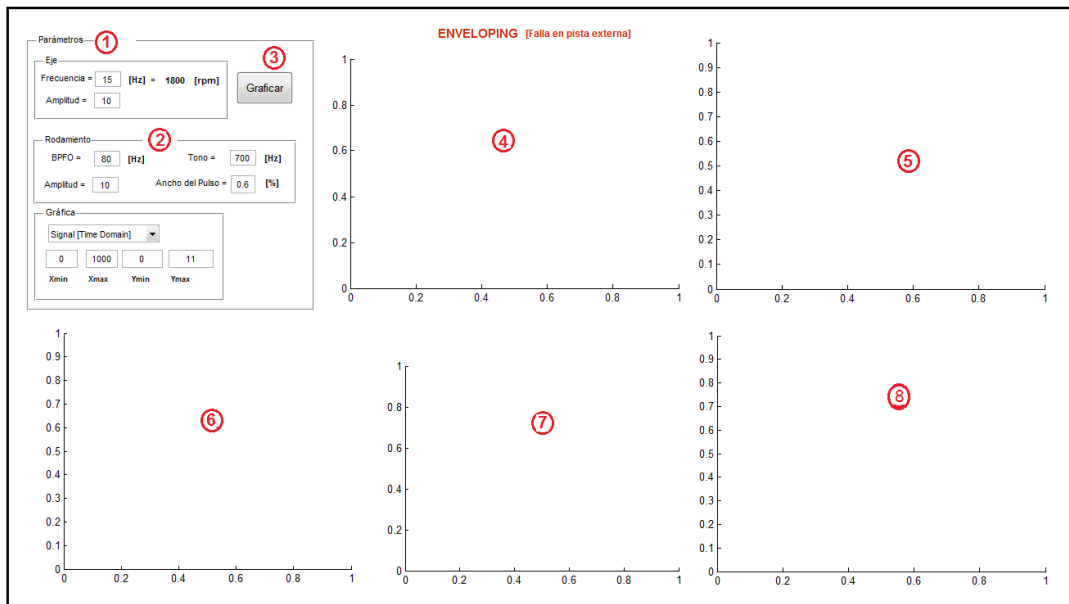
El programa de matlab tiene como objetivo la obtención de la envolvente de una señal presente en la falla de un rodamiento en pista. La interfaz de usuario permite el ingreso de las velocidades de operación del eje, la frecuencia de falla de un rodamiento en pista externa (BPFO), la variación de los ejes en las gráficas. En graficas se muestran los cambios de la forma de onda y espectro al aplicar una serie de filtros para la obtención de la frecuencia de interés BPFO que corresponde a la frecuencia de la envolvente.

Las partes de la interfaz de usuario son:

- 1) Panel de ingreso de las características de la vibración a velocidad de eje

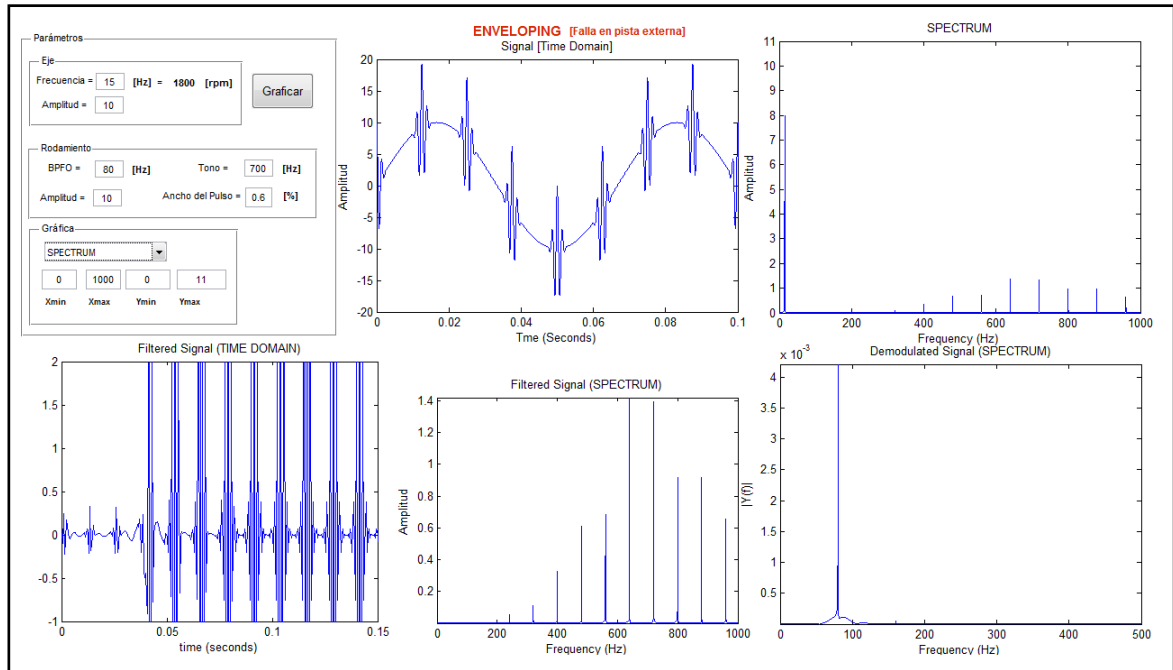
- 2) Panel de ingreso de las características de la vibración de falla de rodamiento
- 3) Botón para correr el programa
- 4) Forma de onda de la vibración de la falla de rodamiento
- 5) Espectro de la señal de vibración de la falla de rodamiento
- 6) Forma de onda del tren de pulsos de la falla
- 7) Espectro del tren de pulsos de la falla
- 8) Espectro desmodulado de la vibración ocasionada por falla de rodamiento

Figura 215 Interfaz de usuario para la obtención de envolvente (enveloping)



A continuación en la figura se muestra la obtención de la envolvente que corresponde a la componente la frecuencia de falla de rodamiento (BPFO) con giro de eje de 1800 rpm (30Hz).

Figura 216 Obtención de la señal envolvente que corresponde la componente de falla de un rodamiento



10.11 TIEMPO DE ADQUISICIÓN DE UNA SEÑAL

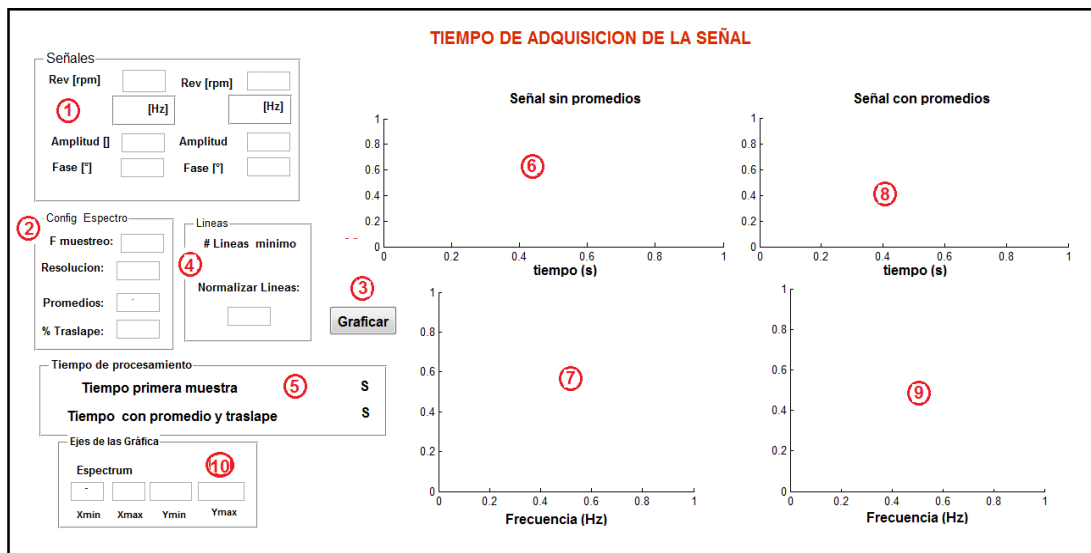
El objetivo del programa es calcular el tiempo de adquisición de la señal, esta depende de factores como la resolución, cantidad de promedios, traslape y la frecuencia de muestreo; la cantidad de líneas después de correr el programa una vez se debe normalizar.

La interfaz de usuario permite el ingreso de las características de la vibración, también permite la configuración de la resolución, promedios, traslape, frecuencia de muestreo y ajuste de la cantidad de líneas. Las gráficas muestran la forma de onda junto al espectro antes y después del ajuste de líneas del espectro.

Las partes de la interfaz de usuario son:

- 1) Panel de ingreso de las características de la señal de vibración
- 2) Panel de ingreso de las configuración del espectro de la señal
- 3) Botón para correr el programa
- 4) Casilla para normalización de la cantidad de líneas
- 5) Tiempo de la primera muestra y de toda la señal respectivamente
- 6) Forma de onda sin promedios
- 7) Espectro de la señal sin el ajuste de líneas y sin promedios
- 8) Forma de onda con promedios
- 9) Espectro de la señal con el ajuste de líneas y con promedios

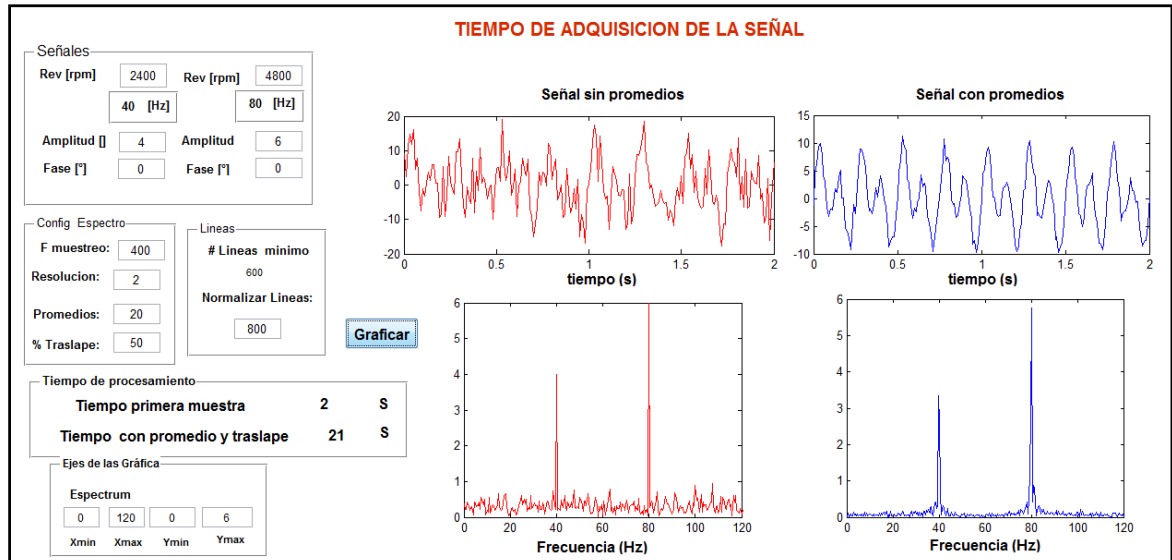
Figura 217 Interfaz de usuario para el tiempo de adquisición de la señal



A continuación en la figura se presenta el tiempo de adquisición de una señal compuesta por armónicas de 40 y 80 Hz, la configuración espectral con resolución de 2 Hz, 20 promedios con traslape de 50% y un ajuste de líneas de

800. El tiempo calculado con la configuración es de 21 seg y el tiempo de la señal sin promedios es de 2 seg.

Figura 218 Tiempo de adquisición de una señal compuesta



10.12 BALANCEO

El programa de matlab tiene como objetivo el cálculo de la masa de corrección y la ubicación de la misma en los planos de corrección (seleccionando 1, 2, 3, 4... planos). La interfaz de usuario inicialmente da la opción de selección de los planos de corrección al seleccionar y dar en la flecha se despliega otra ventana donde se encuentra un panel que permite en el ingreso de las amplitud y fase de la primera toma de datos, otro panel permite el ingreso de los datos de la masa de prueba y los datos obtenidos de la medición con dicha masa. Al oprimir la flecha se despliega una ventana donde se muestran los resultados de la masa de

corrección y su ubicación respectiva. El procedimiento es igual para cualquier cantidad de planos de corrección si es de dos planos o tres, los paneles de ingreso de datos y resultado se dan para cada plano respectivamente.

Las partes de la interfaz de usuario son:

- 1) Panel de selección de los planos de corrección
- 2) Flecha para siguiente y desplegar otra ventana
- 3) Panel para el ingreso de las mediciones iniciales
- 4) Panel para el ingreso de las masas de prueba y mediciones obtenidas con las masas de prueba
- 5) Flecha para siguiente y desplegar otra ventana
- 6) Panel de resultado de la masa de corrección y su respectiva ubicación en cada plano

Figura 219 Interfaz de usuario para la masa de corrección en balanceo

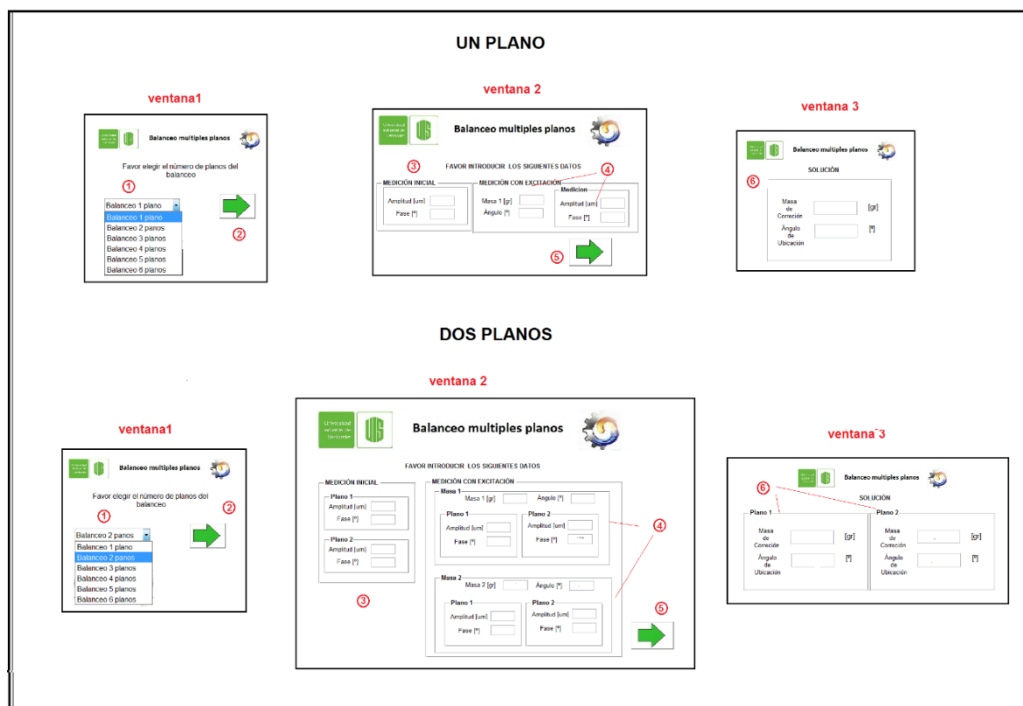
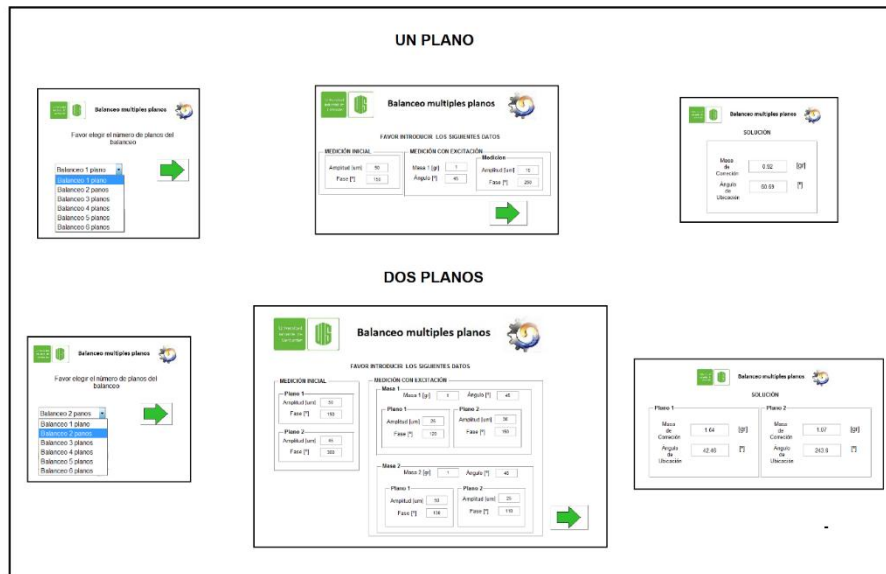


Figura 220 Masas de corrección para uno y dos planos respectivamente



10.13 FILTROS

El programa de matlab tiene como objetivo visualizar la función de los filtros (pasa bajo, pasa alto, pasa bandas) para una señal de vibración. El espectro de la señal tiene 3 componentes, al seleccionar el filtro la señal será pasa a través de este y resultada una señal con las componentes que el filtro deja pasar.

Las partes de la interfaz de usuario son:

- 1) Casilla para la frecuencia de muestreo
- 2) Desplegable para la selección del filtro
- 3) Forma de onda y espectro de la señal antes de pasar por filtro
- 4) Forma de onda y espectro de la señal al pasar por el filtro

Figura 221 Interfaz de usuario para filtro pasa baja

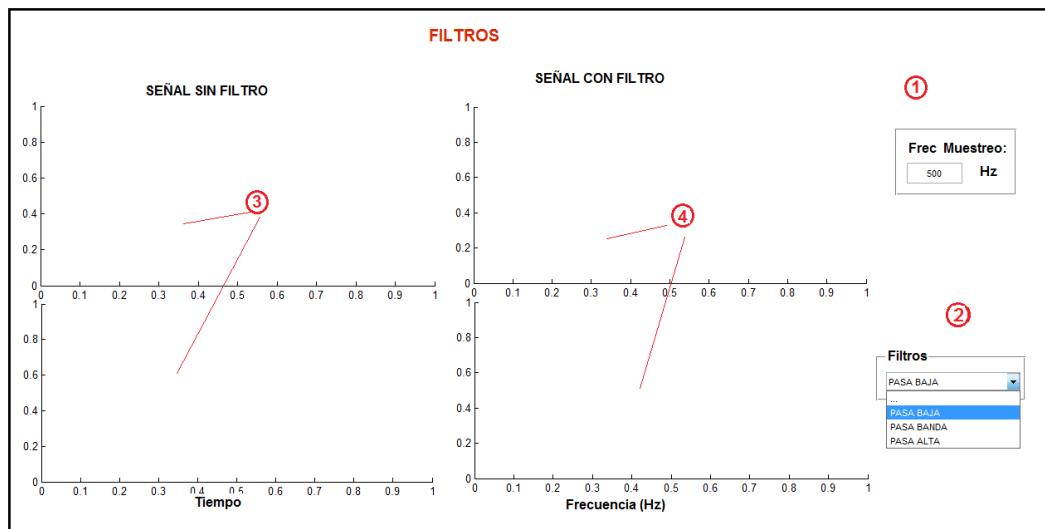
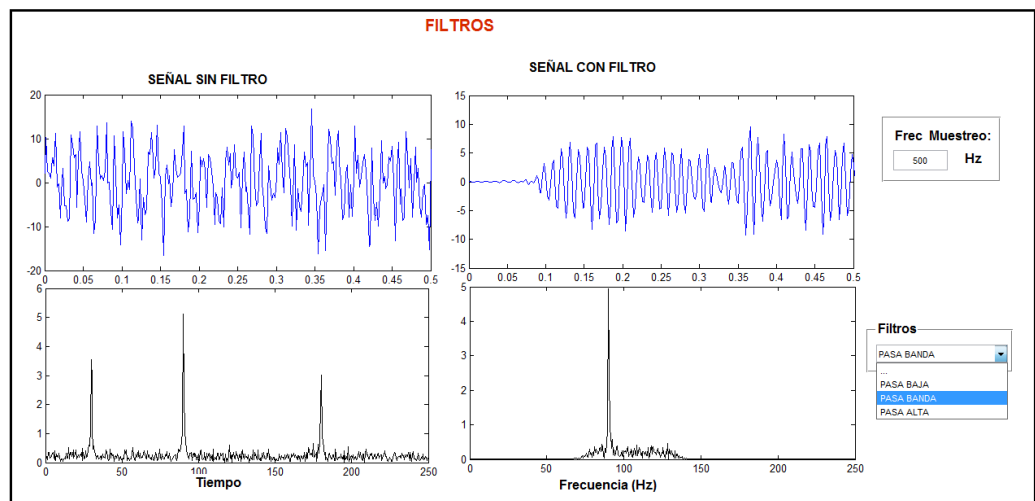


Figura 222 Señal compuesta filtrada en pasa banda



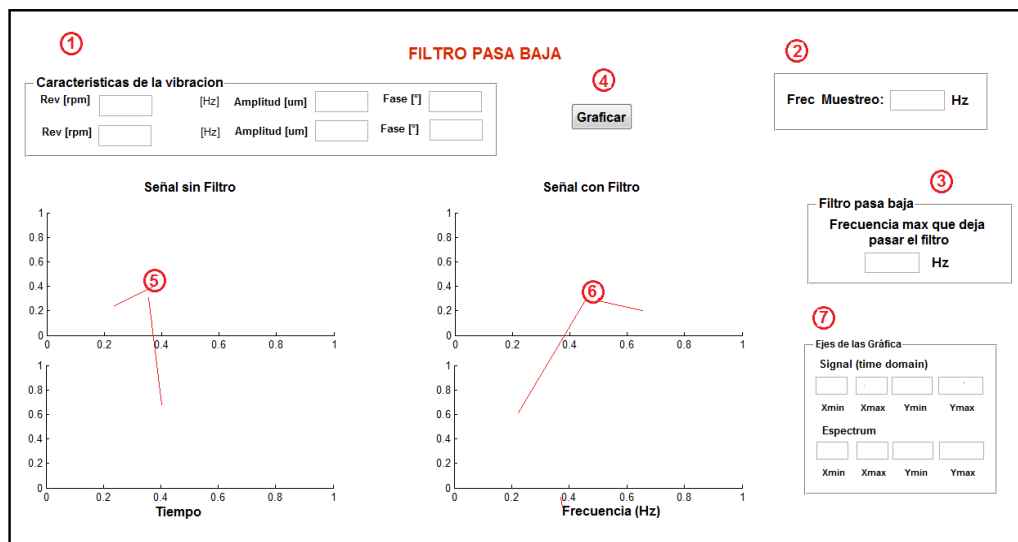
10.13.1 Filtro pasa baja

La interfaz de usuario del programa para el filtro pasa baja permite el ingreso de las características de una señal compuesta, la frecuencia de muestreo y la frecuencia más alta permitida por el filtro. Se puede visualizar la señal original y la señal después de pasar por el filtro.

Las partes de la interfaz de usuario son:

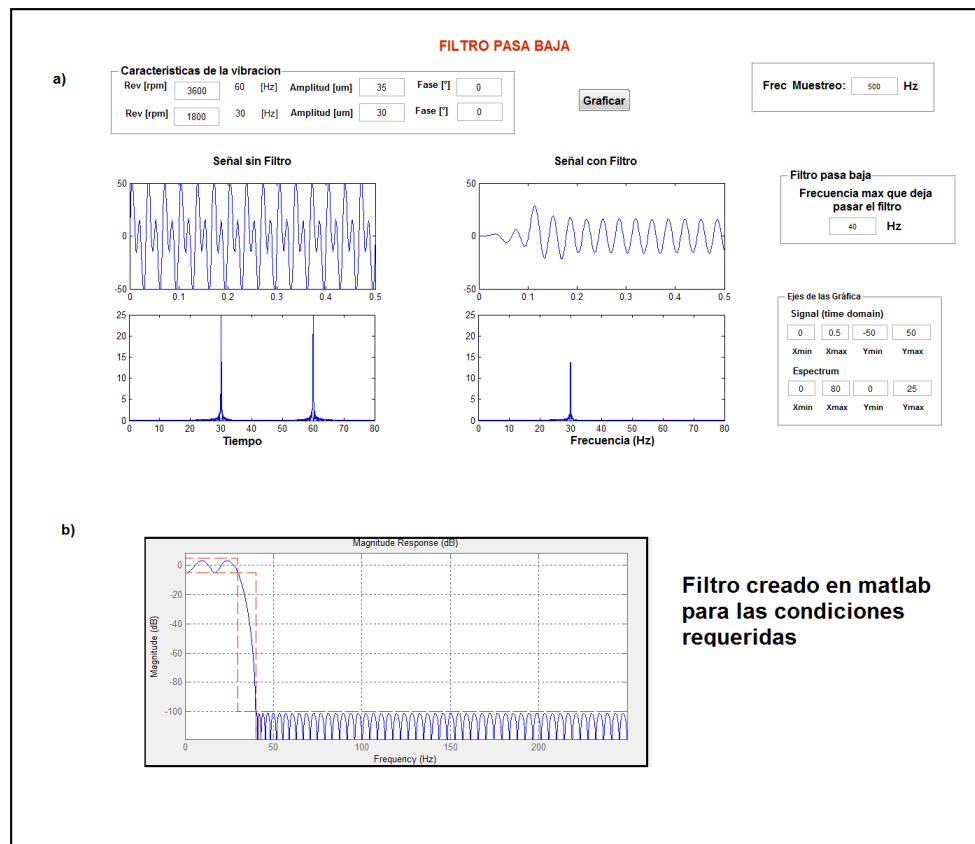
- 5) Panel de ingreso de las características de la señal de vibración
- 6) Casilla para la frecuencia de muestreo
- 7) Casilla para el ingreso de la máxima frecuencia permitida por el filtro
- 8) Botón para correr el programa
- 9) Forma de onda y espectro de la señal antes de pasar por filtro
- 10) Forma de onda y espectro de la señal al pasar por el filtro
- 11) Panel para variar los ejes de las graficas

Figura 223 Interfaz de usuario del programa de filtro pasa baja



En la siguiente figura se presenta. a) Señal filtrada a pasa baja, la frecuencia máxima que el filtro deja pasar es de 40Hz, la señal de entrada es una compuesta por dos armónicas de 60 y 30 Hz. b) Imagen del filtro creado por matlab para las condiciones requeridas.

Figura 224 Filtrando a pasa baja a 40Hz



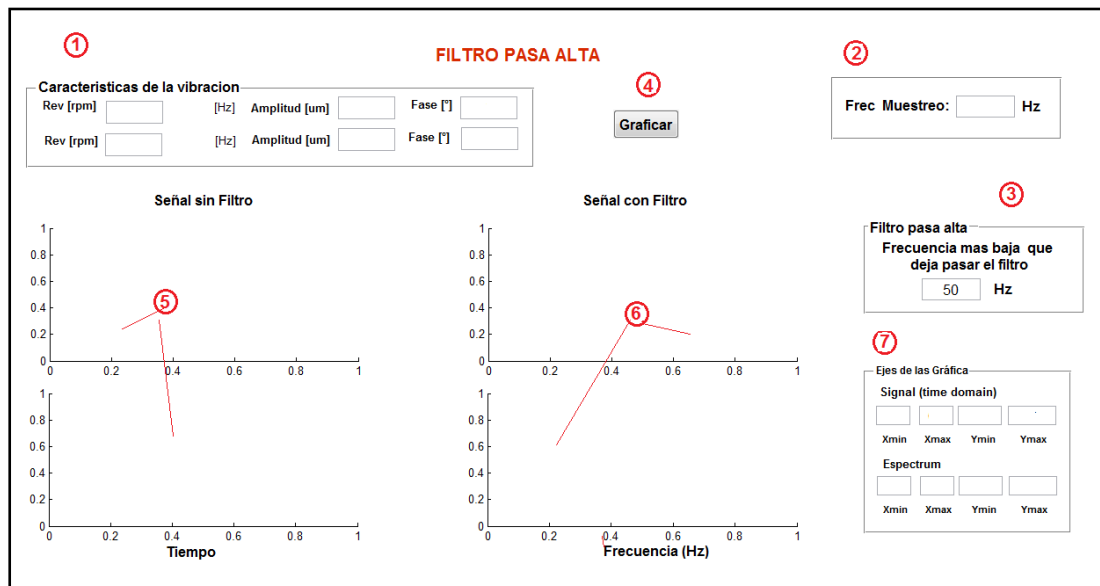
10.13.2 Filtro pasa alta

La interfaz de usuario del programa para el filtro pasa alta permite el ingreso de las características de una señal compuesta, la frecuencia de muestreo y la frecuencia más baja permitida por el filtro. Se puede visualizar la señal original y la señal después de pasar por el filtro.

Las partes de la interfaz de usuario son:

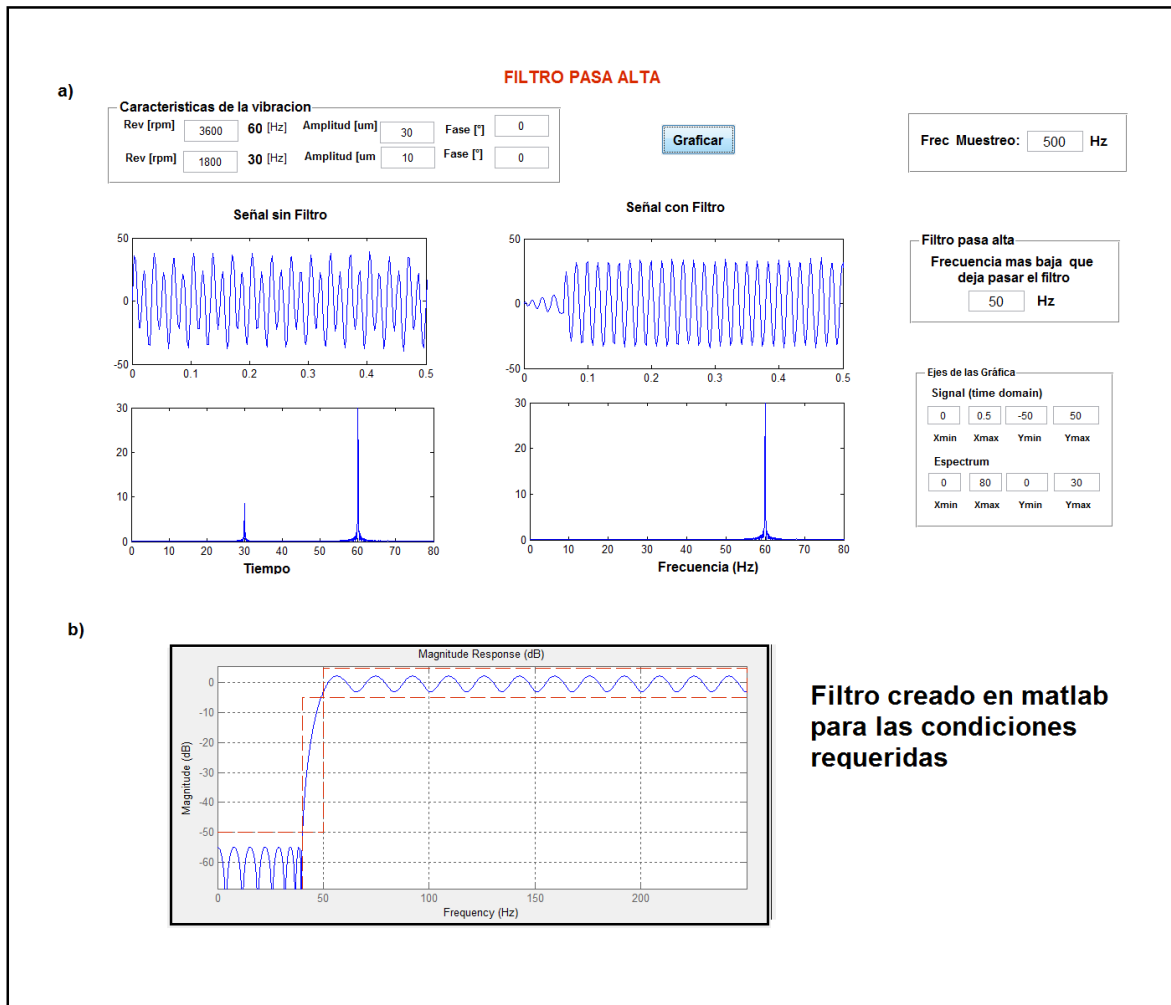
- 1) Panel de ingreso de las características de la señal de vibración
- 2) Casilla para la frecuencia de muestreo
- 3) Casilla para el ingreso de la mínima frecuencia permitida por el filtro
- 4) Botón para correr el programa
- 5) Forma de onda y espectro de la señal antes de pasar por filtro
- 6) Forma de onda y espectro de la señal al pasar por el filtro
- 7) Panel para variar los ejes de las graficas

Figura 225 Interfaz de usuario del programa de filtro pasa alta



En la siguiente figura se presenta. a) Señal filtrada a pasa alta, la frecuencia mínima que el filtro deja pasar es de 50Hz, la señal de entrada es una compuesta por dos armónicas de 60 y 30 Hz. b) Imagen del filtro creado por matlab para las condiciones requeridas.

Figura 226 Filtrando a pasa alta con 50Hz



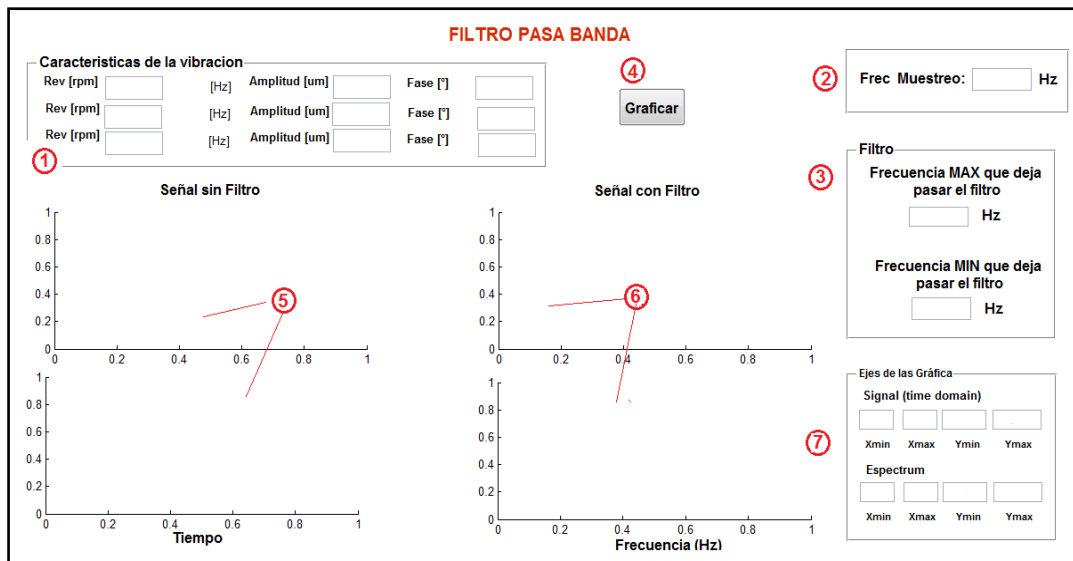
10.13.3 Filtro pasa banda

La interfaz de usuario del programa para el filtro pasa banda permite el ingreso de las características de una señal compuesta, la frecuencia de muestreo y la frecuencia más baja y alta (rango) permitido por el filtro. Se puede visualizar la señal original y la señal después de pasar por el filtro.

Las partes de la interfaz de usuario son:

- 1) Panel de ingreso de las características de la señal de vibración
- 2) Casilla para la frecuencia de muestreo
- 3) Casilla para el ingreso del rango de frecuencia permitida por el filtro
- 4) Botón para correr el programa
- 5) Forma de onda y espectro de la señal antes de pasar por filtro
- 6) Forma de onda y espectro de la señal al pasar por el filtro
- 7) Panel para variar los ejes de las graficas

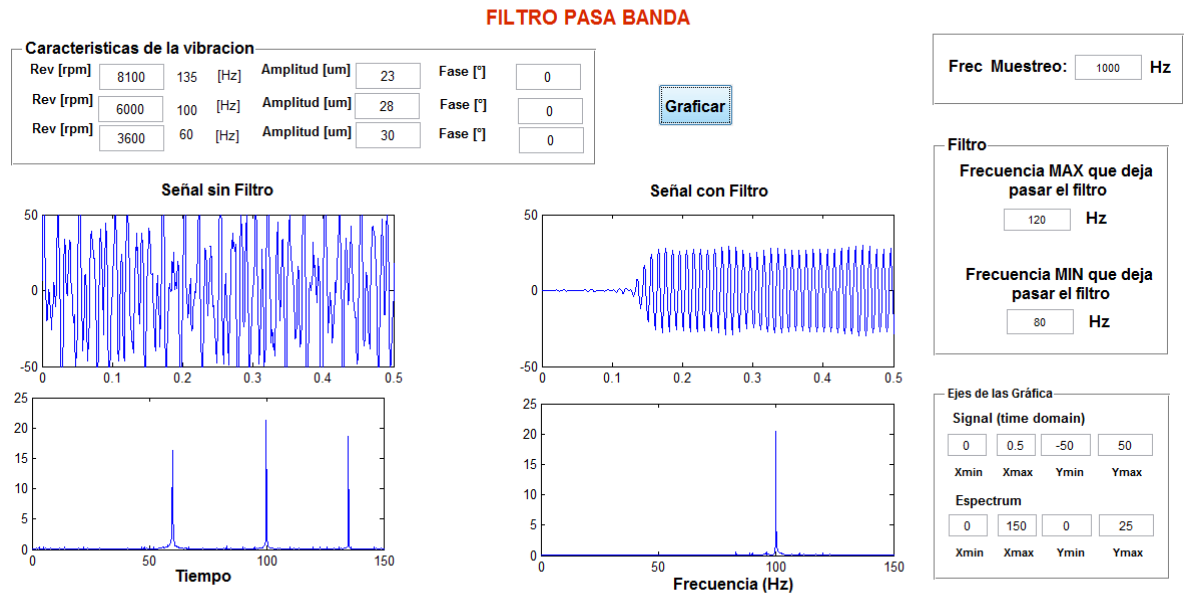
Figura 227 Interfaz de usuario del programa de filtro pasa banda



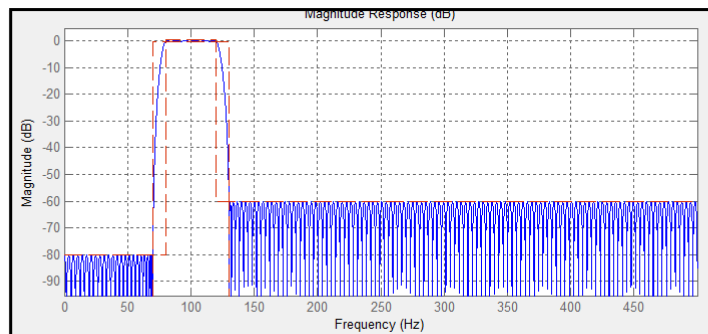
En la siguiente figura se observa. a) Señal filtrada a pasa bandas, el rango de frecuencia del filtro es de 80 a 120 Hz, la señal de entrada es una compuesta por tres armónicas de 60, 100 y 135 Hz. b) Imagen del filtro creado por matlab para las condiciones requeridas.

Figura 228 Filtrando a pasa banda entre 80-120Hz

a)



b)



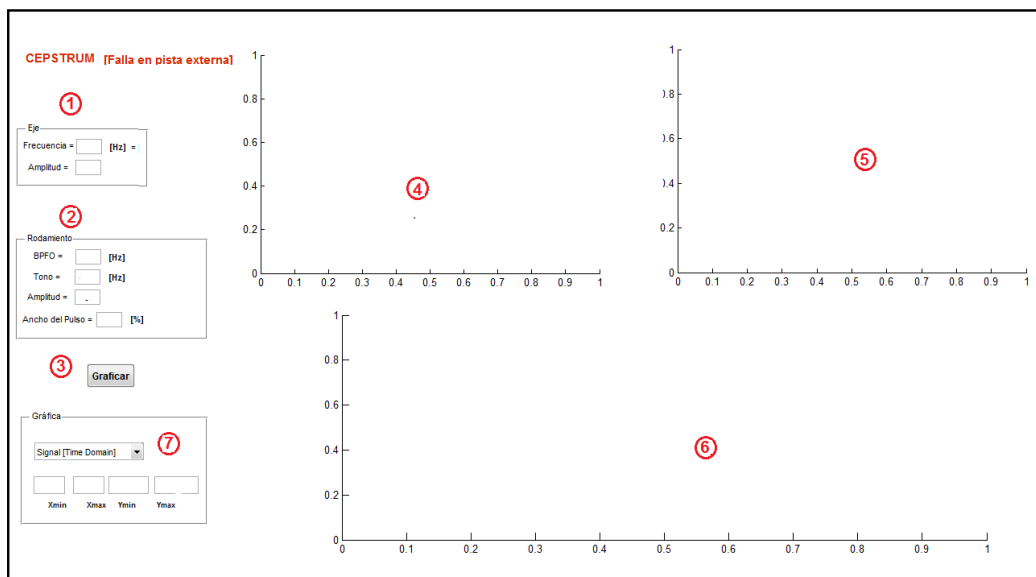
10.14 CEPSTRUM

Con el programa de matlab se pretende entender la técnica cepstrum que consiste en sacar el espectro de un espectro, utilizada para identificar componentes de fallas prematuras en rodamientos.

Las partes de la interfaz de usuario son:

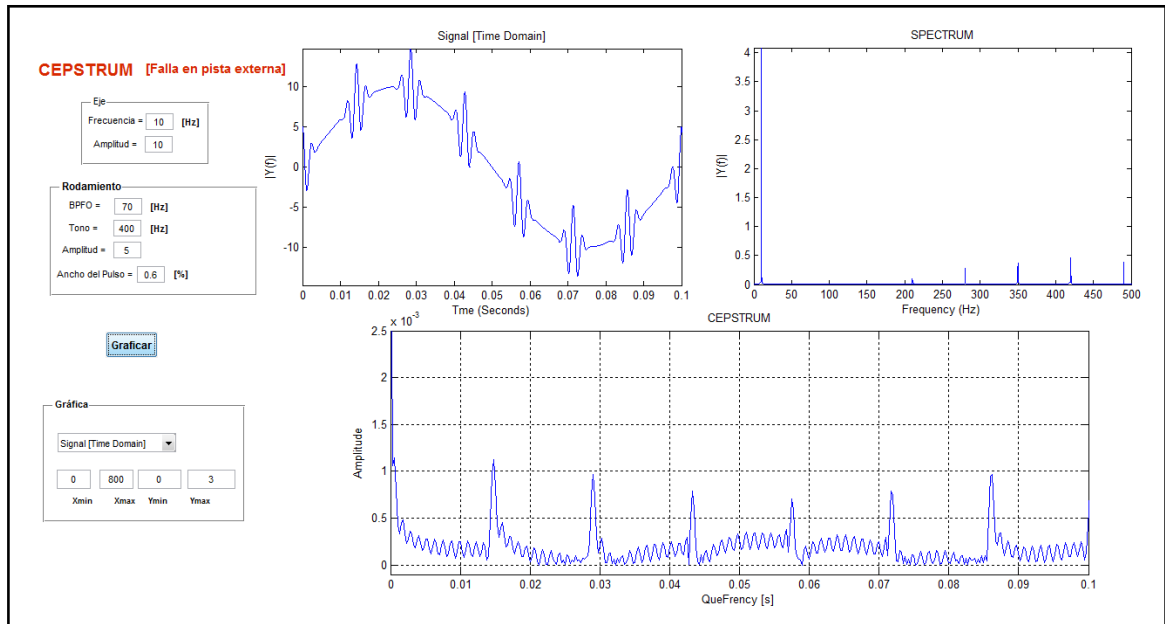
- 1) Panel de ingreso de las características de la señal de vibración de eje
- 2) Panel de ingreso de las características de falla de rodamiento
- 3) Botón para correr el programa
- 4) Forma de onda de la señal de vibración
- 5) Espectro de la señal
- 6) Cepstrum de la señal

Figura 229 Interfaz de usuario del programa para cepstrum



En la siguiente figura se muestra el Cepstrum de una señal de vibración, giro de eje es de 10Hz y frecuencia de falla de rodamiento es de 70Hz

Figura 230 Cepstrum para una falla de rodamiento



10.15 RESPUESTA EN FRECUENCIA

Este programa le permite al usuario observar el comportamiento de un sistema cuando se le excita con una señal sinusoidal de entrada, la respuesta al escalón y la respuesta al impulso. Además se cuenta con una segunda ventana donde se puede ver la respuesta en frecuencia para un sistema hasta de cuarto grado.

Las partes de la interfaz de usuario son:

- 1) Panel de ingreso de datos, numerador y denominador, para la función del sistema (en el dominio de la frecuencia)
- 2) Parámetros de tiempo de la señal de entrada
- 3) Parámetro para las señal 3 de entrada que es de la forma: $A_3 * \sin(\omega_3 * t)$
- 4) Parámetro para las señal 4 de entrada que es de la forma: $A_4 * \sin(\omega_4 * t)$
- 5) Botón para correr la simulación
- 6) Gráfica de la respuesta al impulso
- 7) Gráfica de la respuesta al escalón
- 8) Gráfico de la señal de entrada 3
- 9) Gráfico de la señal de entrada 4

Figura 231 Interfaz de usuario del programa de Respuesta en frecuencia

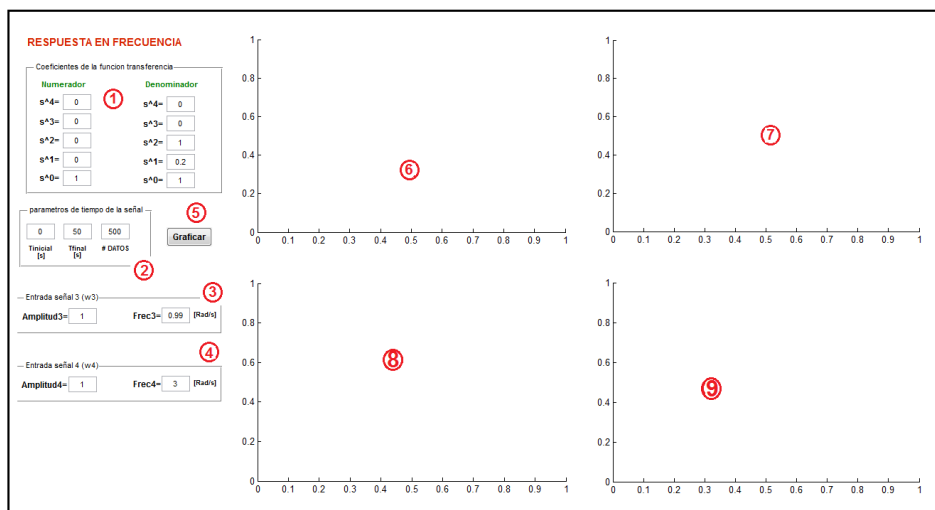
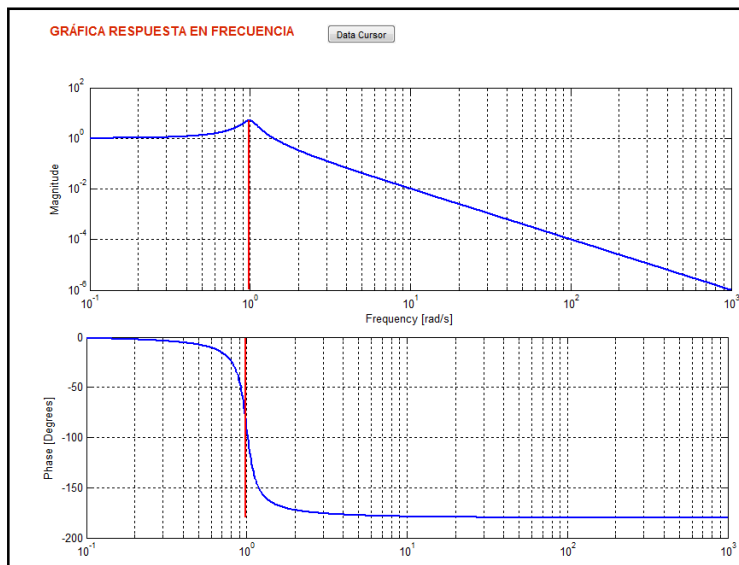
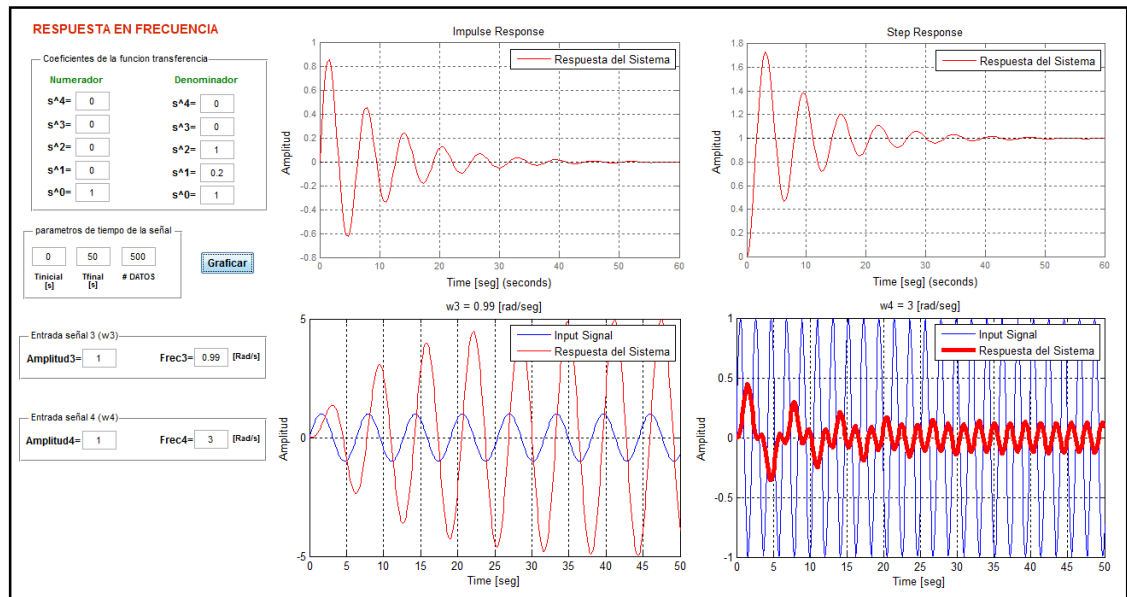


Figura 232 Simulación ejecutada con los parámetros especificados



11 CONCLUSIONES

El proyecto de investigación en vibraciones mecánicas se desarrolló bajo los lineamientos establecidos para esta modalidad, como resultado de este trabajo se concluye lo siguiente:

Con respecto a la formación de los autores:

- Esta modalidad aportó a los autores experiencia en investigación y trabajo en equipo donde se desarrollaron competencias como análisis, discusión y retroalimentación con el director de proyecto.
- La modalidad elegida genera un ambiente de participación activa que promueve el trabajo en grupo y la formación de sinergias sin jerarquías para culminar satisfactoriamente los objetivos planteados.
- El principal reto de este proyecto fue discriminar información prolija que no generara valor agregado, para esto fue fundamental la dinámica del grupo y la orientación del director.
- Una dificultad inherente al proyecto desarrollado es la estructuración de los temas incluidos en la norma de manera que la población a la que está dirigido el proyecto tuviera un aprendizaje progresivo, desarrollando en los autores la formación mental apropiada y competencias pedagógicas pertinentes para la consecución de los objetivos.

- Los temas que se desarrollaron en el proyecto de investigación fueron adquiridos de diferentes fuentes, principalmente del idioma Inglés, aportando a los integrantes una mejora gradual del manejo de términos ingenieriles, así como capacidades de redacción y de transliteración.

De la temática desarrollada se concluye que:

- Abordar problemas usando las vibraciones mecánicas tiene que ser de manera holística, no se puede obviar ningún detalle, desde la elección del transductor, hasta el diagnóstico.
- Es importante que un analista categoría II, sepa que pasa con la señal adquirida desde la fuente al transductor, pasando por el colector para su procesamiento, debido a que hay muchos fenómenos y variables que pueden alterar el espectro de la señal original.
- Antes de analizar un espectro hay que ser consciente si se conoce lo suficiente de la máquina evaluada, su locomoción, su cinemática, su dinámica, de lo contrario el diagnóstico no va a reflejar la realidad del problema.
- Muchos problemas de las máquinas se deben a una mala instalación, por eso debe asegurarse que la cimentación es la apropiada para el tipo de máquina (para no tener problemas de resonancia), que su alineación entre parte conductora y conducida sea óptima, si es así el análisis se centrara principalmente en los elementos de desgaste prolongando la vida útil de la máquina.

- Es importante tener claro las especificaciones, en cuanto a parámetros de operación y niveles de vibración, de los equipos por adquirir (Sea comprar o reparar) para conseguir equipos y servicios de calidad dependiendo del tipo de operación que se necesite para así evitar los malentendidos y poder resolver diferencias de opinión antes de la compra y para establecer una metodología de pruebas del equipo sin controversias.

- Cuando se implanta un programa de mantenimiento basado en el monitoreo de la condición, se requiere un seguimiento del equipo mediante los niveles de vibración, ya sean globales o componentes individuales, pero hay que tener cuidado con extrapolar el tiempo de vida de la máquina debido a que si se hace con niveles globales se puede estar incurriendo en un error, poniendo en riesgo toda la planta de producción.

CITAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] CASTRO GARCIA, Alfonso. Vibraciones Mecánicas. Bucaramanga: Publicaciones UIS, 2001.
- [2] WHITE, Glen. Introducción al Análisis de Vibraciones, s1: AZIMA DLI, 2010.
- [3] PALOMINO MARIN, Evelio. Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias, s1: Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento, CEIM-CUJAE, 2007.ISB 959-261-043-6. ISBN 959-261-043-6.
- [4] ESHLEMAN, Ronald L.vibraciones Básicas.Vibration Institute. Claredon Hill.1999
- [5] GALLEGOS, Manuel, et al. Vibración durante el transporte y su efecto en perecederos: Technical Publication No. 188 Sanfandila, Qro, 2002.
- [6] DOSSING, Ole. Multi-reference Impact Testing for modal analysis using Type 3557 Four-Channel Analyzer and CADA-PC. Application Note. Brüel & Kjær. 1994.
- [7] TAV Multimedia, Medida de vibraciones.
<http://www.tav.net/transductores/medida-vibraciones-sensores.pdf>
- [8] ESHLEMAN L, Ronald L. Análisis de las vibraciones. Vibration Institute Claredon Hill. 1999
- [9] SINAIS Ingeniería de Mantenimiento. Curso Básico de Análisis de Vibraciones [en línea]. Actualizado 2013 [citado 25 Abril 2014]. Disponible en internet: <http://www.sinais.es/curso-vibraciones.html>
- [10] SCHEEFFER, Cornelius y GIRDHAR, Paresh. Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance. Oxford: Newnes, 2004.

[11] TAYLOR, James I. Vibration Analysis handbook. 1^a edición (24 de abril de 2000).

Read more at http://ebookey.org/The-Vibration-Analysis-Handbook_104050.html#iJJJaV8fkBskAuCVk.99

[12] ISO 2372, 1974. Mechanical Vibrations of machines with operating speeds from 10 to 200 [RPS], Citado por ESHLEMAN, Ronald. Análisis de vibraciones I. p. 6.4

BIBLIOGRAFÍA

ADEMINSA, Ahorro de Energía y Mantenimiento Industrial S.A.C. Manual de Vibraciones. 2007

AGILENT TECHNOLOGIES. The Fundamentals of Signal Analysis [en línea]. Actualizado 2013 [citado 23 Marzo]. Disponible en:
<http://cp.literature.agilent.com/litweb/pdf/5952-8898E.pdf>

A-MAQ Análisis de maquinaria. Tutorial de Vibraciones Para Mantenimiento Mecánico [en línea]. Actualizado 2009 [citado 12 marzo de 2014]. Disponible en internet: <http://www.a-maq.com/tutoriales.html>

BLAKE, Michael and MITCHELL, William. Vibration and Acoustic Measurement Handbook. New York: Spartan Books. 1972

COURRECH, Joëlle y ESHLEMAN, Ronald. Chapter 16 Condition Monitoring of Machinery from Harris's Shock and Vibration Handbook. 5 ed. McGraw Hill. 2002

EVANS, David J y PUSEY, Henry C. Chapter 19 Shock and Vibration Standards from Harris's Shock and Vibration Handbook. 5 ed. McGraw Hill. 2002.

DEDICATED COMPUTING. Vibration Test Report: Customer Cart with Dual Xeon 4U Rackmount System. 2004

De SILVA, Clarence W. Vibration and Shock Handbook New York: Taylor & Francis group, 2005.

ESHLEMAN, Ronald. Machinery Condition Analysis. Vibration Institute. Vibration Vol. 29 No.3 September 2012

ESHLEMAN, Ronald. Machine Condition Evaluation: Using Seismic Measurements. Vibration Institute. 2007

GALLEGOS, Manuel, et al. Vibración durante el transporte y su efecto en perecederos: Technical Publication No. 188 Sanfandila, Qro, 2002

HARRIS, C. M. y CREDE, C. E. Shock and vibration Handbook. 2nd Edition. New York: McGraw-Hill Book Co, 1976

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state ISO 1940-1. Switzerland: The institute, 2003. 36 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on nonrotating parts. ISO 10816-3. Switzerland: The institute, 1998. 18 p.

MARIN, Evelio Palomino. Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias, s1: Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento, CEIM-CUJAE, 2007. ISB 959-261-043-6. ISBN 959-261-043-6

MECHEFSKE, Chris K. Experimental Vibration and Machinery Analysis Course. Lecture Notes. Queen's University, Kingston Canada. 2010

MOBIUS INSTITUTE. Severity Charts [en línea]. Actualizado 2012 [citado 25 Abril 2014]. Disponible en internet: <http://www.mobiusinstitute.com/Alaram.aspx>

PLYMON, Allen. Single channel Impact test with your Data Collector. Deatsville. 2010

SAAVEDRA, Pedro Nelson. LAMEDICION Y ANALISIS DE LAS VIBRACIONES COMO TECNICA DE INSPECCION DE EQUIPOS Y COMPONENTES, APLICACIONES, NORMATIVAS Y CERTIFICACIONES. Facultad de ingenierías, Universidad de concepción-Chile: s,n 1997

SANTAMARIA, Ricardo. Tendencias del Mantenimiento Predictivo, Tecnología de los ministerios No1 Ave de los Arcos Querétaro Mexico,2004

SHREVE, Dennis. Signal Processing for Effective Vibration Analysis. IRD
Mechanalysis Inc. Columbus, Ohio. 1995

SKF Reliability Systems. Vibration Diagnostic Guide. San Diego, California. 2000

WANG, Jianke. Recommended Practices for a Bump Test. Technical Article.
Vibrations Vol. 28 No 3 September 2011.

WILCOX, Ed. Troubleshooting Turbo machinery using startup and coast down
vibration data. Proceedings of the Thirty-First Turbomachinery Symposium.
Channelview. 2002

ANEXOS

Anexo A. FIGURA A.1 RELACIÓN ENTRE ACELERACIÓN (M/S² -RMS), VELOCIDAD (MM/S- RMS), Y DESPLAZAMIENTO (UM-P-P) DE LA NORMA ISO 18432-2

ISO 10816-1:1995(E)

© ISO

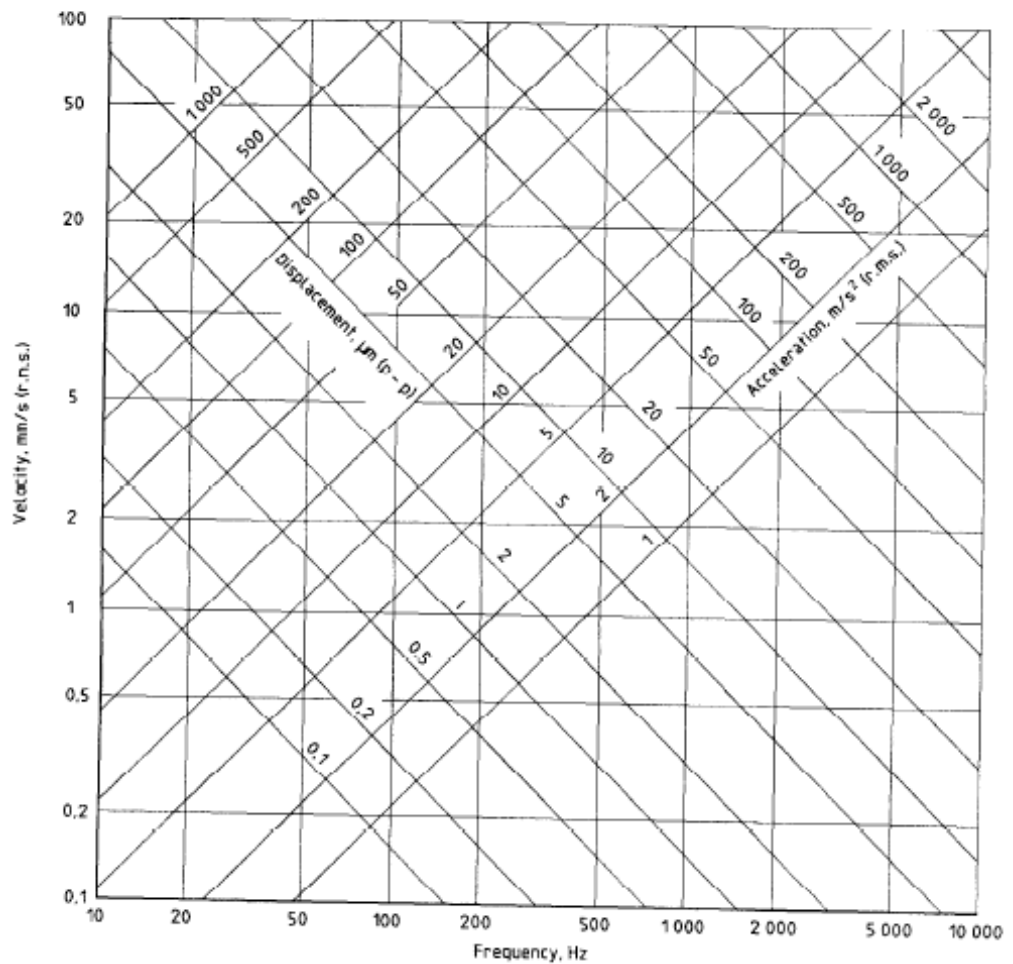
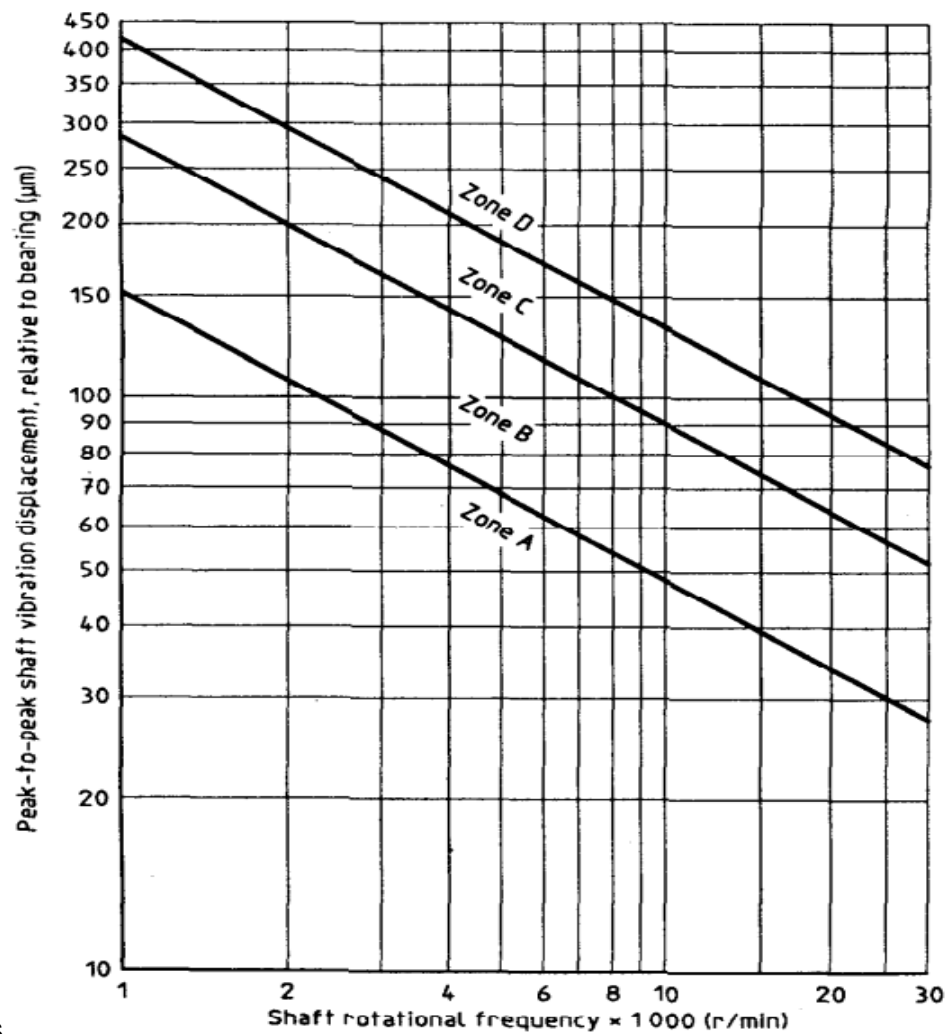


Figure A.1 — Relationship between acceleration, velocity and displacement for single-frequency harmonic components

Anexo B. DIAGRAMAS DE SEVERIDAD

ISO

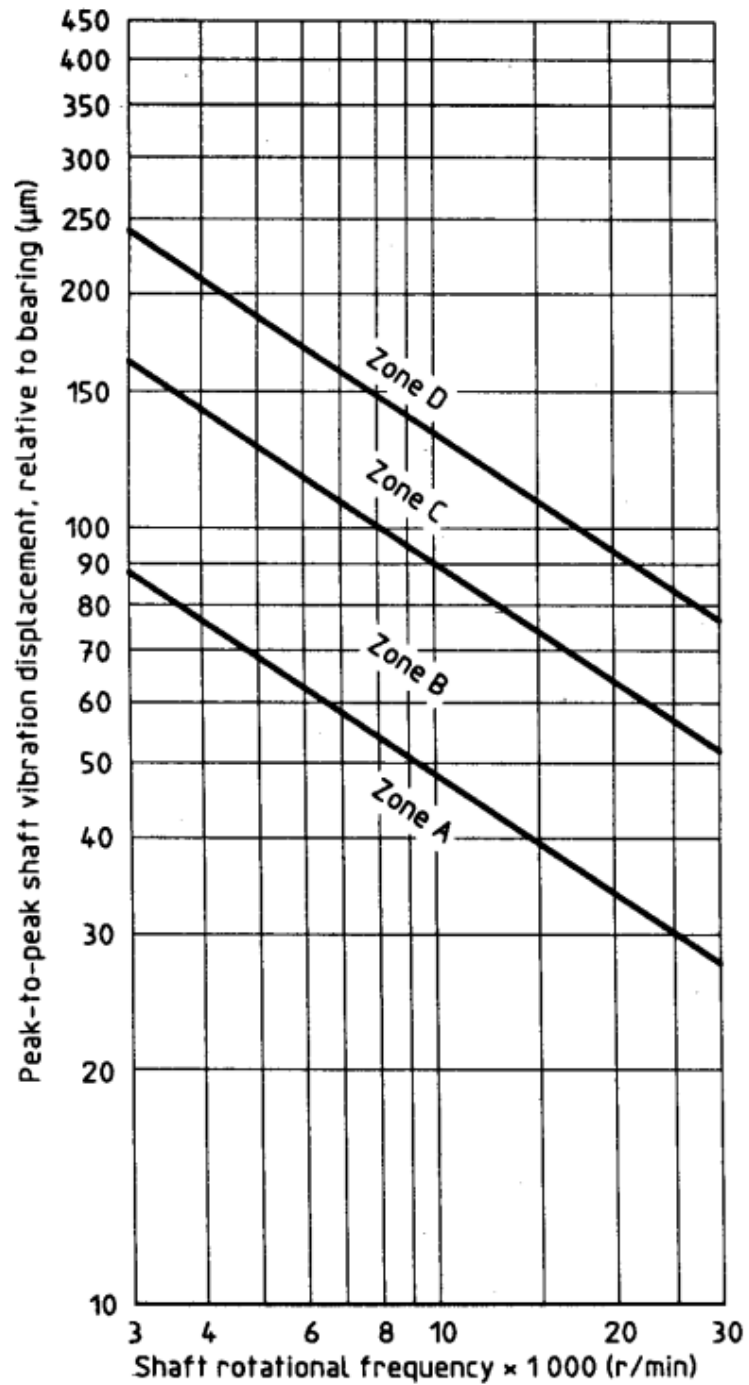
Figura C.1 Valores recomendados para el máximo desplazamiento relativo del eje en función de la velocidad máxima de servicio para máquinas industriales



acopladas

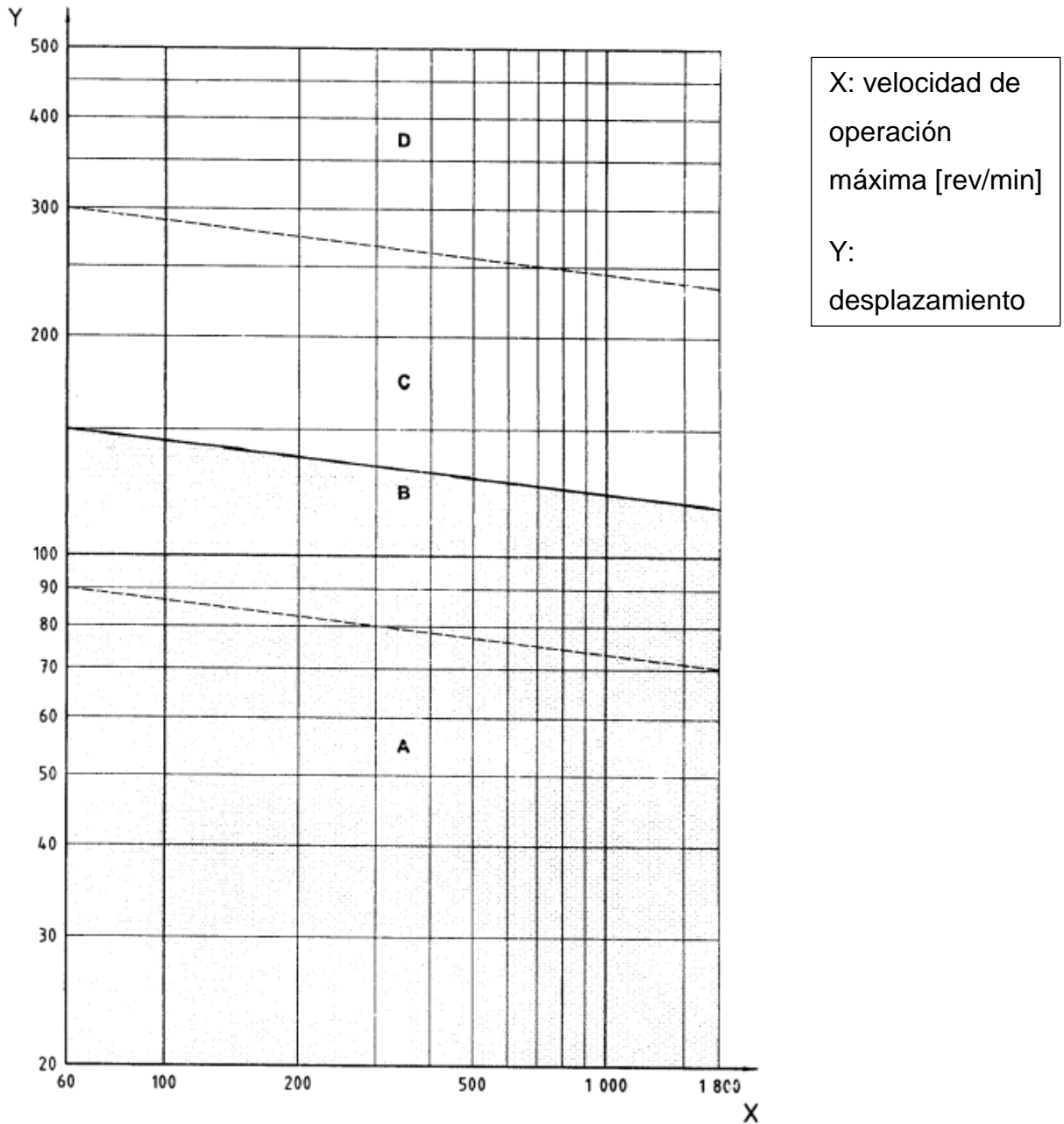
Fuente: ISO 7919-3, 1996

Figura C.2 Valores recomendados para el desplazamiento relativo máximo del eje en función de la velocidad máxima de servicio para los conjuntos de turbinas de gas



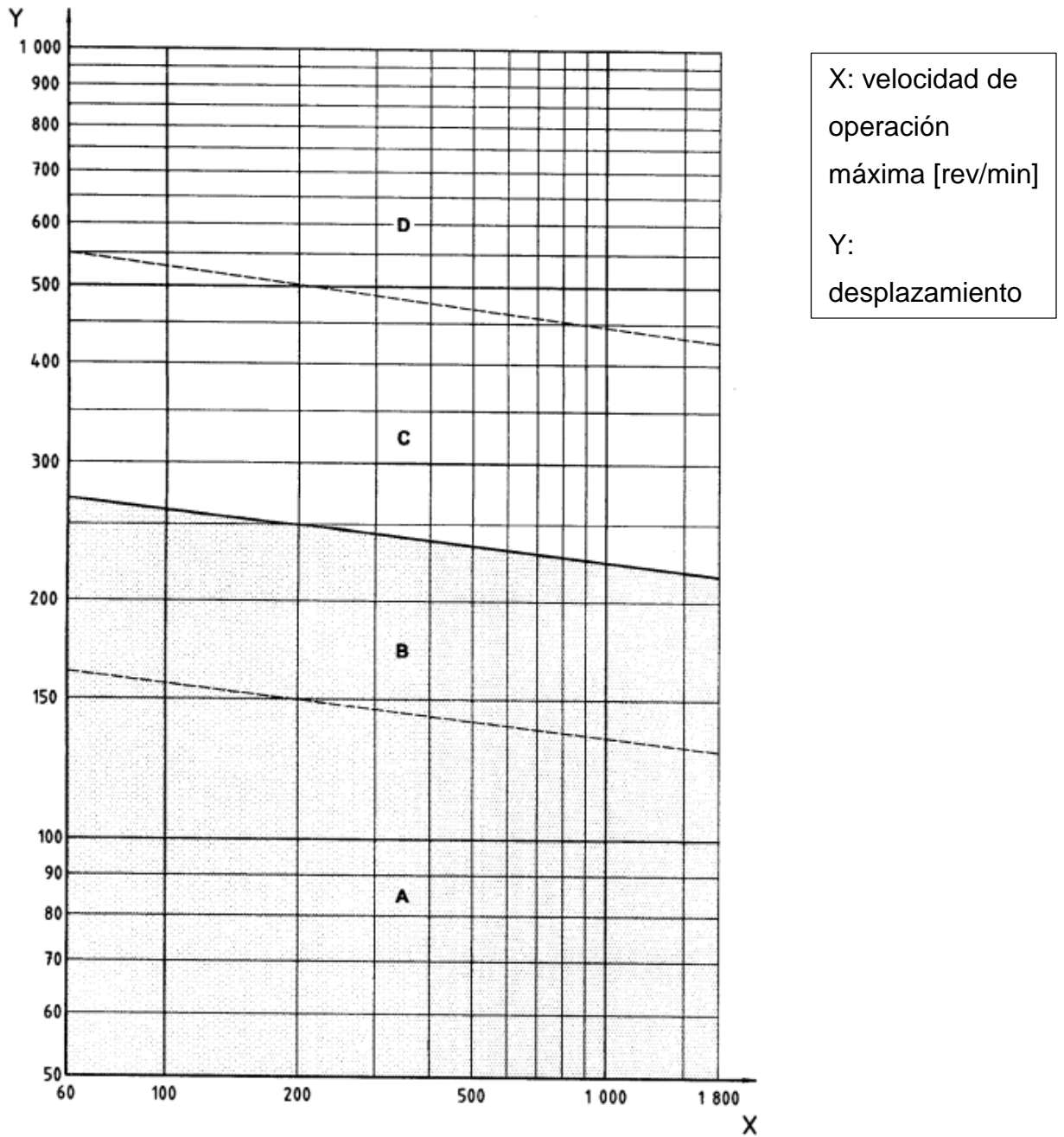
Fuente: IS/ISO 7919-4, 1996

Figura C.3 Evaluación de límites recomendados para el desplazamiento máximo de vibración en el plano de medición, S_{max} , de máquinas hidráulicas o conjuntos de máquinas, válida para el funcionamiento de turbinas dentro del rango de flujo en estado estacionario permitido



Fuente: IS/ISO 7919-5, 2005

Figura C.4 Evaluación de límites recomendados para vibraciones de desplazamiento pico-pico de en la dirección de medición, S_{pp} , de máquinas hidráulicas o conjuntos de máquinas, válida para el funcionamiento de turbinas dentro del rango de flujo en estado estacionario permitido



Fuente: IS/ISO 7919-5, 2005

Tabla C.1 Valores recomendados de velocidad de vibración en chumaceras para turbinas de gas y generadores en los límites de la zona.

Zone boundary	Shaft rotational speed	
	r/min	
	1 500 or 1 800	3 000 or 3 600
	R.m.s. vibration velocity	
	mm/s	
A/B	2,8	3,8
B/C	5,3	7,5
C/D	8,5	11,8

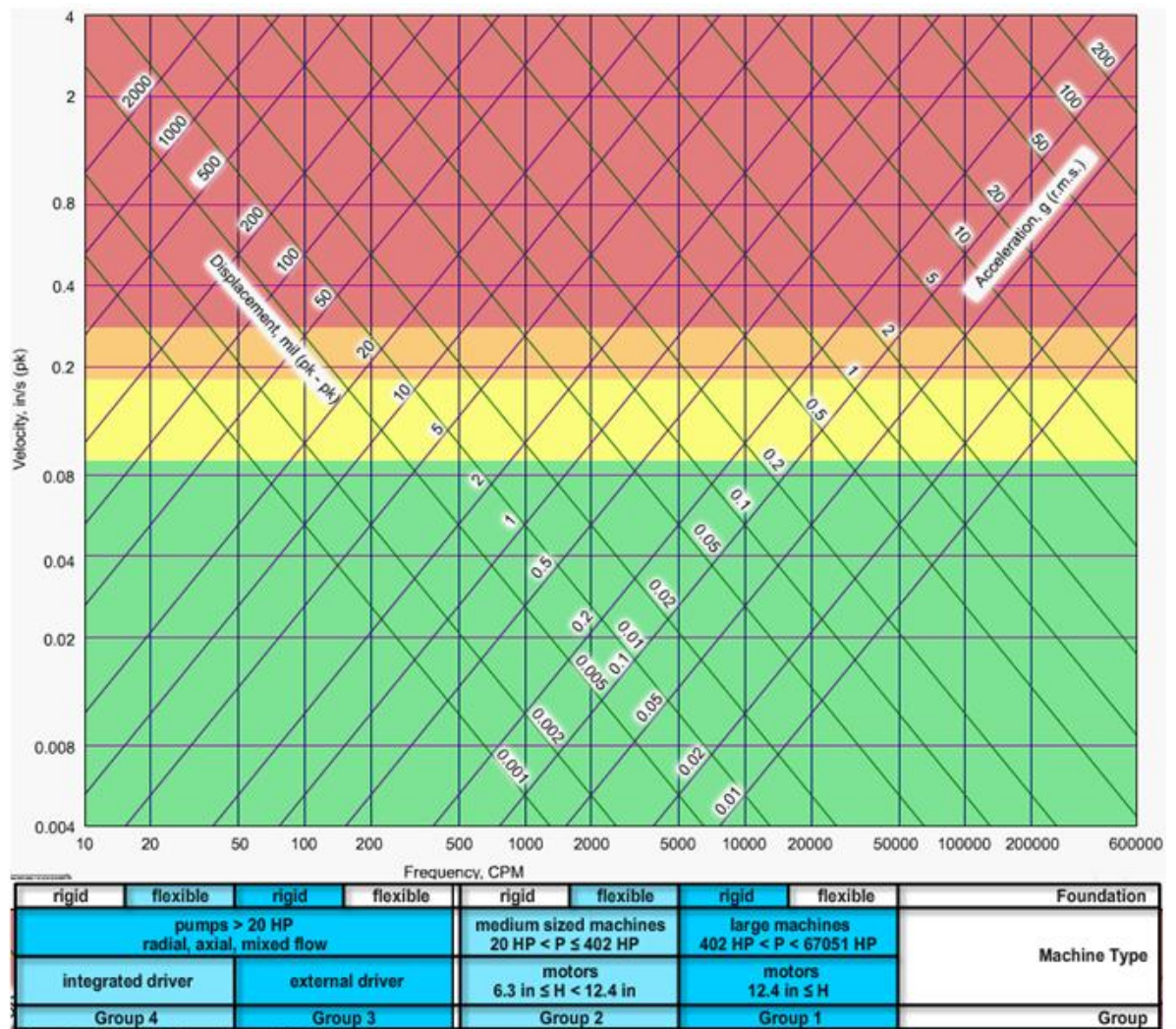
Fuente: IS/ISO 10816-2, 2001

Tabla C.2 Categorización de Máquinas Industriales acopladas según potencia y tipo de acople

rigid	flexible	rigid	flexible	rigid	flexible	rigid	flexible	Foundation
pumps > 20 HP radial, axial, mixed flow				medium sized machines 20 HP < P ≤ 402 HP		large machines 402 HP < P < 67051 HP		Machine Type
integrated driver		external driver		motors 6.3 in ≤ H < 12.4 in		motors 12.4 in ≤ H		
Group 4		Group 3		Group 2		Group 1		Group

Fuente: ISO 10816-3: 1995

Figura C.5 Resumen-2 de ISO 10816-3 (Sistema Inglés)



Fuente: Severity Charts, Mobius Institute

Tabla C.3 Límites entre las zonas de severidad basados en vibraciones de velocidad en chumaceras, válido para ejes con velocidades de 3000 [rpm] a 20 000[rpm]

Zone boundary	Vibration velocity mm/s (r.m.s.)
A/B	4,5
B/C	9,3
C/D	14,7

Fuente: ISO 10816-4: 1998

Tabla C.4 Valores de los límites de las zonas de severidad recomendados para las máquinas del Grupo 1: máquinas horizontales con cojinetes de base rígida, generalmente con velocidades de funcionamiento de por encima de 300 [rpm]

Zone boundary	At measurement location 1, 2, 3 and 4	
	Peak-to-peak displacement μm	R.m.s. velocity mm/s
A/B	30	1,6
B/C	50	2,5
C/D	80	4,0

Fuente: ISO 10816-5: 2000

Tabla C.5 Valores de los límites de las zonas de severidad recomendados para las máquinas del Grupo 2: máquinas horizontales con chumaceras que están apoyados contra la carcasa de la máquina hidráulica, por lo general con velocidades de funcionamiento de menos de 300 [rpm]

Zone boundary	At measurement location 1 and 2
	R.m.s. velocity mm/s
A/B	2,5
B/C	4,0
C/D	6,4

Fuente: ISO 10816-5: 2000

Tabla C.6 Valores de los límites de las zonas de severidad recomendados para las máquinas del Grupo 3: máquinas verticales con chumaceras que están apoyados en la cimentación de la máquina hidráulica, por lo general con velocidades de funcionamiento entre 60 [rpm] a 1800 [rpm]

Zone boundary	At all main bearings	
	Peak-to-peak displacement μm	R.m.s. velocity mm/s
A/B	30	1,6
B/C	50	2,5
C/D	80	4,0

Fuente: ISO 10816-5: 2000

Tabla C.7 Valores de los límites de las zonas de severidad recomendados para las máquinas del Grupo 4: máquinas verticales con chumaceras que están apoyados en la cimentación y chumaceras superiores apoyadas solamente contra el estator del generador, por lo general con velocidades de funcionamiento entre 60 [rpm] a 1000 [rpm]

Zone boundary	At measurement location 1		At all other main bearings	
	Peak-to-peak displacement μm	R.m.s. velocity mm/s	Peak-to-peak displacement μm	R.m.s. velocity mm/s
A/B	65	2,5	30	1,6
B/C	100	4,0	50	2,5
C/D	160	6,4	80	4,0

NOTE 1 If a machine has a lower generator bearing without bracing against the foundation, the vibration should be evaluated according to measurement location 1.

NOTE 2 Umbrella-type machines belong to this group, evaluation zone boundaries are those for the main bearings.

Fuente: ISO 10816-5: 2000

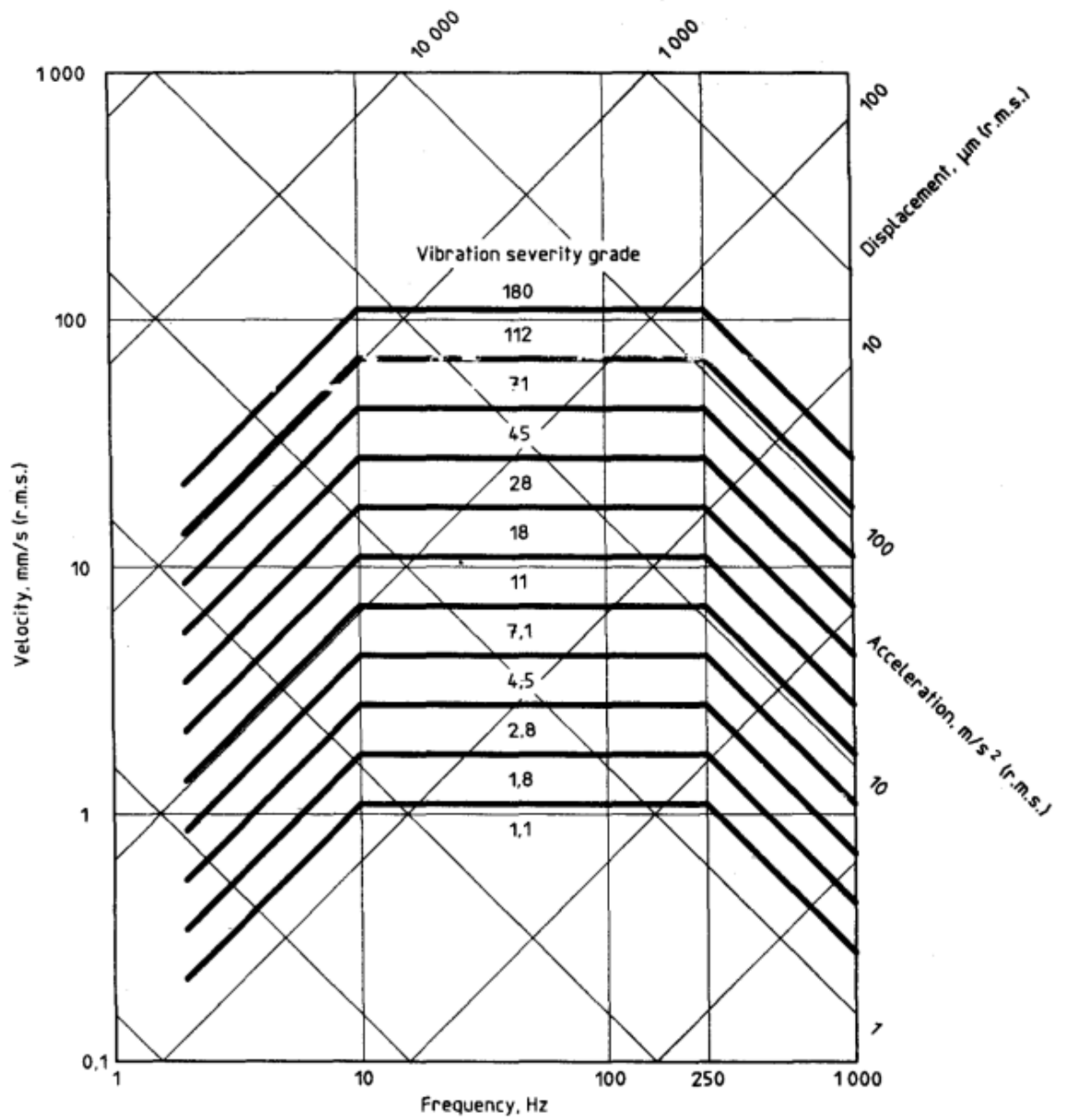
Tabla C.8 Grados de severidad para vibraciones

Vibration severity grade	Limiting values of overall vibration measured on the machine structure		
	Displacement μm (r.m.s.)	Velocity mm/s (r.m.s.)	Acceleration m/s^2 (r.m.s.)
1,1	$\leq 17,8$	$\leq 1,12$	$\leq 1,76$
1,8	$\leq 28,3$	$\leq 1,78$	$\leq 2,79$
2,8	$\leq 44,8$	$\leq 2,82$	$\leq 4,42$
4,5	$\leq 71,0$	$\leq 4,46$	$\leq 7,01$
7,1	≤ 113	$\leq 7,07$	$\leq 11,1$
11	≤ 178	$\leq 11,2$	$\leq 17,6$
18	≤ 283	$\leq 17,8$	$\leq 27,9$
28	≤ 448	$\leq 28,2$	$\leq 44,2$
45	≤ 710	$\leq 44,6$	$\leq 70,1$
71	≤ 1125	$\leq 70,7$	≤ 111
112	≤ 1784	≤ 112	≤ 176
180	> 1784	> 112	> 176

Nota: los valores fueron derivados con un desplazamiento constante en el rango de 2[Hz] a 10[Hz], velocidad constante desde 10

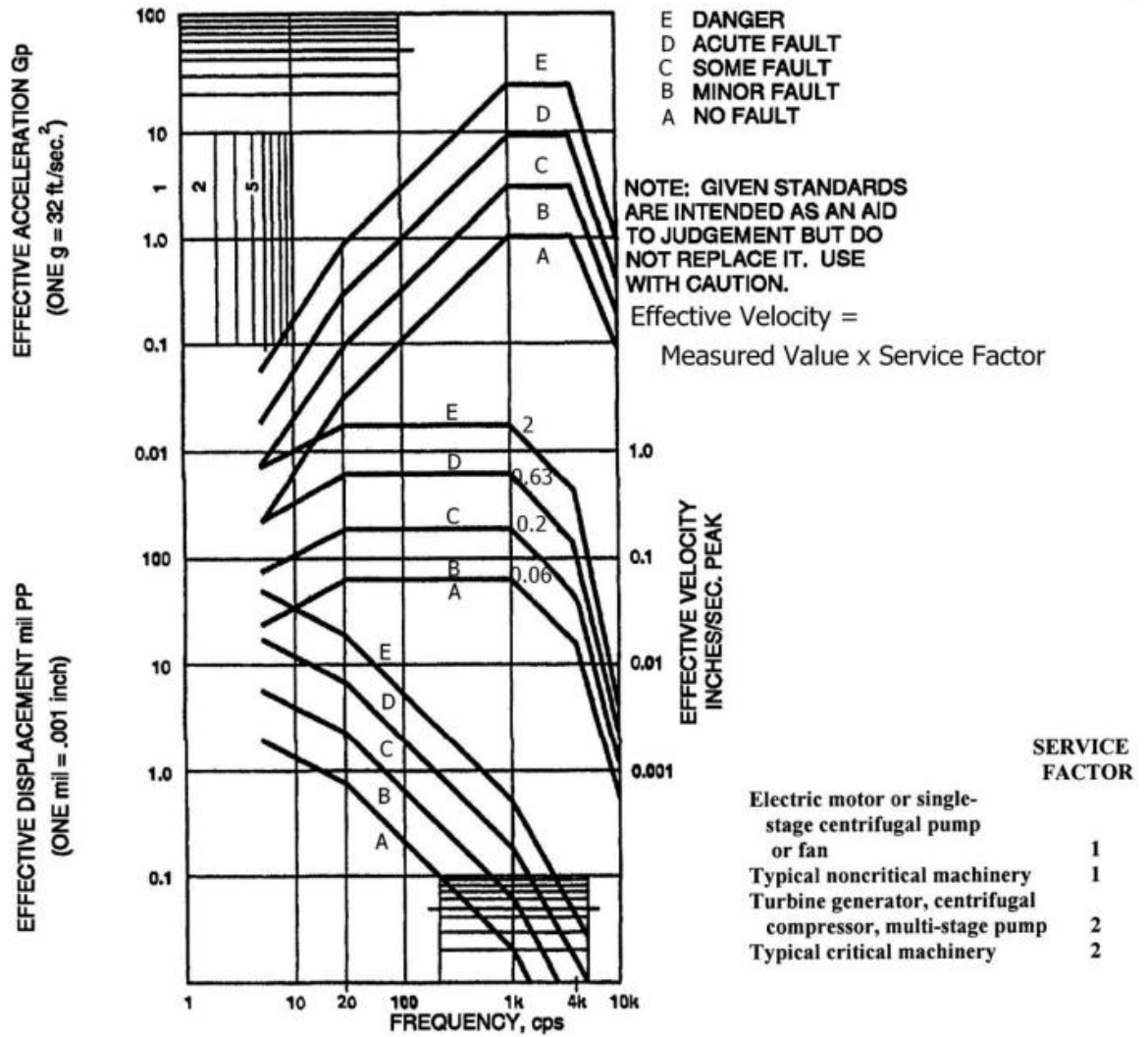
Fuente: ISO 10816-6: 1995

Figura C.6 Nomograma de grados de severidad



Fuente: ISO 10816-6: 1995

Figura C.7 Diagrama de Blake, Vibration Institute (vi-institute)



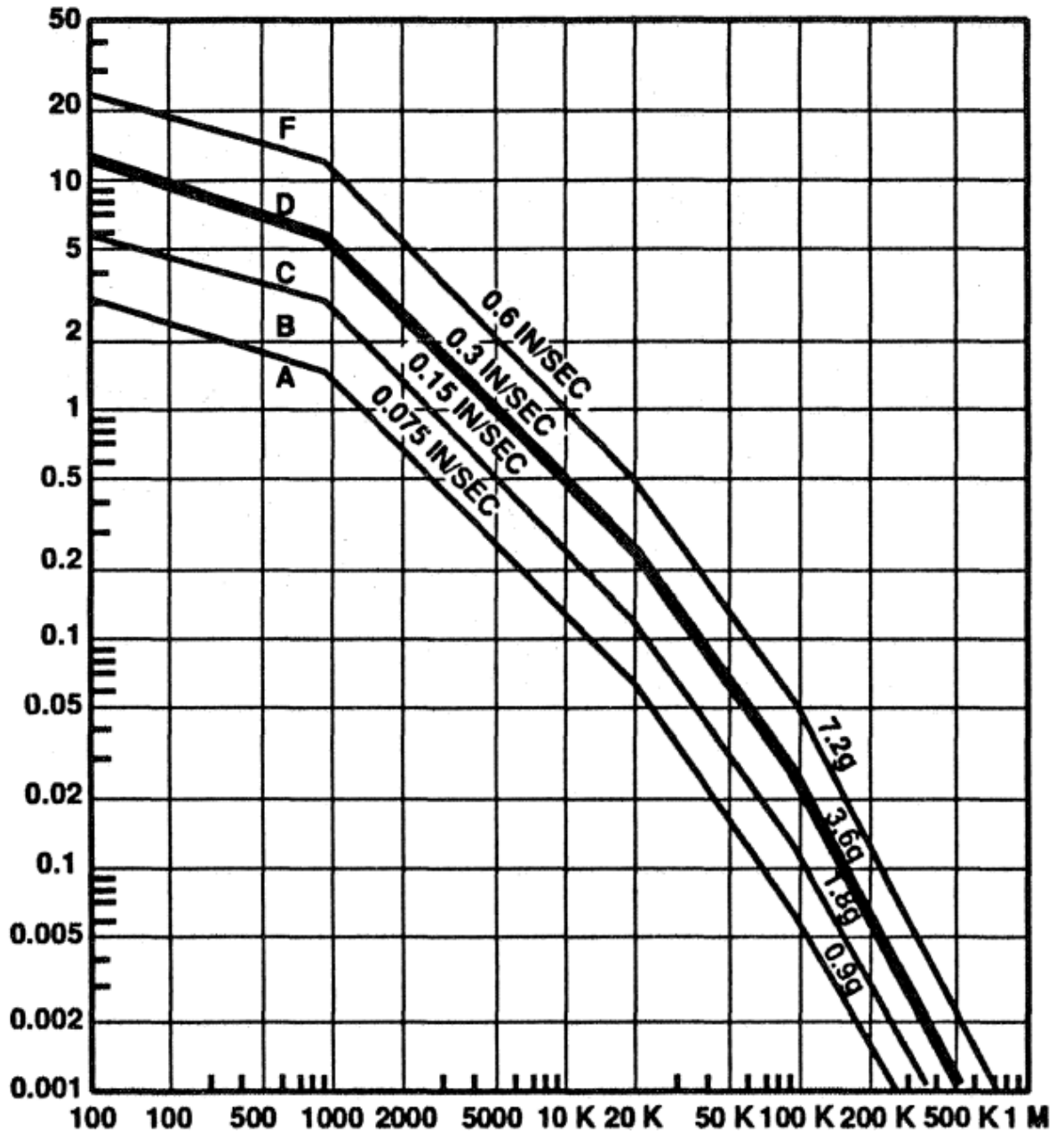
Fuente: Vibration and Acoustic Measurement Handbook, Blake M, Mitchell W, 1972

Tabla C.9 Factores de servicio para el diagrama de Blake

MACHINE	SERVICE FACTOR	NORMAL
Turbine – Generators	2.0	0.1
Centrifugal Compressor	2.0	0.1
Large Motors 500 to 4,000 HP	1.0	0.2
Centrifugal Pumps	0.75	0.3
Lobe Type Blower	0.5	0.4
Gearbox	1.0	0.2
Fan	1.0	0.2
Cooling Tower Drives	1.0	0.2
Chillers	2.5	0.08
Exciter	1.0	0.2
Machine Tool Spindles	2.0	0.1
Optical Equipment	4.0	0.05
Vertical Pumps	0.667	0.3
Small Motors	1.0	0.2
Boiler Feed Pumps	1.0	0.1

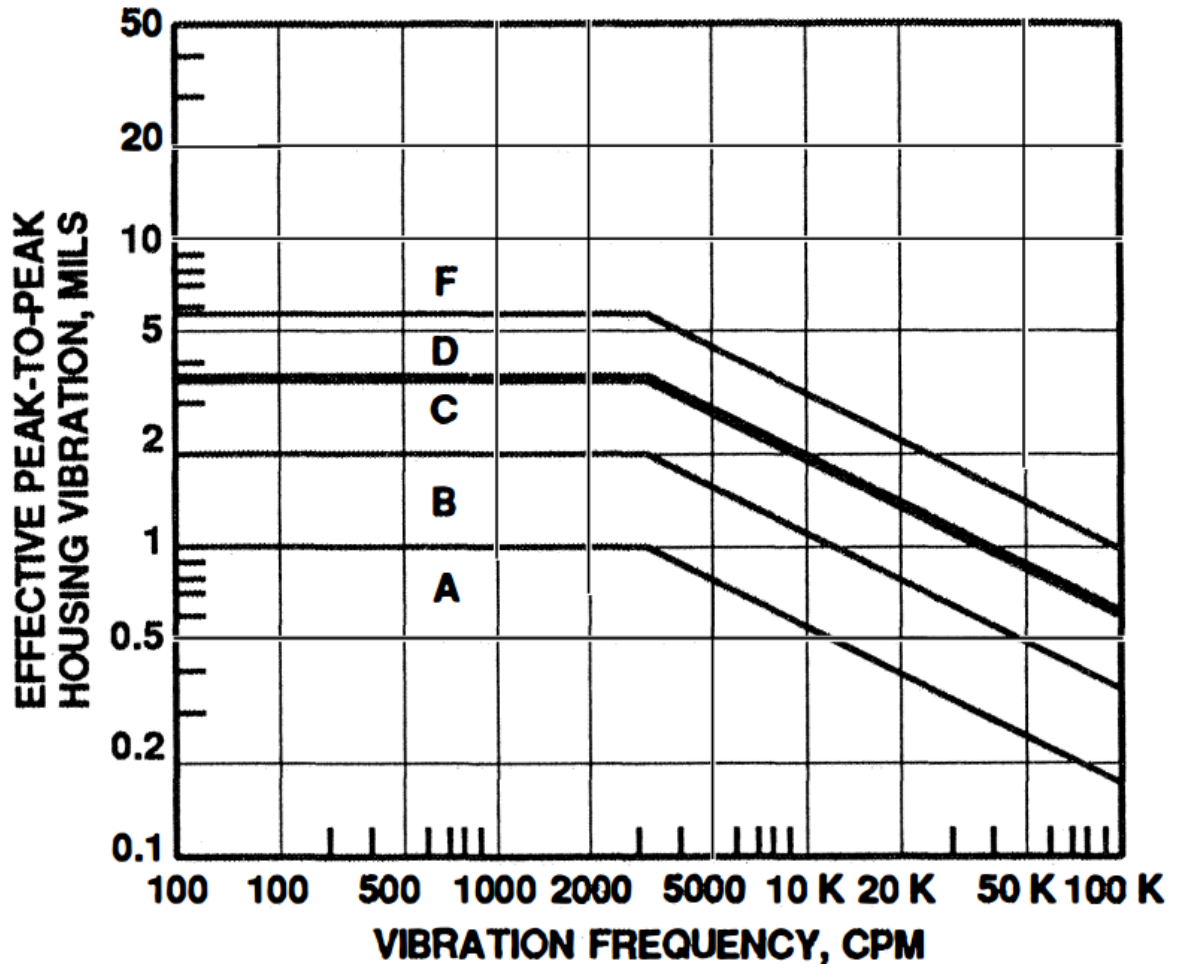
Fuente: Machine Condition Evaluation: Using Seismic Measurements, Eshleman R, 2007.

Figura C.8 Límites de vibración en chumaceras de SouthWest Research Institute (SWRI)



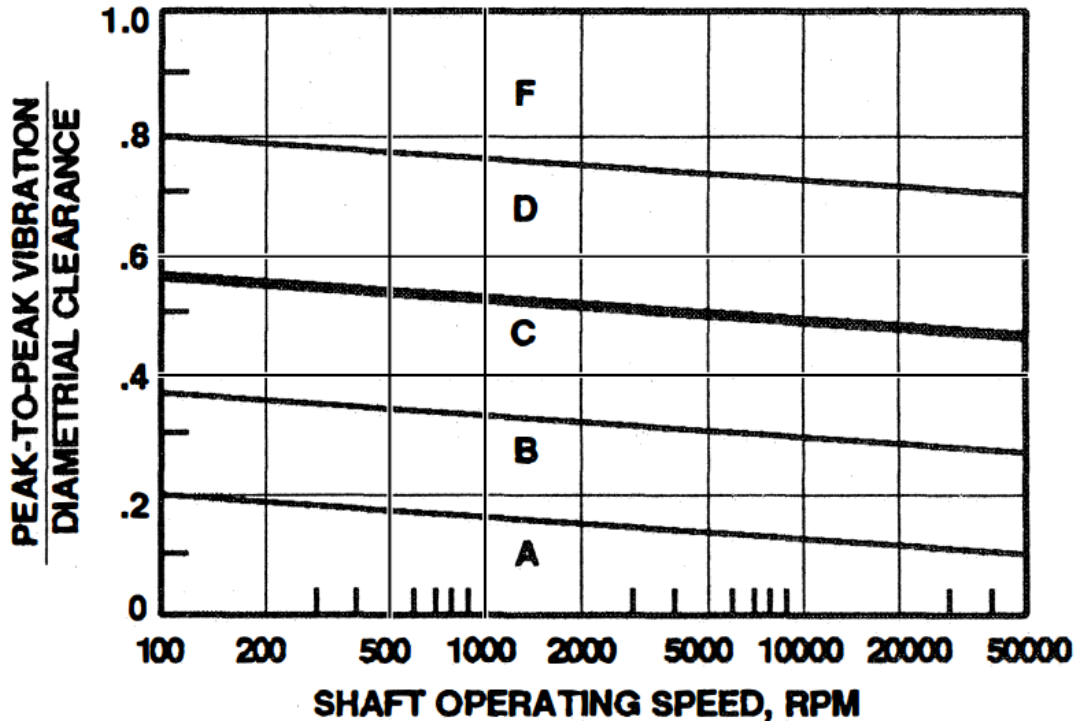
Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

Figura C.9 Límites de vibración del movimiento relativo del eje (SWRI)



Fuente: Vibration Monitoring of Turbomachinery, Lifson A, Simmnons H, 1989

Figura C.10 Límites de vibración en el eje afines a la holgura en el rodamiento (SWRI)



Fuente: Vibration Monitoring of Turbomachinery, Lifson A, Simmnons H, 1989

Tabla C.10 Factores de servicio para diagramas de SouthWest Research Institute

Factor de servicio	Aplicación
k1=1.0	Factor normal para vibración filtrada cerca de una fuente, velocidad de carrera
K2=0.85	Vibración sin filtrar cerca de una fuente de la velocidad de carrear
K3=3.3	Cualquier fuente de vibración inestable o auto-excitada
K4=1.4	Máquinas con potencias menores a 300 Hp
K5=0.7	Máquinas con rotores rígidos
K6=0.6	Máquinas con cimentación poco rígida
K7=3.5 a 10	Máquinas carcasa-rotor (alto)
K8=3.5	Fuentes de vibración de alta frecuencia por aspas
k9=0.35	Fuentes de vibración de alta frecuencia por engranajes o rodamientos de bolas

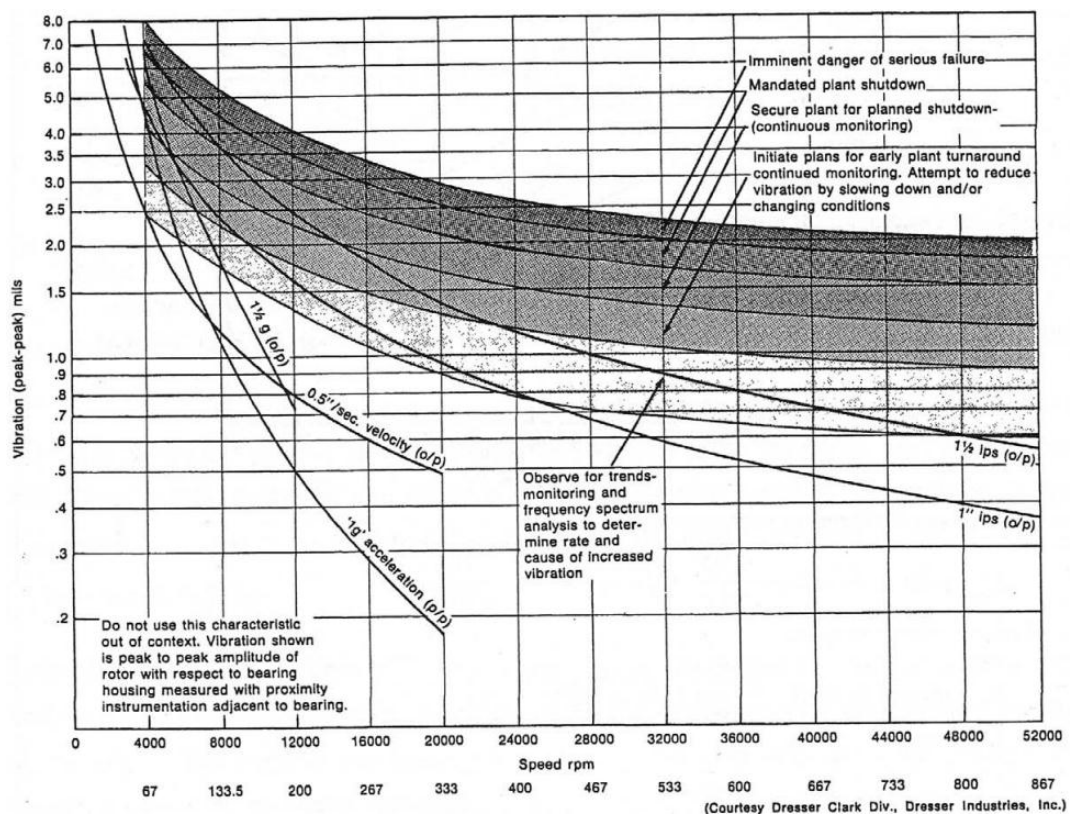
Fuente: Vibration Monitoring of Turbomachinery, Lifson A, Simmnons H, 1989

Tabla C.11 Descripción de las zonas de calidad (SWRI)

Categoría	Descripción
A	Niveles de aceptación para equipos nuevos o reparados
B	Niveles aceptables de vibración
C	Niveles insatisfactorios de vibración (Se recomienda correcciones para ahorrar en mantenimiento al largo plazo)
D	Falla probable (Vigilar cambios en niveles y preparar para shut down o modificar condiciones de operación para reducir niveles)
F	Peligro de falla inmediata

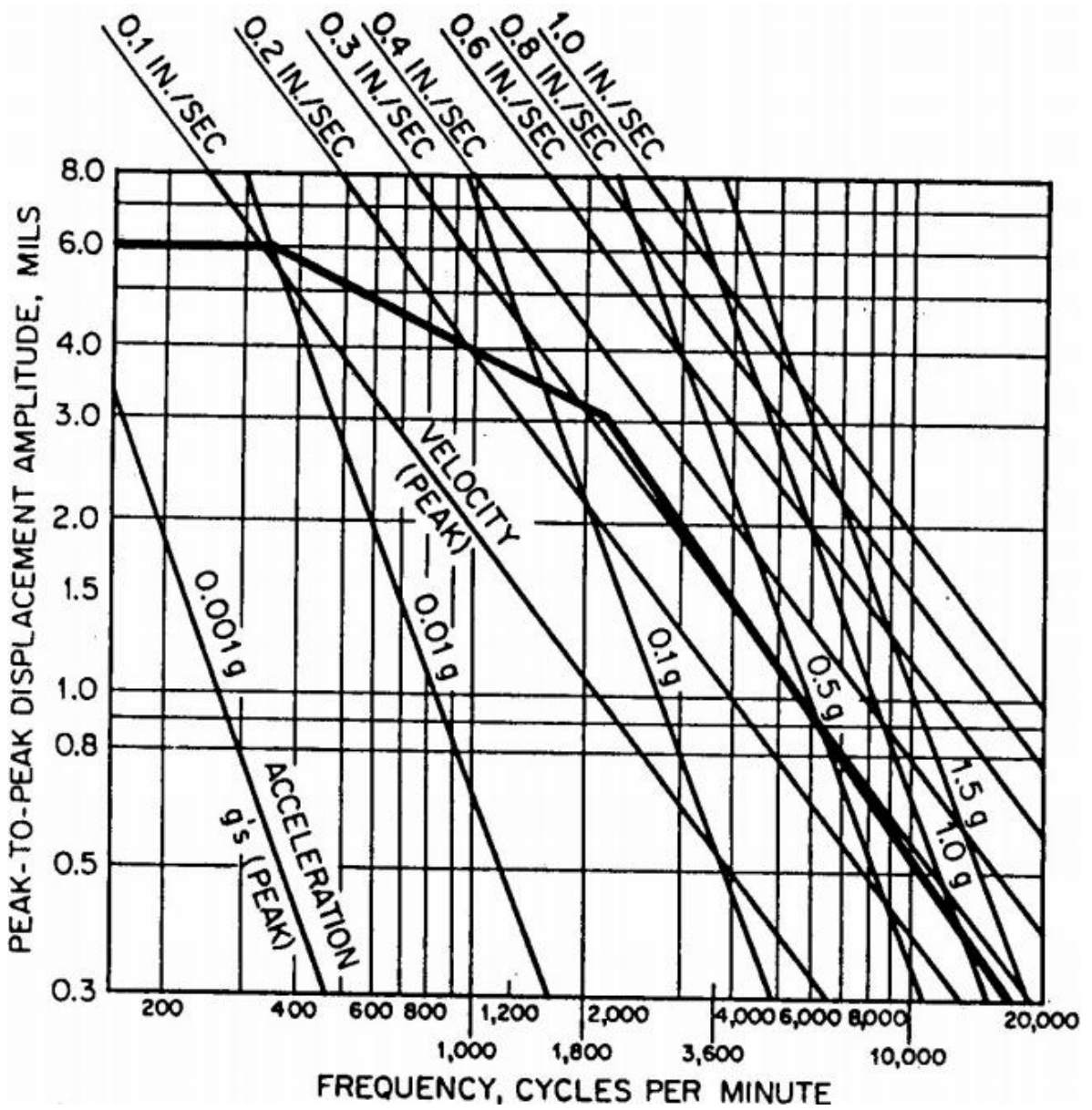
Fuente: Vibration Monitoring of Turbomachinery, Lifson A, Simmons H, 1989

Figura C.11 Diagrama Dresser Clark-Jackson de valores límite de vibraciones para un eje



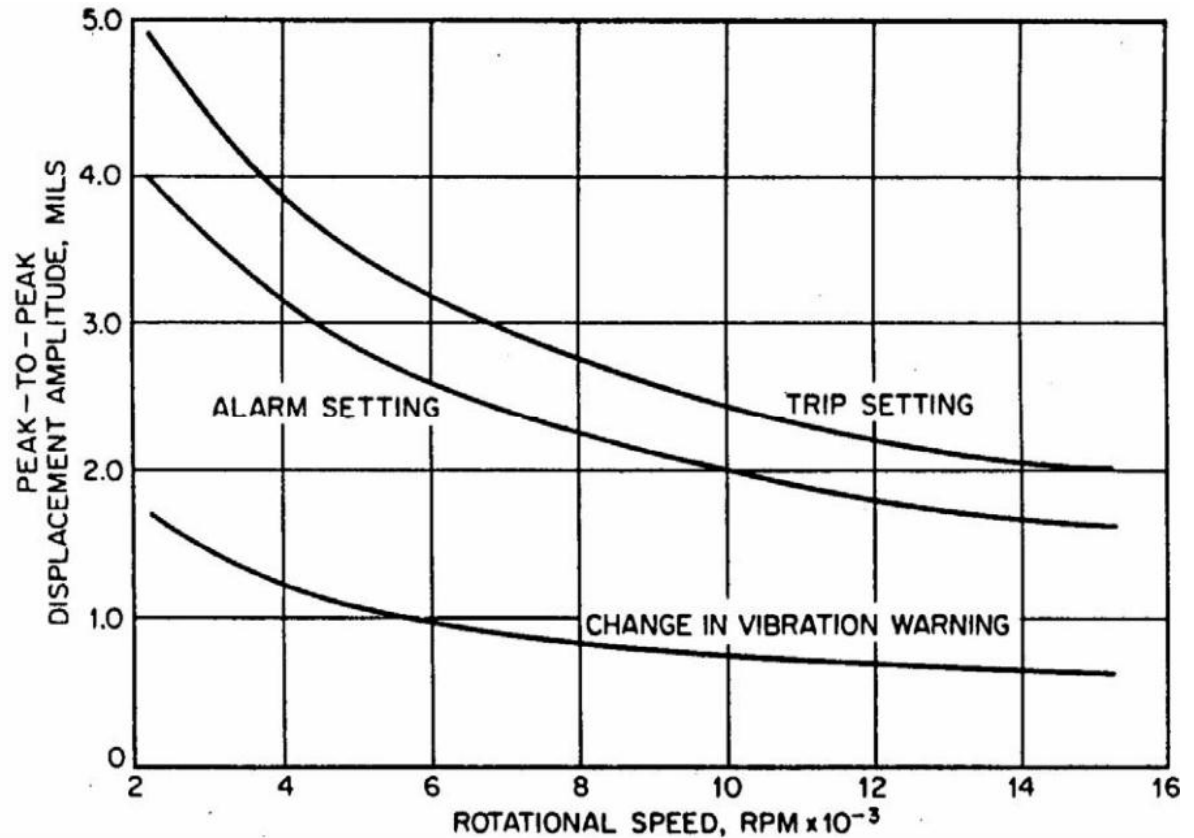
Fuente: Vibration Vol. 29 No.3 Septiembre 2012

Figura C.12 Límites de vibración medidos en chumaceras, para bombas de agua horizontales de Hydraulics Institute



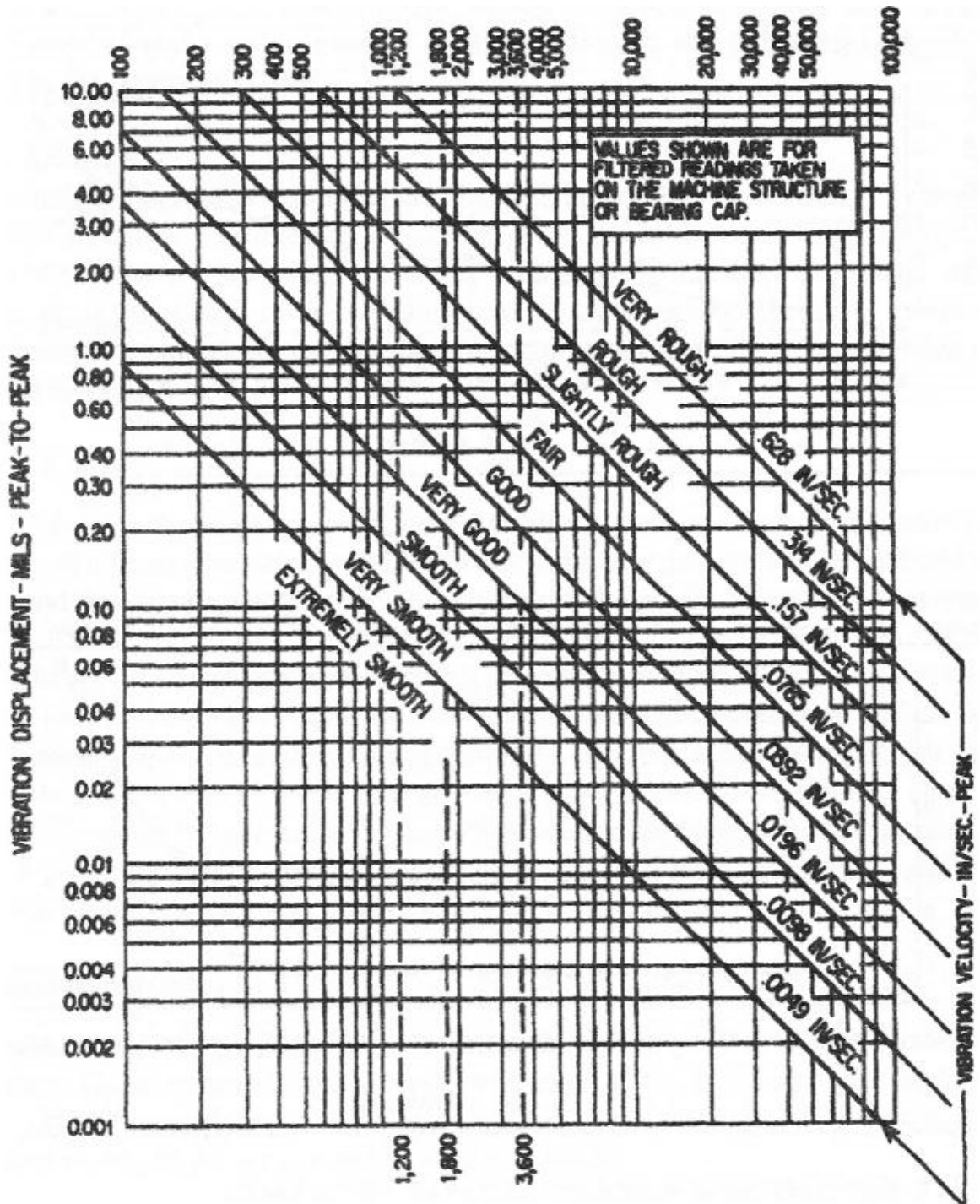
Fuente: Experimental Vibration and Machinery Analysis Course, Mechefske C. 2010

Figura C.13 Criterios para determinar la severidad de compresores centrifugos operando, como función de la velocidad del eje- Compressed Air and Gas Institute



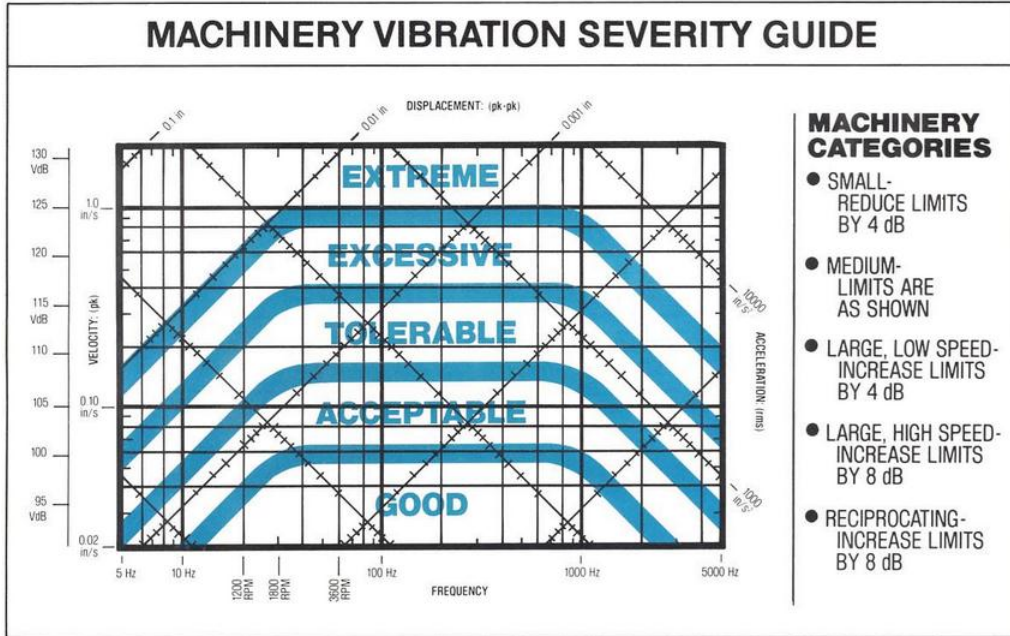
Fuente: Experimental Vibration and Machinery Analysis Course, Mechefske C. 2010

Figura C.14 Diagrama de Rathbone para evaluar la severidad por desbalance




Fuente: Experimental Vibration and Machinery Analysis Course, Mechefske C. 2010

Figura C.15 Normas Comerciales (Azima DLI Severidad de Vibración en Maquinaria)



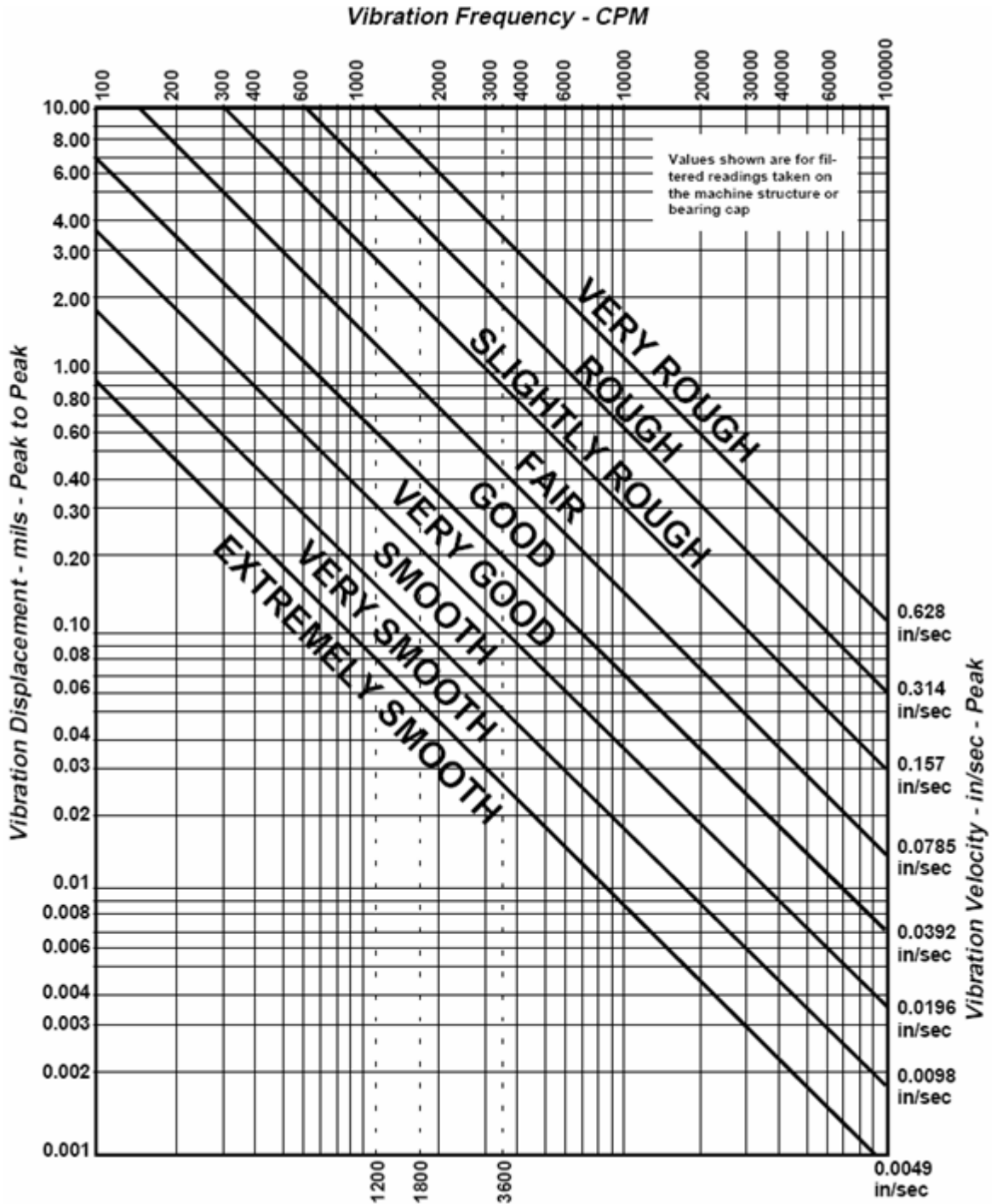
Fuente: Introducción al Análisis de Vibraciones AZIMA DLI, White G, 2010

Tabla C.12 Relaciones y conversiones para uso de Diagrama Azima DLI

RELATIONSHIPS AND CONVERSIONS			
D = Displacement in (pk-pk)	$D = .318 \frac{V}{f} = .0716 \frac{A}{f^2}$	dB	RATIO
V = Velocity in/s (pk)			
A = Acceleration in/s ² (rms)	$V = .225 \frac{A}{f} = 3.14 f D$		
f = Frequency Hz	$A = 14.0 f^2 D = 4.44 f V$		
g = Gravity = 386 in/s ²			
VELOCITY DECIBELS		ACCELERATION DECIBELS	
Ref: 0 VdB = 5.568 x 10 ⁻⁷ in/s (pk)		Ref: 0 AdB = 3.861 x 10 ⁻⁴ in/s ² (rms)	
VdB	$= 20 \log_{10} \left(\frac{V \times 10^7}{5.568} \right)$	AdB	$= 20 \log_{10} \left(\frac{A \times 10^4}{3.861} \right)$
V(pk)	$= 5.568 \times 10^{(VdB - 140)/20}$	A (rms)	$= 3.861 \times 10^{(AdB - 80)/20}$
		253 WINSLOW WAY W., BAINBRIDGE ISLAND, WA 98110 TELEPHONE: (206) 842-7656 FAX: (206) 842-7667 VIBRATION AND ACOUSTIC CONSULTING MACHINERY CONDITION ANALYSIS • VIBRATION INSTRUMENTS	
Delivering Machine Intelligence			

Fuente: Introducción al Análisis de Vibraciones AZIMA DLI, White G, 2010

Figura C.16 Diagrama de severidad de la vibración, Entek IRD International, Inc



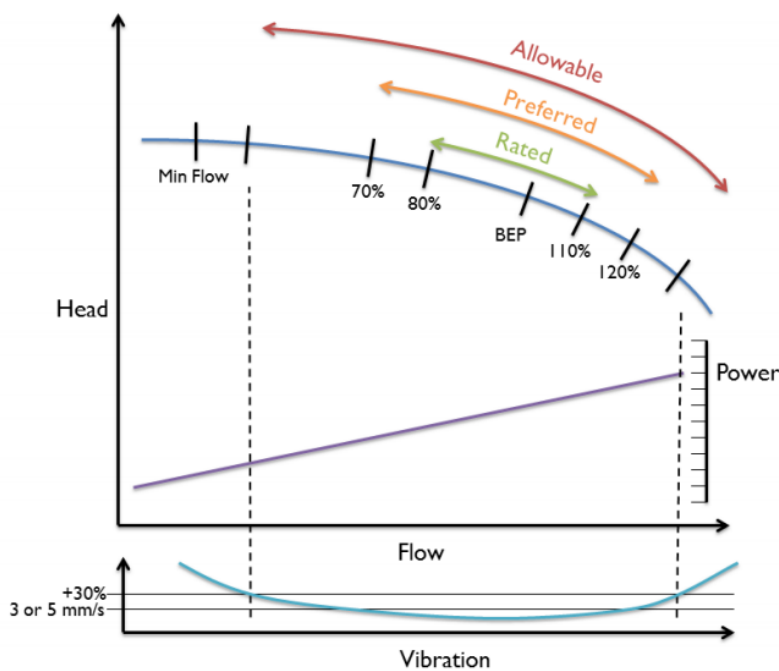
Fuente: Severity Charts, Mobius Institute

Tabla C.12 Límites de vibración para ventiladores- API 673

Point of Measurement	Bearing Housing		Shaft ²	
	All		Hydrodynamic(J/B)	
Units	mm/s	in./sec (true pk)	micron	mils (pk/pk)
Unfiltered	< 4.0	< 0.16	< 50	< 2.0
Filtered ³	< 2.5	< 0.10	< 40	< 1.6

Fuente: Centrifugal Fans for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services, API, 2002

Figura C.17 Curva de rendimiento típica de una bomba según API 610



Fuente: Pump Selection and Curve Evaluation Guide, AMARINTH Ltd., 2012

API 610 establece que los niveles de vibración deben ser menores a 3 [mm/s] para bombas horizontales y menor de 5 [mm/s] para bombas verticales cuando las bombas trabajan en su ventana óptima de operación, cuando no es así la norma indica que estos niveles pueden incrementar hasta en un 30 %. Es por esta razón, y haciendo hincapié en el hecho que cada fabricante tiene diseños y procesos de manufactura diferentes, que cada uno debe disponer de rangos permisibles de operación para cada bomba que ofrezcan