

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**“IMPLEMENTACIÓN DEL MANTENIMIENTO PREDICTIVO
BASADO EN EL ANÁLISIS DE VIBRACIÓN EN LOS
COMPRESORES DE TORNILLO DE UNA EMPRESA
PROCESADORA Y ENLATADORA DE PRODUCTOS DEL MAR”**

**Realizado por:
Ramón Gabriel González Carvajal**

**Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como requisito
Parcial para optar al Título de:**

INGENIERO MECÁNICO

Barcelona, Noviembre de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“IMPLEMENTACIÓN DEL MANTENIMIENTO PREDICTIVO
BASADO EN EL ANÁLISIS DE VIBRACIÓN EN LOS
COMPRESORES DE TORNILLO DE UNA EMPRESA
PROCESADORA Y ENLATADORA DE PRODUCTOS DEL MAR”**

ASESORES

Prof. Carmen García

Asesor Académico

Ing. José Félix Hernández

Asesor Industrial

Barcelona, Noviembre de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“IMPLEMENTACIÓN DEL MANTENIMIENTO PREDICTIVO
BASADO EN EL ANÁLISIS DE VIBRACIÓN EN LOS
COMPRESORES DE TORNILLO DE UNA EMPRESA
PROCESADORA Y ENLATADORA DE PRODUCTOS DEL MAR”**

JURADO

El jurado hace constar que asignó a esta Tesis la calificación de:

APROBADO

Prof. Carmen García
Asesor Académico

Prof. Carlos Gomes
Jurado Principal

Prof. Luís Griffith
Jurado principal

Barcelona, Noviembre de 2009

RESOLUCIÓN

De acuerdo con el artículo 41 del Reglamento de Trabajos de grado de la Universidad de Oriente:

“Los trabajos de grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y sólo podrán ser utilizados para otros fines, con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien deberá participarlo al Consejo Universitario, para su autorización”

DEDICATORIA

A **Dios y a mi Virgencita del Valle** quienes me dieron vida y salud para poder alcanzar mis sueños y metas.

A mi Mamá **María Elena Carvajal** y a mi Papá **José Ramón González** quienes con su amor, cariño, esfuerzo y dedicación, fueron pilares fundamentales en este logro. Ustedes en los momentos buenos y malos siempre me dieron su apoyo para seguir adelante y continuar con este sueño. Los amo padres.

A mi Abuela **Carmen Luisa Carvajal** y a mi Abuelo **Pedro Brito** quienes con su amor y consejos me guiaron en este duro camino.

A mi Novia **María Laura Guerra** quien con su amor, cariño y comprensión me apoyó en los momentos más difíciles, Te Amo.

A mis amigos **Julio, Jhonnattan, Sergio, Frank, Álvaro, Adriana** y todos aquellos con los que compartí en toda la carrera universitaria.

AGRADECIMIENTOS

A **Dios y a mi Virgencita del Valle** quienes me dieron vida y salud para poder alcanzar mis sueños y metas.

A mis Padres **María Elena Carvajal** y **José Ramón González**, por su ayuda en todos los días de mi vida

A la Profesora **Carmen García** quién fue la asesora de este proyecto su paciencia, consejos y dedicación me guiaron para poder culminar con éxito esta meta. Muchas gracias profesora.

A la empresa **AVECAISA** por brindarme la oportunidad de realizar este trabajo en sus instalaciones.

A **José Félix Hernández**, por la ayuda brindada como asesor industrial en el desarrollo de este proyecto.

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo la implementación del mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibraciones en compresores de tornillo de una empresa procesadora de productos del mar. Para el cumplimiento de tal objetivo, se realizó la observación de los procesos productivos de la planta, se recopiló la información técnica de los equipos incluidos en el estudio, se determinaron los puntos de medición, se definieron las rutas en que serán realizadas las mediciones, se establecieron los niveles de pre-alarma, alarma y niveles de bandas espectrales de los equipos basado en normas internacionales. Para culminar el trabajo se analizaron los espectros de vibración de aquellos equipos que presentaron niveles altos de vibración global y mediante la comparación con espectros típicos de fallas se determinaron problemas presentes en éstos. De acuerdo a la severidad de la vibración se estableció la frecuencia de monitoreo para cada equipo y se recomendó un procedimiento para la incorporación de todos los equipos de la empresa al programa de mantenimiento. En el análisis de los espectros seleccionados se detectaron problemas tales como: Desalineación, desbalanceo, rozamiento entre partes, problemas en rodamientos, cargas en engranajes, soldadura mecánica entre otros.

ÍNDICE

	Pág.
RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
RESUMEN.....	vii
ÍNDICE	viii
LISTA DE FIGURAS	xiii
LISTA DE TABLAS	xvii
CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN	20
1.1. Avencatun Industrial, S.A. (Planta Cumaná).....	20
1.1.1. Reseña histórica	20
1.2. Planteamiento del problema	21
1.3. Objetivos.....	23
1.3.1. Objetivo General.....	23
1.3.2. Objetivos Específicos	23
CAPÍTULO II. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	24
2.1. Mantenimiento	24
2.2. Tipos de mantenimiento	24
2.2.1. Mantenimiento Correctivo.....	24
2.2.2. Mantenimiento Preventivo	24
2.2.3. Mantenimiento Predictivo	24
2.3. Mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibración	26
2.3.1. Pasos para la aplicación del mantenimiento predictivo basado en el análisis vibraciones mecánicas.....	26
2.4. Vibración	29
2.4.1. Parámetros usados para medir la vibración	30
2.5. Técnicas para el análisis de señales	32

2.5.1. Análisis de una señal en el tiempo.....	32
2.5.2. Nivel de vibración overall	33
2.5.3. Análisis de espectros de frecuencia.	33
2.6. Determinación de los niveles de vibración.....	34
2.7. Niveles de bandas de frecuencias espectrales.....	36
2.8. Sistema de monitoreo vibracional SKF	37
2.8.1. Medidor y colector de vibraciones Microvibe P CMVL 3850	37
2.8.2. Software (Microvibe Data Management)	37
2.9. Fallas más comunes en máquinas rotativas detectadas por el análisis de vibración.....	38
2.9.1. Desbalance.....	38
2.9.2. Desalineación.....	38
2.9.3. Excentricidad	39
2.9.4. Rodamientos defectuosos	39
2.9.5. Holgura mecánica	41
2.9.6. Pedestal cojo	42
2.9.7. Vibraciones producidas por torbellinos de aceite.....	42
2.9.8. Vibraciones por defectos en transmisiones de poleas y correas	42
2.9.9. Vibraciones en engranajes	42
2.9.10. Vibraciones en motores de inducción.....	43
2.10. Compresores de tornillo.....	43
2.10.1 Fases de funcionamiento de los compresores de tornillo.	44
2.11. Sistema de refrigeración de la Empresa Avencatun Industrial S.A.....	45
2.12. Sistema de compresión de aire de la Empresa Avencatun Industrial S.A.	46
2.13. Compresores de tornillo presentes en la planta	47
2.13.1. Compresores Frick RXB-50	47
2.13.2. Compresor Frick RWB-100.....	48
2.13.3. Compresor Quincy QMB- 25	48

2.13.4. Compresor Quincy QMB- 15	49
2.13.5. Compresores Quincy QMA- 75.....	49
2.13.6 Compresor Quincy QSF-100	49
2.13.7. Compresor Atlas Copco GA- 75	50
CAPÍTULO III. DESARROLLO DEL TRABAJO.....	51
3.1. Revisión bibliográfica.....	51
3.2. Observación del proceso productivo	51
3.3. Recopilación de las características de diseño y condiciones de funcionamiento de los equipos.....	52
3.4. Determinación de los puntos de medición.....	52
3.5. Definición de las rutas de medición de la vibración.....	53
3.5.1. Ruta A: Frigorífico 1	54
3.5.2. Ruta B: Frigorífico 2.....	54
3.5.3. Ruta C: Sala de aire comprimido 1	54
3.5.4. Ruta D: Sala de aire comprimido 2	54
3.5.5. Ruta E: Sala de aire comprimido 3	55
3.6. Creación de la base de datos en el software de mantenimiento predictivo data management de SKF.....	58
3.7. Determinación de los niveles de prealarma, alarma para cada uno de los equipos	58
3.8. Recolección de los datos vibracionales de los equipos	59
3.9. Cálculo de velocidades de rotación en los distintos ejes de los equipos	60
3.10. Cálculo de las frecuencias características de fallas de los distintos elementos mecánicos.....	62
3.10.1. Frecuencias de fallas en rodamientos	62
3.10.2. Frecuencias de engranes	65
3.10.3. Frecuencia de Paso de Lóbulos	66
3.10.4. Frecuencias de fallas en correas	66
3.11. Determinación de los niveles de bandas de frecuencias espectrales ...	67

3.12. Identificación de las fallas presentes en los equipos	72
3.13. Establecimiento de las frecuencias de monitoreo mediante criterios de severidad	72
3.14. Incorporación de la totalidad de los equipos al programa de mantenimiento predictivo.....	73
CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	74
4.1. Valores de prealarma y alarma asignados para cada equipo	74
4.2. Niveles de alarma de bandas espectrales.....	75
4.3. Detección de problemas en los equipos.....	78
4.3.1. Compresor de amoniaco Frick RXB- 50	78
4.3.2. Compresor de amoniaco Frick RWB-100	78
4.3.3. Compresor de aire Quincy QMB- 25	80
4.3.4. Compresor de aire Quincy QMB- 15	83
4.3.5. Compresor de aire Quincy QMA- 75	87
4.3.6. Compresor de aire Quincy QSF- 100	89
4.3.7. Compresor de aire Atlas Copco GA- 75.....	91
4.4. Frecuencias de monitoreo según criterios de severidad de la vibración. 95	
4.4.1. Compresor de amoniaco Frick RXB- 50	95
4.4.2. Compresor de amoniaco Frick RWB-100	95
4.4.3. Compresor de aire Quincy QMB- 25	96
4.4.4. Compresor de aire Quincy QMB- 15	96
4.4.5. Compresor de aire Quincy QMA- 75	96
4.4.6. Compresor de aire Quincy QSF- 100	96
4.4.7. Compresor de aire Atlas Copco GA- 75.....	96
4.5. Procedimiento para la incorporación de la totalidad de los equipos al programa de mantenimiento predictivo	97
CONCLUSIONES	102
RECOMENDACIONES.....	104
BIBLIOGRAFÍA	105

APÉNDICE A. Especificaciones técnicas de los equipos	107
APÉNDICE B. Esquemas de los puntos de medición de la vibración de los diferentes equipos en estudio	118
APÉNDICE C. Tablas de Diagnósticos	124
APÉNDICE D. Bandas de frecuencias espectrales	134
APÉNDICE E. Frecuencias de fallas de Rodamientos	145
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:	148

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1. Ubicación Avencatun industrial S.A. (Planta Cumaná)	21
Figura 2.1. Frecuencia de la vibración [6].	30
Figura 2.2. Amplitud de la vibración [6].....	31
Figura 2.3. Señal en el tiempo [6]......	32
Figura 2.4 Espectro de frecuencia [9].	34
Figura 2.5. Gráfica de tendencia de una máquina rotativa [4]......	36
Figura 2.6. Medidor de vibración Microvibe P CMVL 3850 [9].	37
Figura 2.7. Compresor de tornillo [12].	44
Figura 2.8. Esquema básico de los sistemas de refrigeración de la empresa AVECAISA [Fuente Propia]	46
Figura 2.9 Esquema básico del sistema de compresión de aire de la empresa AVECAISA [Fuente propia].....	47
Figura 2.11 Compresor Frick RWB-100.....	48
Figura 2.12 Compresor Quincy QMB-25	48
Figura 2.13 Compresor Quincy QMB-15	49
Figura 2.14 Compresores Quincy QMA-75.....	49
Figura 2.15 Compresor Quincy QSF-100	50
Figura 2.16 Compresor Quincy QSF-100.....	50
Figura 3.1. Puntos de medición en los compresores de amoníaco Frick RXB -50... 53	
Figura 3.2. Esquema representativo del área de frigorífico de la planta indicando la ruta a seguir para el monitoreo por vibraciones.	56
Figura 3.3. Esquema representativo de sala de aire comprimido de la planta indicando la ruta a seguir para el monitoreo por vibraciones	57
Figura 3.5. Norma ISO-2372	59
Figura 3.6. Frecuencias de defectos en rodamientos de rodillos cilíndricos NU 205 ECP para una velocidad de giro de 1775 Rpm	63

Figura 3.7. Frecuencias de defectos en rodamientos de rodillos cilíndricos NU 205 ECP para una velocidad de giro de 2662Rpm	64
Figura 3.8. Frecuencias de defectos en rodamientos de rodillos Cónicos (NU 205 ECP) para una velocidad de giro de 1775 Rpm	64
Figura 3.9.Frecuencias de defectos en rodamientos de rodillos Cónicos (NU 205 ECP) para una velocidad de giro de 2662 Rpm	65
Figura 4.1. Bandas de frecuencias espectrales determinadas para motores eléctricos y compresores	76
Figura 4.2 Bandas de frecuencias espectrales determinadas para detectar fallas en los engranajes de los compresores	77
Figura 4.3 Bandas de frecuencias espectrales para detectar frecuencias de paso de lóbulo	77
Figura 4.4. Espectro del compresor Frick RWB- 100 en el punto 2-V en velocidad .	79
Figura 4.5. Espectro del compresor Frick RWB- 100 en el punto 3-V en velocidad .	79
Figura 4.6. Espectro del compresor Quincy QMB- 25 en el punto 1-H en velocidad	80
Figura 4.7. Espectro del compresor Quincy QMB- 25 en el punto 1-A en velocidad	81
Figura 4.8. Espectro del compresor Quincy QMB- 25 en el punto 1-H en velocidad después de la reparación	82
Figura 4.9. Espectro del compresor Quincy QMB- 25 en el punto 1-A en velocidad después de la reparación	82
Figura 4.10. Espectro del compresor Quincy QMB- 25 en el punto 1-V en Aceleración	83
Figura 4.11. Espectro del compresor Quincy QMB- 15 en el punto 1-H en Velocidad	84
Figura 4.12. Espectro del compresor Quincy QMB- 15 en el punto 1-A en Velocidad	85
Figura 4.13. Espectro del compresor Quincy QMB- 15 en el punto Trasero- V en Velocidad	85
Figura 4.14. Espectro del compresor Quincy QMB- 15 en el punto 1-H en Velocidad	

después de la reparación	86
Figura 4.15. Espectro del compresor Quincy QMB- 15 en el punto 1-A en Velocidad después de la reparación	87
Figura 4.16. Espectro del compresor Quincy QMA- 75 en el punto 3-H en Velocidad	88
Figura 4.17. Espectro del compresor Quincy QMA- 75 en el punto 3-H en Aceleración	89
Figura 4.18. Espectro del compresor Quincy QSF-100 en el punto 1-A en Velocidad	90
Figura 4.19. Espectro del compresor Quincy QSF-100 en el punto 1-A en Velocidad después de ajustar la presión de entrada	90
Figura 4.20. Espectro del compresor Quincy QSF-100 en el punto 3-H en Aceleración	91
Figura 4.21. Espectro del compresor Atlas Copco GA-75 en el punto Frontal- H en velocidad	92
Figura 4.22. Fragmentos del elemento flexible del acople entre el compresor y el motor Atlas Copco GA-75	93
Figura 4.23. Espectro del compresor Atlas Copco GA-75 en el punto Frontal- H en velocidad después de la reparación	93
Figura 4.24. Espectro del compresor Atlas Copco GA-75 en el punto 4-V en aceleración.....	94
Figura 4.25. Espectro del compresor Atlas Copco GA-75 en el punto 1- A en aceleración.....	95
Figura 4.26. Orden de incorporación de las distintas áreas al programa de mantenimiento.....	98
Figura 4.27. Algunos equipos del área de producción (llenado de atún), incluidos en el programa.	99
Figura 4.28 puntos de medición establecidos para un motor eléctrico de un los despaletizador del área de producción.	100

Figura 4.29. Rutas de medición establecidas para los equipos de producción
(esterilización)..... 100

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 3.1. Datos necesarios del compresor de aire Quincy QSF-100, para el cálculo de las bandas de frecuencias espectrales.....	68
Tabla 4.1 Valores de prealarma y alarma de velocidad y aceleración de los compresores de amoniaco	74
Tabla 4.2 Valores de prealarma y alarma de velocidad y aceleración de los compresores de aire.....	75
Tabla B.1 Esquema de los puntos de medición de la vibración en el Compresor de Amoniacó Frick RWB- II	119
Tabla B.2 Esquema de los puntos de medición de la vibración en los Compresores de Aire Quincy QMB -25 y Quincy QMB -15	120
Tabla B.3 Esquema de los puntos de medición de la vibración en los Compresores de Aire Quincy QMA -75	121
Tabla B.4 Esquema de los puntos de medición de la vibración en el Compresor Quincy QSF-100	122
Tabla B.5 Esquema de los puntos de medición de la vibración en el Compresor Atlas Copco GA-75	123
Tabla C.1 Tabla de diagnostico de problemas de vibración	125
Tabla C.2. Especificaciones recomendadas por James Berry , de niveles de alarma de bandas espectrales para varios tipos de equipos (Bandas en unidades de velocidad de pico para las mediciones en las carcasas de los equipos no aislados y con velocidades de operación mayores a 500RPM	131
Tabla C.3. Carta de severidad de la vibración en unidades de velocidad para maquinas rotativas en general	132
Tabla C.4. Carta de severidad de la vibración en unidades de aceleración para maquinas rotativas en general	133
Tabla D.1 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas	

frecuencias.....	135
Tabla D.2 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas	135
Tabla D.3 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas en engranajes	136
Tabla D.4 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias.....	137
Tabla D.5 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas	137
Tabla D.6 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias.....	138
Tabla D.7 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas	138
Tabla D.8 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias.....	139
Tabla D.9 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas	139
Tabla D.10 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias.....	140
Tabla D.11 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas	140
Tabla D.12 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias.....	141
Tabla D.13 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas	141
Tabla D.14 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas en engranajes	142
Tabla D.15 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias.....	143

Tabla D.16 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas	143
Tabla D.17 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas en engranajes	144
Tabla E.1. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de amoniaco Frick RXB- 50.....	146
Tabla E.2. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de amoniaco Frick RWB- 100.....	146
Tabla E.3. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de aire Quincy QMB-25	146
Tabla E.4. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de aire Quincy QMB-15	147
Tabla E.5. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de aire Quincy QSF-100	147
Tabla E.6. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de aire Atlas Copco GA-75	147

CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN

El mantenimiento al igual que otras ciencias de la ingeniería, ha evolucionado a gran escala con el paso del tiempo, este cambio ha traído nuevas técnicas que se han adaptado al ritmo de vida de las empresas de clase mundial. Entre las nuevas técnicas se encuentra el mantenimiento predictivo por análisis de vibración, que es un proceso de seguimiento de los niveles vibracionales de los equipos, para determinar el estado de los componentes de las máquinas y detectar fallas potenciales e incipientes, que puedan afectar el proceso de producción. En la actualidad es una herramienta muy usada para el mantenimiento de equipos y acompañado de otras técnicas predictivas resulta muy confiable.

El trabajo que se describe a continuación tiene como objetivo el análisis de las vibraciones en los compresores de tornillo ubicados en dos áreas pertenecientes a la empresa Avencatun industrial S.A., con la finalidad de establecer los parámetros para la implementación de un sistema de mantenimiento predictivo que satisfaga las exigencias de la empresa.

1.1. Avencatun Industrial, S.A. (Planta Cumaná)

1.1.1. Reseña histórica

Avencatun industrial S.A., es una empresa familiar que inicio sus actividades el 04 de Febrero del año 1.993, dedicada a procesar y enlatar productos del mar, se encuentra ubicada en la Av. El Islote de la ciudad de Cumaná, Edo Sucre, en la Fig. 1.1 se muestra su ubicación. Tiene como política satisfacer a una gran clientela y consumidores finales, a través de la identificación y entendimiento permanente de sus necesidades, cumpliendo siempre las normativas nacionales y utilizando en la medida técnicas actuales.

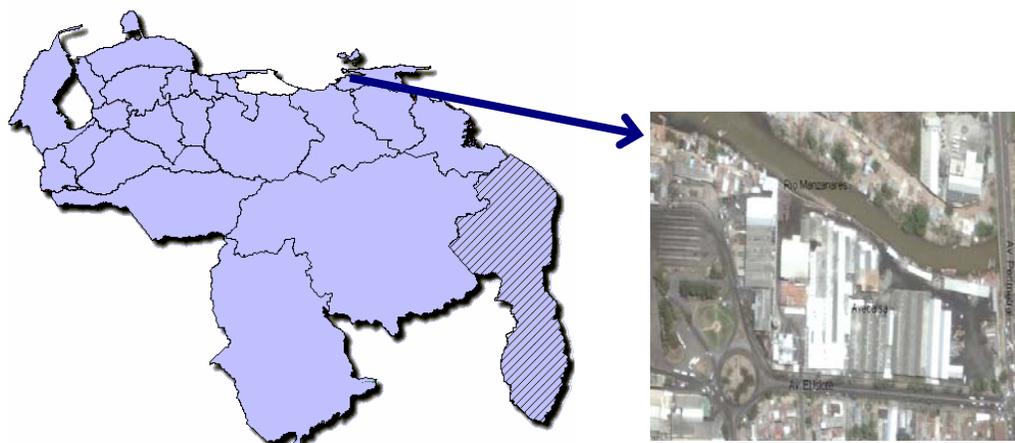


Figura 1.1. Ubicación Avencatun industrial S.A. (Planta Cumaná)

Se encuentra dividida en distintas áreas: Frigoríficos (cavas de congelación), limpieza del atún, llenado o embutido del atún, esterilización, embalaje y despacho del producto terminado, además cuenta con una planta de harina de pescado, una planta de envases y una sala de aire comprimido, cada área dispone de maquinarias y equipos de última tecnología Europea, construidos en Bélgica, España, Italia, Noruega, Portugal, Suecia y Dinamarca. Los productos elaborados son distribuidos a nivel nacional e internacional a países como Alemania, Bolivia, Brasil, Canadá, Chile y Colombia.

1.2. Planteamiento del problema

En el área de frigorífico de la empresa Avencatun industrial S.A., se almacenan los productos del mar (atún, sardinas y moluscos) en cavas de congelación que funcionan con un sistema de refrigeración a base de amoníaco (NH_3), compuesto por cuatro compresores de tornillo, torres de enfriamiento, recirculadores de amoníaco, termosifones, recipientes de líquido y evaporadores, manteniendo la materia prima a una temperatura adecuada para su conservación y evitando la pérdida de peso desde su llegada hasta su procesamiento. Por otro lado la mayoría de las máquinas que

operan en la planta son neumáticas y usan aire comprimido proveniente de cinco compresores de tornillo, los cuales se encuentran conectados en paralelo mediante una red de tuberías. Este aire comprimido, después de pasar por enfriadores, va dirigido a cada una de las máquinas colocadas en las distintas áreas de la empresa para su funcionamiento.

En los dos sistemas descritos anteriormente los compresores de tornillo se convierten en equipos vitales que deben mantenerse en condiciones óptimas de funcionamiento si se desea evitar pérdidas debido a paradas en el proceso productivo. Actualmente la empresa lleva una planificación de mantenimiento en estos compresores que no satisface su buen funcionamiento, recurriendo en la mayoría de los casos a la sustitución de piezas dañadas, debido a muchas fallas imprevistas las cuales producen retrasos en la producción, alto costo de mantenimiento y pérdida de materia prima. En vista de esta situación se ha planteado la implementación del mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibraciones de los compresores de tornillo, con el cual se pretende evaluar el estado actual de los compresores por medio del diagnóstico de fallas potenciales e incipientes, estableciendo sus niveles de prealarma y alarma, niveles de banda espectral y las frecuencias de monitoreo, con el fin de mejorar los programas de mantenimiento existente y así reducir las paradas imprevistas, evitar pérdida de materia prima, minimizar los costos de mantenimiento y aumentar considerablemente la eficiencia y productividad de los equipos. Además este mantenimiento brindará una mejor planificación a la hora de la intervención y reparación de los equipos ya que permite saber el momento adecuado para realizar la sustitución de piezas dañadas aprovechando al máximo la vida útil de éstas.

Este proyecto se tomará como base para la implementación del mantenimiento predictivo en toda la planta, teniendo en cuenta que es un proceso a largo plazo que necesita de personal técnico especializado.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Implementar el mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibración en compresores de tornillo de una empresa procesadora y enlatadora de productos del mar.

1.3.2. Objetivos Específicos

1. Recopilar la información necesaria acerca de las características de diseño y las condiciones de funcionamiento de los compresores.
2. Determinar los puntos en los cuales serán medidas las vibraciones producidas y las rutas en que serán medidas para cada equipo.
3. Determinar los niveles de prealarma, alarma y de bandas espectrales para cada uno de los compresores mediante normas internacionales.
4. Comparar los espectros obtenidos en los equipos con espectros típicos de fallas, identificando los problemas presentes.
5. Establecer, por criterios de severidad, las frecuencias en las cuales serán monitoreados los equipos.
6. Recomendar procedimientos que faciliten la incorporación del resto de los equipos de la empresa al programa de mantenimiento predictivo.

CAPÍTULO II. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. Mantenimiento

Conjunto de actividades que permiten mantener un equipo o sistema en condición operativa, de tal forma que cumplan las funciones para las cuales fueron diseñados y designados o restablecer dicha condición cuando esta se pierde [1].

2.2. Tipos de mantenimiento

2.2.1. Mantenimiento Correctivo

Es una actividad que se realiza después de la ocurrencia de una falla. El objetivo de este tipo de mantenimiento consiste en llevar a los equipos después de una falla a sus condiciones originales, por medio de restauración o reemplazo de componentes o partes de equipos, debido a desgaste daños o roturas [1].

2.2.2. Mantenimiento Preventivo

Es una actividad planificada en cuanto a inspección, detección y prevención de fallas, cuyo objetivo es mantener los equipos bajo condiciones específicas de operación. Se ejecuta a frecuencias dinámicas, de acuerdo con las recomendaciones del fabricante, las condiciones operacionales y al historial de falla de los equipos [1].

2.2.3. Mantenimiento Predictivo

Es una actividad que consiste en el seguimiento organizado con medición periódica o continua de variables de estado en un sistema, máquina o equipo y su comparación con patrones preestablecidos, para la determinación del instante en que se debe producir la intervención de mantenimiento, con el fin de corregir las fallas a tiempo y evitar detención de la producción.

a) Ventajas del mantenimiento predictivo

- Determinación óptima del tiempo para realizar el mantenimiento preventivo, aprovechamiento máximo de la reserva de uso de piezas y equipos, mejor gestión del inventario de repuestos y reducción al mínimo de las emergencias correctivas.
- Ejecución sin interrumpir ni alterar el normal funcionamiento de instalaciones y equipos.
- Mejora del conocimiento sobre el funcionamiento y estructura del sistema.
- Mejora de las condiciones de higiene y seguridad en la planta (control de ruido, vibraciones, emisiones toxicas etc.).
- Mejora del control de fiabilidad de los elementos y contribuye a la consecución de información suplementaria para los fabricantes.

b) Desventajas del mantenimiento predictivo

- Limitaciones a la hora de elegir las instrumentaciones de medida y diagnóstico, derivadas de la necesidad de no apartar a la máquina de su funcionamiento normal durante el proceso de análisis.
- Mayores inversiones iniciales ya que la amortización de un sistema de mantenimiento predictivo resulta inicialmente costosa debido a la incorporación de los equipos de medida y recolección de datos.
- Necesidad de un nivel de formación para los técnicos de mantenimiento, pues deben de estar familiarizados con el manejo de equipos de alto nivel tecnológico y conocer a profundidad tanto el funcionamiento de las máquinas como las disciplinas relacionadas con ella.

c) Limitaciones en la aplicación del mantenimiento predictivo

- No se aplica a aquellos sistemas en los que existen reglamentos o normas que estipulan el número máximo de horas de funcionamiento de las instalaciones o máquinas; en este caso se aplica el mantenimiento preventivo programado según dichos intervalos.
- Tampoco se aplica en aquellos sistemas en los que la detección de avería es costosa y/o poco fiable, ni en aquellos en los que la reposición se puede realizar a bajo costo y de forma inmediata [2].

2.3. Mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibración

El mantenimiento predictivo mediante análisis de vibraciones es, hoy en día, uno de los métodos concretos en los que más se ha avanzado dentro de las tecnologías de mantenimiento de tercera generación. Su fundamento es relativamente simple: por muy perfectas que sean las máquinas, tuberías, válvulas, intercambiadores de calor, entre otros, vibran en funcionamiento, y dentro de dicha vibración se almacena gran cantidad de información que puede ser útil para conocer el estado de la máquina. El estado de una máquina se puede conocer con una eficaz base de datos, un análisis de tendencias y comparaciones con espectros de vibración patrones, para así, programar la intervención de los equipos en el momento en que realmente es necesaria, es decir, cuando las condiciones de deterioro han pasado de un determinado punto y antes de que se llegue a producir la avería [3].

2.3.1. Pasos para la aplicación del mantenimiento predictivo basado en el análisis vibraciones mecánicas.

El programa de mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibraciones en máquinas rotativas comienza con la selección correcta del grupo de equipos que

deben ser incluidos para iniciar el monitoreo. Para el éxito del programa la selección debe ser dirigida hacia aquellos equipos que están generándole a la empresa altos costos de mantenimiento, o aquellos cuya posible falla podría resultar catastrófica para la producción.

1) Seleccionadas las máquinas se procede a obtener, si es posible, la siguiente información:

- Espectros de referencia; característicos de la máquina en diferentes puntos cuando esta opera correctamente.
- Historial de mantenimiento; datos del fabricante sobre causas de averías, vibraciones características; datos del operador de la máquina en estos mismos tópicos (reforzando el conocimiento en tipos de averías más frecuentes).
- Datos técnicos específicos: r.p.m., potencia, número de álabes, cojinetes (datos geométricos característicos), reductor (número de dientes, relaciones de transmisión), etc.
- Conocimiento de la máquina: condiciones de operación, función de la máquina en el proceso, alteración de los niveles de vibración con los cambios en las condiciones de operación (temperatura, carga, velocidad y otros), entre otras.
- Codificación e identificación de las máquinas seleccionadas: la codificación deberá indicar lugar, posición, tipo de máquina, número de ellas, entre otras.

2) A continuación, para cada máquina seleccionada se le definen los siguientes aspectos:

- Puntos y direcciones de mediciones (axiales, radiales).
- Magnitud a medir (desplazamiento, velocidad, aceleración).

- Tipo de sensor adecuado.

3) Definición del intervalo de frecuencia a medir

Una vez cumplidos los pasos anteriores, es conveniente que se ejecuten varias mediciones de pruebas que permitan:

- La familiarización con los espectros característicos de cada máquina.
- La optimización de puntos de medición y direcciones.
- En caso que no se hayan podido conseguir los espectros de referencia, previamente del fabricante, se procederán a obtener directamente de un equipo nuevo con la ayuda del personal mas experimentado.
- En la medida de las posibilidades se obtendrán los cambios de espectros y amplitudes ante variaciones o desviaciones de las condiciones de operación.
- Estudio de la conveniencia en el tratamiento de la información manual o computarizada, de lo que se desprende la existencia del: protocolo de mediciones, fichero o cuaderno de máquinas; donde se irán clasificando y ordenando de forma cronológica los datos relativos a cada máquina junto con sus características y espectros de referencia.

Para cada máquina es preciso establecer los criterios de severidad, considerados, por ejemplo, de la siguiente manera:

- ALARMA - nivel de vibración severo.
- PARADA - nivel de vibración no aceptable.

En caso de no disponer de criterios del suministrador se acudirá, como referencia de partida, a las normas existentes. El conocimiento de la máquina y su

correspondiente historial, serán la base más segura para la redefinición de los niveles óptimos de la máquina en uso.

No existe ninguna regla que establezca cuál debe ser el intervalo entre dos mediciones consecutivas en cada máquina. Esta frecuencia de muestreo está sujeta a factores tales como:

- Importancia de la máquina en el proceso de producción.
- Características específicas de la propia máquina.
- Estabilidad de las gráficas de tendencia.
- Historial de averías.

En definitiva, esta frecuencia se establece primeramente de acuerdo a estos criterios y será el proceso dinámico de optimización del programa quien defina el intervalo más adecuado para cada máquina.

Sobre la base de la información que se obtenga y como síntesis para la toma de decisiones, se elaborarán los resúmenes siguientes:

- Curva de análisis de tendencia que representa la variación de la amplitud de la vibración total en el tiempo.
- Curvas de análisis de tendencia de frecuencias típicas y armónicos más significativos del espectro.
- Mapas espectrales en función de las condiciones de operación [4].

2.4. Vibración

Se dice que un cuerpo vibra cuando experimenta cambios alternativos, de tal modo que sus puntos oscilen sincrónicamente en torno a sus posiciones de equilibrio, sin

que el campo cambie de lugar. Como otro concepto de vibración, se puede decir que es un intercambio de energía cinética en cuerpos con rigidez y masa finitas, el cual surge de una entrada de energía dependiente del tiempo [5].

2.4.1. Parámetros usados para medir la vibración

Los parámetros utilizados para las mediciones de las vibraciones de las máquinas son: la frecuencia, la amplitud, el desplazamiento, la velocidad, la aceleración.

- **Frecuencia de la vibración:** Es el dato esencial para localizar el tipo de defecto que existe en una máquina y el elemento donde se ha producido el error. Como se observa en la Fig. 2.1 la frecuencia de la vibración es el inverso del periodo y la unidad característica de esta es CPM (ciclos por minuto), también es usado el Hertz (Hz) o CPS (ciclos por segundo). Los diferentes problemas son detectados por las frecuencias iguales a la velocidad de giro o bien múltiplos suyos. Cada tipo de problema muestra una frecuencia de vibración distinta. Se identifican las causas que producen vibración comparando la frecuencia de ésta con la velocidad de giro del elemento problemático, esta frecuencia puede no ser única, pero casi todas las frecuencias a las que se de la vibración serán iguales a la velocidad de giro o bien múltiplos suyos [6].

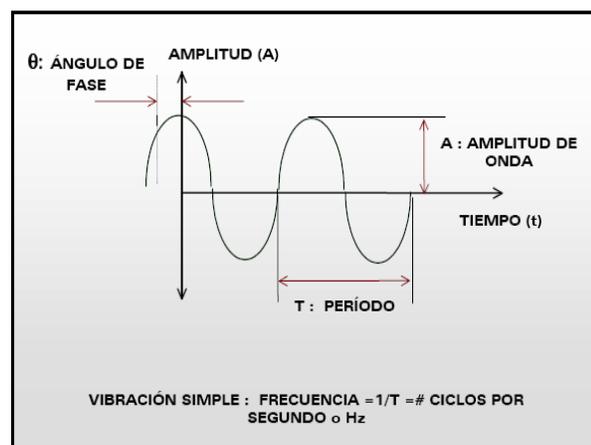


Figura 2.1. Frecuencia de la vibración [6].

- **Amplitud de la vibración:** Indica la importancia, gravedad del problema, esta característica da una idea de la condición de la máquina. En la Fig. 2.2 se observa las distintas formas en que se puede medir la amplitud de desplazamiento, velocidad o aceleración. Se puede medir en amplitud pico, amplitud pico- pico y amplitud RMS [6].

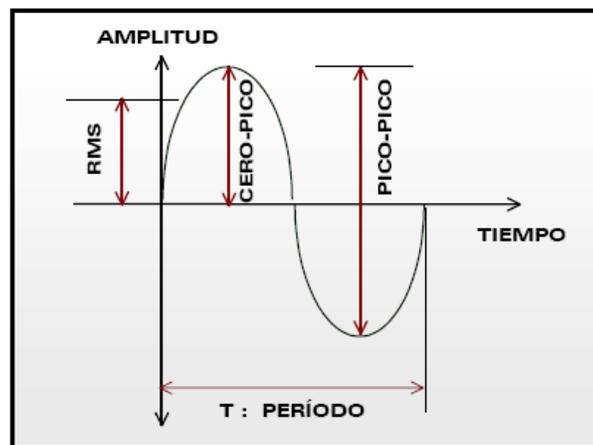


Figura 2.2. Amplitud de la vibración [6].

- **Desplazamiento de la vibración (milésimas o micras):** Se define como la distancia total recorrida por el elemento que vibra entre los dos extremos límites del recorrido. Es conveniente medir este parámetro cuando se sospecha que los posibles fallos se reflejen en la zona de bajas frecuencias.
- **Velocidad de la vibración (mm/s):** La velocidad es otra característica importante en la vibración. Permite reconocer la mayoría de los patrones de fallas primarias y de otros componentes cuando están en un estado evidente de desbalanceo, desalineación, holgura mecánica, entre otros. Este parámetro es importante para resaltar picos de bajas y medias frecuencias.

- **Aceleración de la vibración (G):** La medida de la amplitud de la aceleración se utiliza cuando existen fuerzas importantes que se producen a altas frecuencias, aunque cuando esto suceda los valores del desplazamiento y la velocidad no sean significativos. Se recomienda esta característica para evaluar la severidad de la vibración en máquinas cuyo funcionamiento se realice en frecuencias superiores a 60000 ciclos por minuto [6].

2.5. Técnicas para el análisis de señales

Existen varias técnicas para determinar la condición de una máquina. Una vez que se ha detectado la presencia de un problema que ocasiona altos niveles de vibración, encontrar la causa puede ser relativamente sencillo si aplicamos los fundamentos de análisis de vibración.

2.5.1. Análisis de una señal en el tiempo.

Una señal de tiempo describe el comportamiento de la vibración en el transcurrir del tiempo. A pesar de que esta señal no es tan útil como la que se obtiene de otros formatos, un análisis de señal de tiempo puede proveer una pista en la condición de la máquina que no siempre es evidente en un espectro de frecuencia. Una señal de tiempo, es aquella que se produce cuando es colocado un acelerómetro o un sensor de velocidad y es graficada una señal de amplitud vs. Tiempo (Fig. 2.3) Tiene gran utilidad para problemas que se presentan en un determinado momento del funcionamiento de la maquinaria [7].

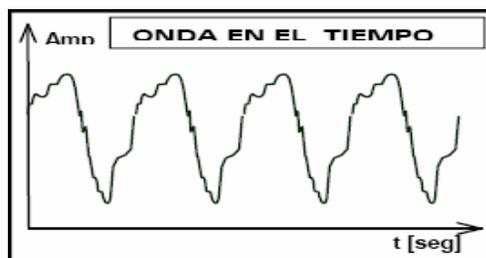


Figura 2.3. Señal en el tiempo [6].

2.5.2. Nivel de vibración overall

El nivel de vibración overall es la medida total de la energía asociada con todas las frecuencias que componen el espectro de la vibración. El valor de vibración overall es comparado con el valor tomado cuando la máquina se encuentra en buenas condiciones de operación así como con los valores de alarmas establecidos. Los valores overall son graficados para observar los cambios en la condición de operación en períodos de tiempo. La medida de vibración overall es la técnica de vibración más rápida para evaluar la condición de la maquinaria, pero también es una técnica que suministra poca información para realizar un diagnóstico de la causa de la vibración.

La medida de vibración overall es un buen inicio cuando las lecturas son comparadas con lecturas anteriores, ya que permiten determinar cuando la máquina está vibrando más de lo usual. Sin embargo, medidas de valor overall no son precisas para medir señales de vibración de bajas frecuencias [7].

2.5.3. Análisis de espectros de frecuencia.

Un espectro FFT es una herramienta muy poderosa al sospechar de un posible problema en la máquina ya que suministra información que ayuda a determinar la localización y causa del problema, siendo ésta una de las tareas más difíciles en el análisis de condición de la maquinaria. El método de análisis espectral es el recomendado para resolver los problemas de vibración debido a que los problemas de vibración casi siempre ocurren a diferentes frecuencias. Mediante el análisis espectral se determinan las causas de la vibración y observando la tendencia se conocerá cuando estos problemas se convertirán en críticos.

El análisis espectral en términos sencillos es la descomposición del valor overall en las diferentes frecuencias que componen la señal, las cuales corresponden en si a las armónicas de un movimiento periódico. Los espectros de frecuencia

generalmente se refieren a la frecuencia de giro del equipo que se está analizando, correspondiendo a esta el valor de 1X. Si existen armónicos o subarmónicos de la frecuencia de giro éstos se denominarán 2X, 3X, 4X, $\frac{1}{2} X$, $\frac{1}{3} X$, etc.

Los problemas de vibración en maquinaria usando espectros de frecuencia se diagnostican mediante la comparación del espectro obtenido con espectros típicos del problema o mediante el conocimiento de la forma como se presenta determinado problema. En la Fig. 2.4 se observa un espectro de frecuencia medido en un compresor axial [7].

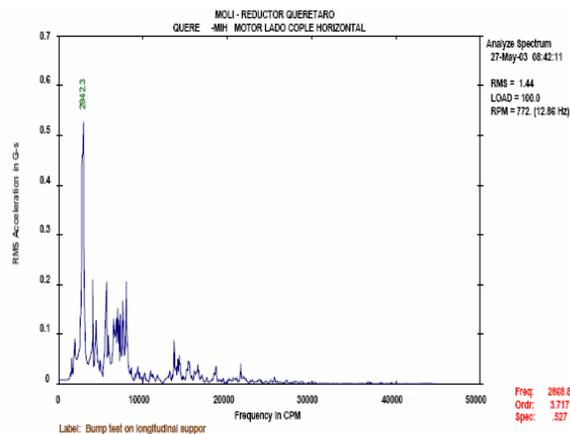


Figura 2.4 Espectro de frecuencia [9].

2.6. Determinación de los niveles de vibración.

La determinación de los niveles normales de vibración es uno de los aspectos más importantes dentro de las tareas de organización para la implementación del diagnóstico predictivo por vibraciones mecánicas en una industria. Una incorrecta determinación de este parámetro puede conducir a consecuencias fatales para la máquina y la industria en general. En la determinación del nivel normal de vibración para una máquina dada, los elementos que decidirán cuál debe ser el valor que se tomará como referencia están relacionados con la experiencia del operador en el

trabajo con ellas, las características vibracionales de la misma y la rapidez con que evolucionan sus parámetros vibracionales. Como referencia deben conocerse los valores, que para estas máquinas tienen otras de su tipo, o cuáles son los valores recomendados por las normas internacionales sobre vibraciones mecánicas.

Un método muy empleado para la determinación de los niveles normales de vibración es el análisis de tendencia. Este es un método muy simple el cual se basa en la graficación de los parámetros vibracionales de la máquina durante su funcionamiento. El mismo puede implementarse de forma automática o manual, en la Fig. 2.5 se muestra la gráfica de tendencia de una máquina rotativa. Si el estado técnico es bueno, los niveles de vibración mantienen sus valores constantes. Si aparece alguna falla, entonces estos valores comienzan a crecer en la medida que ésta se desarrolla.

El análisis de tendencia tiene una gran aplicación. Es por ello, que en el estudio preliminar de la máquina, se establece como regla la realización de mediciones periódicas para obtener la tendencia de los valores vibracionales de la misma. Con el análisis de tendencia se puede, además, determinar el momento de posible rotura tomando como referencia el valor máximo permisible del nivel vibración.

El análisis de tendencia exige que las mediciones se efectúen sobre los mismos puntos de medición, los que deben ser seleccionados de acuerdo a la estrategia establecida para el estudio de la máquina, manteniéndose siempre, las mismas condiciones del muestreo. El análisis puede realizarse tanto sobre los valores globales de la vibración, como sobre los espectros vibracionales [4].

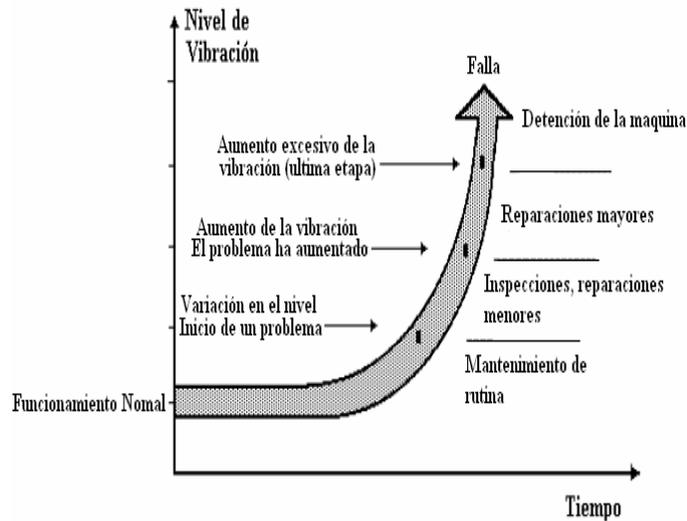


Figura 2.5. Gráfica de tendencia de una máquina rotativa [4].

Otro método que puede ser empleado para la determinación de niveles normales de vibración, es el análisis estadístico. Este método es muy utilizado para el control de la calidad en la fabricación de máquinas rotatorias. En los casos en que el fabricante no aporte los niveles de vibración característicos de una máquina es posible realizar un trabajo de pruebas estadísticas, cuando el número de máquinas idénticas (relativamente grande) trabajan bajo las mismas o parecidas condiciones de funcionamiento. Así, mediante la medición periódica de las máquinas y sus restantes parámetros de trabajo, es posible establecer los correspondientes niveles normales y anormales de vibración de las máquinas en cuestión [4].

2.7. Niveles de bandas de frecuencias espectrales

Los niveles de bandas espectrales, son niveles de vibración que se le asignan a varios puntos de medición de los equipos en un rango de frecuencia establecido, permitiendo detectar problemas de origen mecánico a baja frecuencia y a las primeras etapas de fallas en los rodamientos, para el caso de los equipos que tienen rodamientos de bolas o rodillos en sus apoyos [8].

2.8. Sistema de monitoreo vibracional SKF

Esta conformado por el colector de datos de vibración (Microvibe P CMVL 3850), funcionando en conjunto con el Software (Microvibe Data Management), para asistir al personal de mantenimiento en el manejo y análisis de la información de los datos de vibración obtenidos.

2.8.1. Medidor y colector de vibraciones Microvibe P CMVL 3850

El Microvibe P CMVL 3850 que se muestra en la Fig. 2.6, recopila y muestra las mediciones de la vibración global (Overall) y espectros de frecuencia (FFT) obtenidas a través del acelerómetro (CMSS 3811). Además ofrece criterios de evaluación de la velocidad y los niveles de envolvente de aceleración medidos, permitiendo así una evaluación precisa, fiable e inmediata del estado de los rodamientos o de la maquinaria. Posee un rango de frecuencia que va desde 3Hz hasta 30000Hz.

2.8.2. Software (Microvibe Data Management)

Permite extraer, guardar, editar, y mostrar los datos de vibración recopilados con el colector de datos. Además sirve para establecer pequeñas rutas que serán cargadas al colector antes de realizar cualquier medición. Para realizar análisis y establecimiento de tendencias, se pueden descargar los datos a un ordenador mediante un software de gestión de datos. Una vez descargados los datos sobre vibraciones, tendencias globales y espectros, éstos se pueden almacenar, visualizar de forma gráfica y como tendencias [9].



Figura 2.6. Medidor de vibración Microvibe P CMVL 3850 [9].

2.9. Fallas más comunes en máquinas rotativas detectadas por el análisis de vibración.

2.9.1. Desbalance

El desbalance es el problema de mayor ocurrencia en las máquinas rotativas. El desbalance de un rotor o eje se debe a la distribución no uniforme de la masa, de manera que el eje no gira en su centro geométrico sino que por el contrario realiza el giro sobre el eje principal de la inercia, es decir que su centro de gravedad queda en una posición excéntrica con respecto al eje de rotación. La vibración causada por desbalance, se manifiesta a una frecuencia equivalente a $1 \times \text{r.p.m.}$ de la parte desbalanceada, mientras que la amplitud de la vibración es proporcional al nivel de desbalance. Existen cuatro tipos de desbalance los cuales son:

- Desbalance estático
- Desbalance de par
- Desbalance cuasi-estático
- Desbalance dinámico [7].

2.9.2. Desalineación

La desalineación ocupa el segundo lugar de ocurrencia en maquinaria rotativa, consiste en que los ejes de rotación de la máquina conducida y de la conductora no están perfectamente alineados. Pueden también presentarse desalineación en los cojinetes, rodamientos y poleas de transmisión. Aunque los acoples y cojinetes absorben cierta cantidad de desalineación, la cantidad máxima de desalineación que soporta una máquina dependerá de su diseño; esta falla causa fatiga en los rodamientos, destroza los acoples, daña los sellos y produce desgaste prematuro en los engranajes. Un posible indicativo de desalineación se presenta si al doble de la velocidad de rotación se presenta un valor de amplitud y si además la amplitud de

vibración en el sentido axial es mayor que la mitad de la lectura radial más elevada.

La desalineación se puede presentar de las siguientes maneras:

- Desalineación en paralelo.
- Desalineación angular
- Desalineación combinada.
- Desalineación de un rodamiento y su eje relativo.
- Desalineación de poleas [7].

2.9.3. Excentricidad

La excentricidad es el estado que presenta un rotor cuando la línea central-rotacional de un eje no es igual a la línea central-geométrica. La excentricidad es la fuente de desequilibrio, lo que resulta de la condición de haber más peso por un lado de la línea central-rotacional que del otro lado.

La excentricidad se puede producir en engranajes, poleas, rodamientos, así como también, en los inducidos de motores eléctricos [7].

2.9.4. Rodamientos defectuosos

Los rodamientos de bola o rodillo con defectos de pista, normalmente ocasionan una vibración de alta frecuencia, que se produce a una velocidad varias veces la velocidad de giro del componente, pero sin que sea un múltiplo exacto de las RPM del eje. La falla del rodamiento dependerá de la amplitud de la vibración, igualmente los impactos momentáneos pueden excitar frecuencias de vibración naturales asociadas con sus componentes estructurales, que es lo que sucede cuando los elementos rodantes de unos rodamientos golpean los defectos existentes en la pista de deslizamiento.

Los rodamientos frecuentemente no fallan rápidamente a menos que otra fuerza actúe sobre ellos, siendo las causas más comunes: Carga excesiva, falta de alineamiento, defectos de asientos del eje, mala instalación, ajustes incorrectos, lubricación inadecuada y corriente eléctrica [7].

El deterioro de los rodamientos se puede dividir en las cuatro etapas siguientes:

- **Etapas 1:** Se inicia con una etapa de deterioro ya que ocurre un aumento en los valores HFD (High Frequency Detection) debido a la aparición de micro fisuras en las pistas de rodamientos, las cuales se presentan en rangos de alta frecuencia (entre 20000y 60000 Hz).
- **Etapas 2:** Continúa aumentando el HFD y aparece un pico a la frecuencia natural del cojinete, la cual esta ubicada en algún punto entre 30000 y 120000 ciclos por minuto y se detecta debido a que su valor es no asincrónico, es decir no es múltiplo exacto de la velocidad de giro del equipo. Cuando aumenta el deterioro es posible que este pico presente unas pequeñas bandas laterales por encima y por debajo del mismo con diferencia de 1x RPM.
- **Etapas 3:** Al acentuarse el problema aparecen frecuencias de defecto del cojinete que pueden calcularse, incluso es posible que se presenten armónicos de las mismas. Los valores de HFD alcanzan su máximo.
- **Etapas 4:** Conforme el rodamiento sufre mayor deterioro, la amplitud a 1x RPM también se ve afectada. Esta amplitud crece y a su vez origina que crezcan sus armónicos. La frecuencia de falla de rodamientos y la frecuencia natural virtualmente desaparecen y son reemplazados por ruido y vibración aleatoria en el

espectro. En esta etapa y justo antes de fallar el rodamiento, el valor de HFD crece arriba de los 3G. Es incierto el tiempo de vida del rodamiento en esta etapa.

2.9.5. Holgura mecánica

Se pueden dar 3 tipos de holguras mecánicas entre ellas se encuentran:

- **Holgura mecánica tipo A**

Se presenta cuando existe alojamiento estructural y aflojamiento de pedestales. Este tipo de problema se puede confundir con desbalance o desalineación, por eso es importante que se realice inspecciones visuales a los soportes de la maquina.

- **Holgura mecánica tipo B**

Se presenta cuando existen fisuras o fracturas en estructuras o alojamientos, así como también, el movimiento basculante producido por pies de apoyo de diferentes longitudes y pernos flojos en chumaceras. Estos síntomas de holgura normalmente no se presentan por si solos, a menos que haya otra fuerza que lo excite, como en el caso de desbalance, desalineación, excentricidad, etc.

- **Holgura mecánica tipo C**

Este tipo de holgura se presenta cuando existen rodamientos flojos en su alojamiento, juego interno excesivo en los rodamientos, desgaste de los alojamientos en los rodamientos, rodamientos girándose en su eje, aflojamiento de algún componente de la maquina [10].

2.9.6. Pedestal cojo

Es el resultado del alabeo o la deformación de la estructura de la maquina. La presencia del fenómeno del pedestal cojo puede generar niveles altos de vibraciones en la primera y segunda armónica de la velocidad de la rotación. La mejor forma de identificar la presencia del pedestal cojo es la observación de la evolución de los niveles de vibraciones mientras se aflojan o se aprietan los pernos de anclaje de la maquina [11].

2.9.7. Vibraciones producidas por torbellinos de aceite

Constituye un problema más fácil de detectar, durante la interpretación de los registros espectrales, siendo unas de las causas posibles la presencia de amplitudes a frecuencias inferiores a la frecuencia de rotación. Estas componentes pueden estar ubicadas a frecuencias aproximadas entre un 45% y un 50% de la frecuencia de rotación [11].

2.9.8. Vibraciones por defectos en transmisiones de poleas y correas

Las transmisiones por poleas y correas son susceptibles de ser afectadas por una serie de problemas, cuyo origen se encuentra en gran medida en deficiencias asociadas al montaje de la transmisión, aunque el envejecimiento de la correa también atenta contra los niveles de vibración.

Las frecuencias generadas por los problemas de este tipo de transmisiones son inferiores a la frecuencia de rotación, es decir, son frecuencias subsincrónicas [11].

2.9.9. Vibraciones en engranajes

Las transmisiones por engranajes también son susceptibles a presentar problemas que originen vibración. Cuando dos o mas ruedas dentadas engranan, se generan frecuencias que dependen de la velocidad, el número de dientes y la excentricidad.

Midiendo vibraciones en las transmisiones por engranajes se pueden identificar problemas tales como, una inapropiada relación entre los números de dientes, excentricidad o errores de cilindridad, oscilaciones torsionales, desalineamiento y factura o deterioro de los dientes [11].

2.9.10. Vibraciones en motores de inducción

Los motores eléctricos como máquinas rotatorias que son pueden presentar problemas de desbalance, desalineación, problemas de engranajes, entre otros, a los cuales se tienen adicionar los problemas electromecánicos que solo son característicos en ellos.

Entre los principales problemas que generan vibración en los motores de inducción se encuentran:

- Corrimiento del centro magnético
- Barras del rotor agrietadas o rotas
- Corto circuito en el enrollador del estator
- Deformaciones térmicas
- Pulsos torsionales [11].

2.10. Compresores de tornillo

Son compresores volumétricos o de desplazamiento positivo constituido esencialmente por dos rotores de perfiles conjugados, uno de los cuales, denominado “macho”, forma lóbulos, mientras que el otro “hembra” posee alvéolos. Estos perfiles están decalados a lo largo de un eje según una hélice de paso constante. El rotor macho, acoplado al motor eléctrico, tiene 4 o 5 lóbulos, mientras que el rotor hembra

suele poseer 6 o 7 alvéolos cóncavos. Los perfiles engranan en el interior de una envuelta cuya sección la forman dos círculos secantes, dejando un juego muy pequeño tanto en la periferia como en los extremos.

La compresión se lleva a cabo por la disminución del volumen durante el engrane de los tornillos, la dirección del flujo de vapores es a la vez axial y circunferencial.

En la figura 2.7 se observa un corte longitudinal de un compresor de tornillo de una etapa en ella se muestran las principales partes que conforman [12].

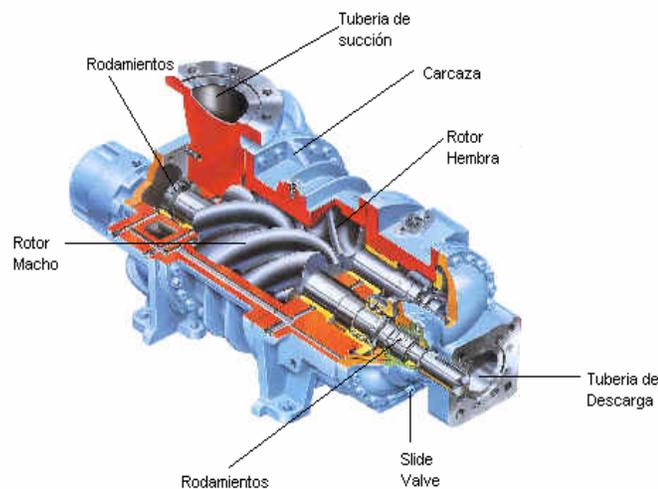


Figura 2.7. Compresor de tornillo [12].

2.10.1 Fases de funcionamiento de los compresores de tornillo.

a) Fase de Aspiración

Cuando giran los rotores, el gas fluye a través de la entrada de aspiración y llena los espacios adyacentes situados entre los lóbulos. Estos espacios aumentan en longitud

durante la rotación a medida que el engrane se aproxima al lado de descarga. Cuando el espacio entre los lóbulos se llena con el gas o aire de aspiración en toda la longitud del rotor la conexión de aspiración se cierra y termina la fase de aspiración con una cantidad de gas encerrado en el compresor.

b) Fase de compresión

El gas atrapado ve reducido su volumen por el engrane de los dos rotores, aumentando con ello la presión.

c) Fase de descarga

Cuando el rotor está en cierta posición, el gas llega a la salida de descarga, iniciándose esta fase, la cual continúa hasta que el espacio entre los lóbulos quede completamente vacío. El punto en el que el movimiento alcanza la lumbrera de salida determina la relación de volumen y de compresión en el equipo [12].

2.11. Sistema de refrigeración de la Empresa Avencatun Industrial S.A.

En la empresa Avecaisa existen dos sistemas de refrigeración ubicados en el área de frigorífico. Estos sistemas usan como refrigerante el amoníaco y están conformados por distintos equipos tales como: Condensadores, evaporadores, recirculadoras, recibidores de líquido, termosifones, válvulas de control y los equipos sometidos a estudio que son los compresores de tornillo. En la Fig. 2.8 se observa los esquemas básicos de los sistemas de refrigeración en la empresa.

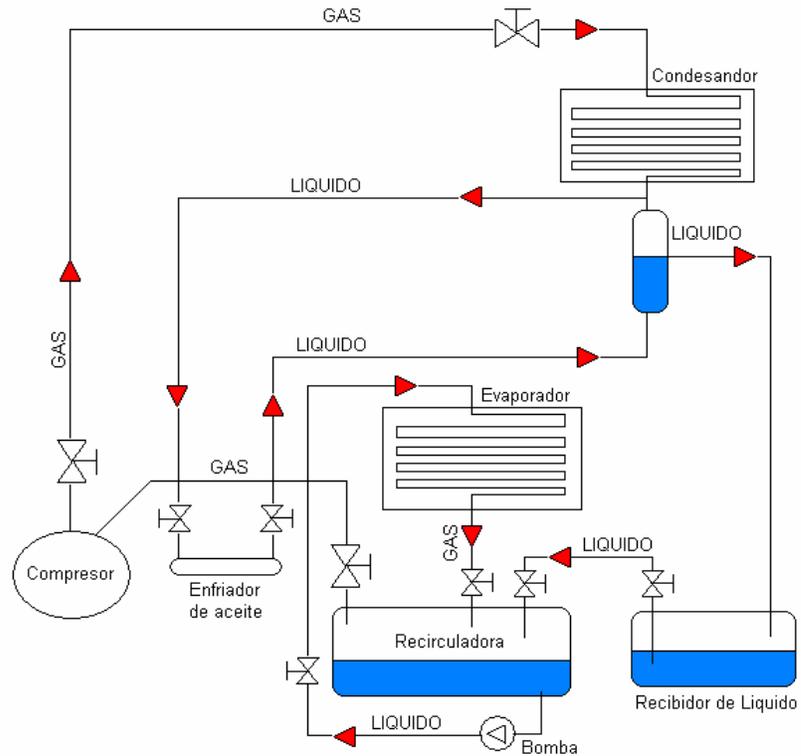


Figura 2.8. Esquema básico de los sistemas de refrigeración de la empresa AVECAISA [Fuente Propia]

2.12. Sistema de compresión de aire de la Empresa Avencatun Industrial S.A.

Al igual que los sistemas de refrigeración existe un sistema de compresión de aire en donde los equipos más importantes que lo conforman son los compresores de tornillo, además, este sistema posee tanques reservorio, enfriadores de aire, válvulas de control entre otros. En la Fig. 2.9 se muestra el esquema básico de suministro de aire comprimido para la planta.

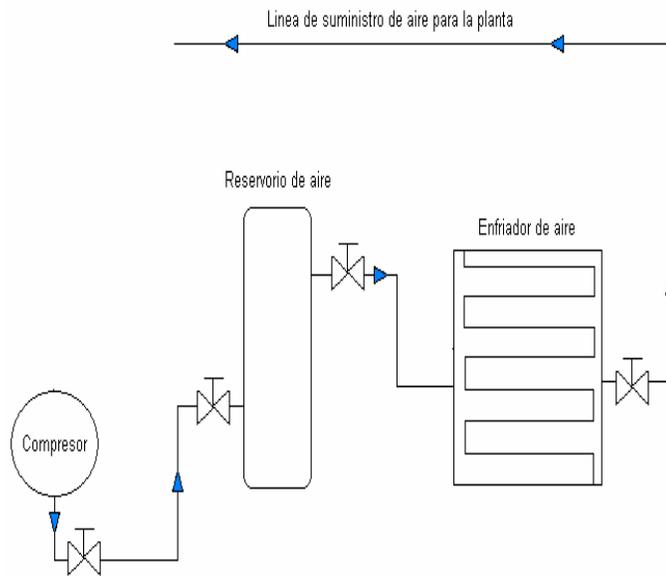


Figura 2.9 Esquema básico del sistema de compresión de aire de la empresa AVECAISA [Fuente propia]

2.13. Compresores de tornillo presentes en la planta

2.13.1. Compresores Frick RXB-50

Estos compresores (Fig. 2.10) se encuentran ubicados en el área de frigorífico, utilizan como refrigerante amoníaco (NH_3). Pertenecen al sistema de enfriamiento de agua helada del área de limpieza de atún y también tienen conexión con las cavas congeladoras de productos.



Figura 2.10 Compresores Frick RXB-50

2.13.2. Compresor Frick RWB-100

Ubicado en el área de frigorífico, utilizan como refrigerante amoníaco (NH₃). Este compresor (Fig. 2.11) es el principal del sistema de refrigeración de las cavas de congelación.



Figura 2.11 Compresor Frick RWB-100

2.13.3. Compresor Quincy QMB- 25

Es un compresor de aire (Fig. 2.12), se encuentra ubicado en la sala de aire comprimido, cuya función es suministrar aire a alta presión a las máquinas de la planta de envases.



Figura 2.12 Compresor Quincy QMB-25

2.13.4. Compresor Quincy QMB- 15

Compresor (Fig. 2.13) ubicado en la sala de aire comprimido, su función es suministrar aire a alta presión a las máquinas empaquetadoras del área de embalaje.



Figura 2.13 Compresor Quincy QMB-15

2.13.5. Compresores Quincy QMA- 75

Se encuentran ubicados en la sala de aire comprimido (Fig. 2.14), suministran aire a alta presión al área de producción.



Figura 2.14 Compresores Quincy QMA-75

2.13.6 Compresor Quincy QSF-100

Es un equipo (Fig. 2.15) ubicado en la sala de aire comprimido, suministra aire a alta presión al área de producción y planta de harina.



Figura 2.15 Compresor Quincy QSF-100

2.13.7. Compresor Atlas Copco GA- 75

Equipo ubicado en la sala de aire comprimido (Fig. 2.16), suministra aire a alta presión al área de producción, sala de calderas, planta de harina y limpieza.



Figura 2.16 Compresor Quincy QSF-100

CAPÍTULO III. DESARROLLO DEL TRABAJO

A continuación, se describe detalladamente la metodología utilizada para dar cumplimiento a los objetivos planteados en la realización del proyecto “Implementación del mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibración en los compresores de tornillo de una empresa procesadora y enlatadora de productos del mar”. Se explican detalladamente las etapas del proyecto con todos sus procedimientos y datos necesarios para su desarrollo.

3.1. Revisión bibliográfica

Con esta etapa se inicio la realización del proyecto, y consistió en la búsqueda y recopilación de información relacionada con el tema en diferentes fuentes bibliográficas tales como: textos, tesis de grado, publicaciones en Internet, normas internacionales, manuales de fabricantes, revistas, entre otros, con el propósito comprender y conocer a profundidad todo lo relacionado con el tema en estudio.

Para profundizar la información acerca de los equipos rotativos sometidos a estudio, fue necesario realizar entrevistas informales no estructuradas al personal encargado de su mantenimiento y reparación

3.2. Observación del proceso productivo

Se asistió a charlas introductorias con el propósito de conocer las normas de seguridad y los riesgos presentes al ingresar en cada una de las áreas de la planta. Posteriormente con la compañía de los supervisores de mantenimiento se realizó un recorrido por las distintas áreas de producción de la empresa para la explicación de los distintos procesos. En las áreas de frigorífico y sala de aire comprimido se observaron detalladamente los compresores incluidos en el estudio y se recibió toda la información necesaria acerca de sus funcionamientos y fallas mas relevantes.

3.3. Recopilación de las características de diseño y condiciones de funcionamiento de los equipos

Para la recopilación de las características de diseño y condiciones de funcionamiento fue necesario revisar manuales de fabricantes y archivos de la empresa de cada uno de los equipos. Es de acotar que algunos manuales no se encontraban, por lo que fue necesario realizar visitas de campo, donde se verificaron directamente los datos de placas ubicadas en el exterior de los equipos y en otros casos fue necesario visitar el almacén de repuesto y talleres de mantenimiento por no conseguirse información sobre algunos elementos mecánicos instalados en los equipos. También fue necesario pedir información a los fabricantes de los equipos y a mecánicos de la empresa para complementar la información obtenida. Las fallas presentadas en los equipos se obtuvieron del historial de fallas llevado por el personal de mantenimiento.

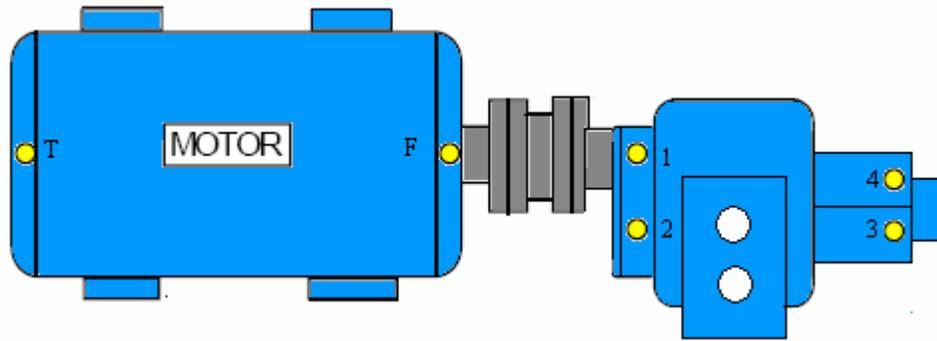
Toda esta información recopilada se organizó en fichas técnicas mostradas en el Apéndice A, esto con el propósito de mantener actualizada la información para futuros trabajos.

3.4. Determinación de los puntos de medición

En esta etapa fueron determinados los puntos de medición en cada uno de los compresores, los puntos fueron marcados con el fin de realizar las mediciones siempre en el mismo lugar para lograr uniformidad en los resultados. Los puntos de medición fueron ubicados los más cercanos posible a cada apoyo de la máquina, por lo que fue necesario conocer la configuración interna y posiciones de las piezas presentes en cada compresor.

Las mediciones fueron realizadas en cada punto en tres direcciones vertical (V), horizontal (H) y axial (A), y de dependiendo de la configuración del equipo pueden existir, varios puntos de medición. En la Fig. 3.1 se muestra el esquema con 6 puntos de medición para el conjunto motor eléctrico compresor de amoniaco Frick

RXB -50; Los puntos de medición correspondientes al resto de los equipos se muestran en el Apéndice B.



Puntos de Medición	
Compresor	Motor Eléctrico
Punto N° 1: Vertical (1V) Horizontal: (1H) Axial: (1A)	Punto Frontal (F): Vertical (FV) Horizontal: (FH) Axial: (FA)
Punto N° 2: Vertical (2V) Horizontal: (2H) Axial: (2A)	Punto Trasero (T): Vertical (TV) Horizontal: (TH) Axial: (TA)
Punto N° 3: Vertical (3V) Horizontal: (3H) Axial: (3A)	
Punto N° 4 : Vertical (4V) Horizontal: (4H) Axial: (4A)	

Figura 3.1. Puntos de medición en los compresores de amoníaco Frick RXB -50

3.5. Definición de las rutas de medición de la vibración

Para llevar un orden, evitar confusiones y ahorrar tiempo a la hora de recolectar los datos vibracionales, fue necesario definir varias rutas de medición que facilitaron el trabajo. Estas rutas fueron organizadas de acuerdo al área donde se encontraban los equipos dentro de la planta.

Para los equipos ubicados en el área de frigorífico y sala de aire comprimido fueron establecidas 5 rutas de medición organizadas de la manera siguiente:

3.5.1. Ruta A: Frigorífico 1

- Compresor Frick RXB- 50 (Número 1)
- Motor eléctrico Compresor Frick RXB- 50 (Número 1)
- Compresor Frick RXB- 50 (Número 2)
- Motor eléctrico Compresor Frick RXB- 50 (Número 2)

3.5.2. Ruta B: Frigorífico 2

- Compresor Frick RXB- 50 (Número 3)
- Motor eléctrico Compresor Frick RXB- 50 (Número 3)
- Compresor Frick RWB- 100 (Número 4)
- Motor eléctrico Compresor Frick RWB- 100 (Número 4)

3.5.3. Ruta C: Sala de aire comprimido 1

- Compresor QUINCY QMB-25 (Número 1)
- Motor eléctrico Compresor QUINCY QMB-25 (Número 1)
- Compresor QUINCY QMB-15 (Número 2)
- Motor eléctrico Compresor QUINCY QMB-15 (Número 2)

3.5.4. Ruta D: Sala de aire comprimido 2

- Compresor QUINCY QMA-75 (Número 3)
- Motor eléctrico Compresor QUINCY QMA-75 (Número 3)

- Compresor QUINCY QMA-75 (Número 4)
- Motor eléctrico Compresor QUINCY QMA-75 (Número 4)

3.5.5. Ruta E: Sala de aire comprimido 3

- Compresor QUINCY QSF-100 (Número 5)
- Motor eléctrico Compresor QUINCY QSF-100 (Número 5)
- Compresor Atlas Copco GA- 75 (Número 6)
- Motor eléctrico Compresor Atlas Copco GA- 75 (Número 7)

A continuación se muestra en las Fig. 3.3 y 3.4, los esquemas de la ubicación de los equipos en las áreas de frigorífico y sala de aire comprimido de la empresa AVECAISA S.A

SALA DE COMPRESORES DE AMONIACO

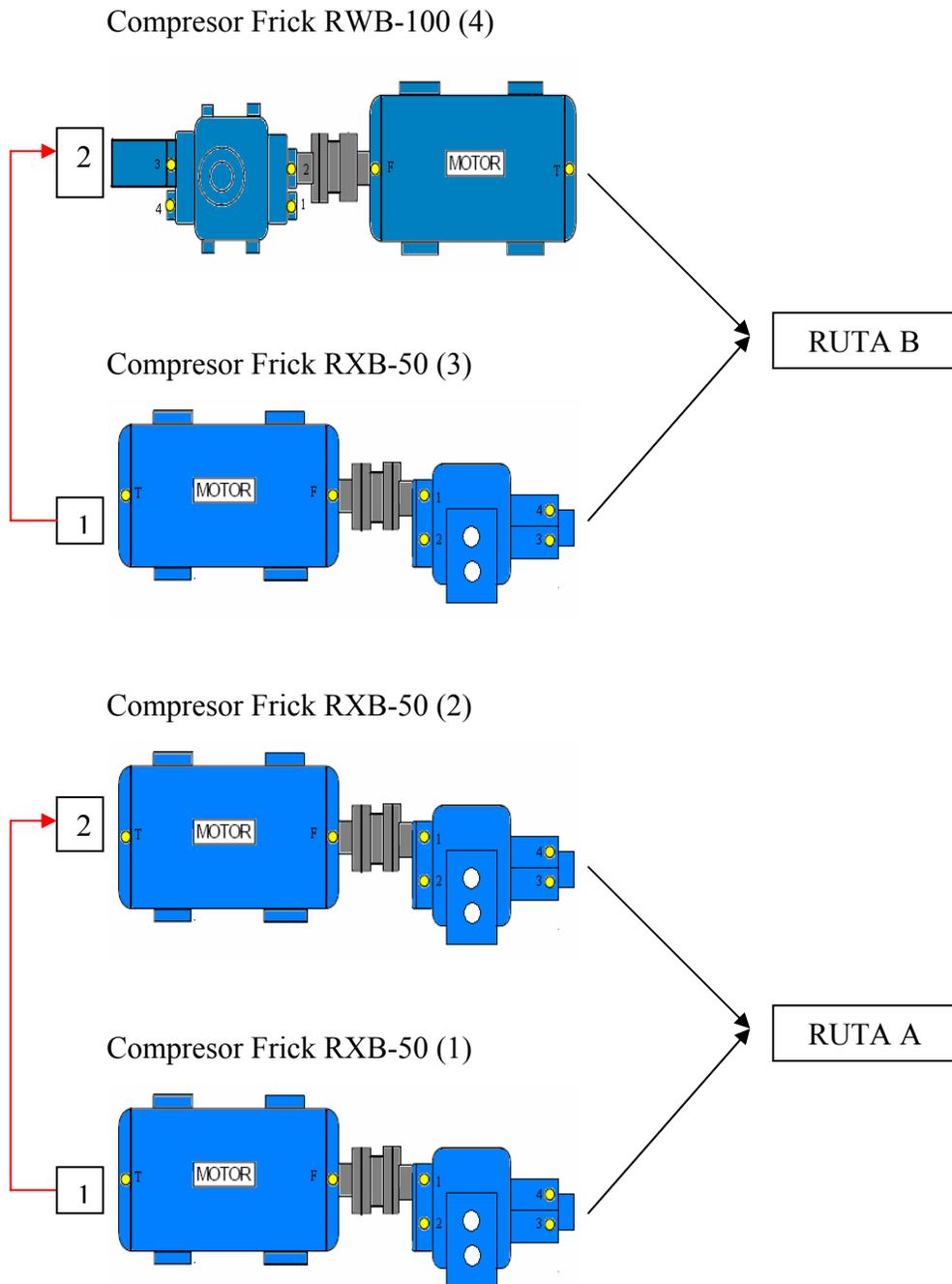


Figura 3.2. Esquema representativo del área de frigorífico de la planta indicando la ruta a seguir para el monitoreo por vibraciones.

SALA DE AIRE COMPRIMIDO

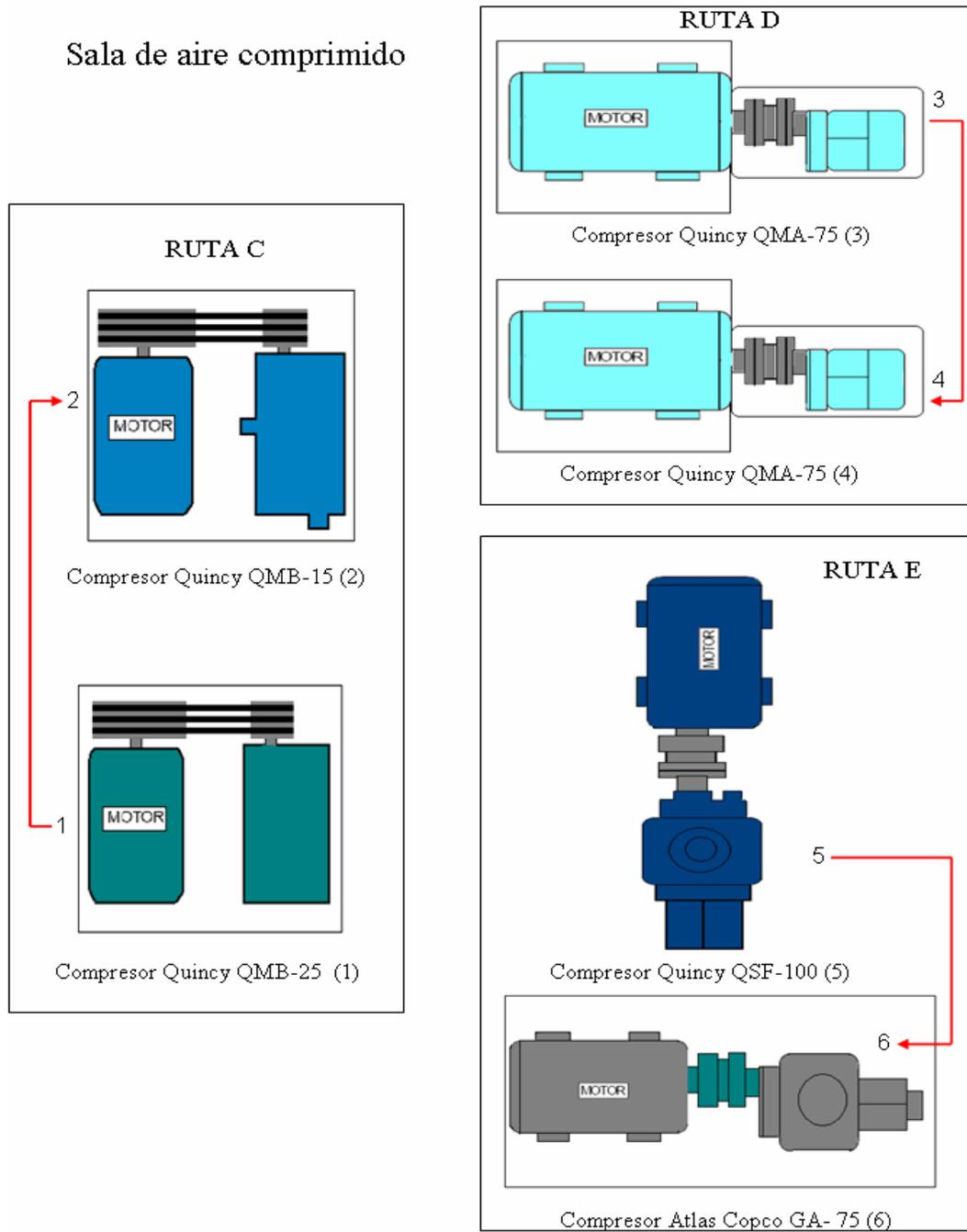


Figura 3.3. Esquema representativo de sala de aire comprimido de la planta indicando la ruta a seguir para el monitoreo por vibraciones

3.6. Creación de la base de datos en el software de mantenimiento predictivo data management de SKF

Antes de iniciar esta etapa fue necesario revisar el manual de instrucciones del software, complementada con una pequeña explicación por parte del personal de mantenimiento acerca de su uso y funcionamiento. Posteriormente, se procedió a almacenar en el Software de mantenimiento predictivo (Data Management de SKF), los equipos sometidos a estudio, todas sus especificaciones técnicas, puntos de medición asignados y las rutas a seguir para la obtención de datos vibracionales, con el fin de poseer una base de datos completa que permita realizar una recolección y posterior análisis confiable.

Antes de realizar el monitoreo se tiene que cargar toda la información almacenada en el software al equipo medidor de vibraciones (Microvibe P CMVL 3850 SKF). Con este equipo se va a las áreas donde se encuentran los compresores de tornillo y se recolectan todos los valores de vibraciones siguiendo las rutas preestablecidas. Al finalizar la recolección de datos se descarga toda la información en el software para luego ser analizada por el personal.

3.7. Determinación de los niveles de prealarma, alarma para cada uno de los equipos

Se determinaron los niveles de prealarma y de alarma de la vibración para valores overall en unidades de velocidad (Rms), mediante la norma ISO- 2372 mostrada en la Fig. 3.4, la cual establece los valores permisibles de vibración de acuerdo al tipo, tamaño y potencia de las máquinas. Se utilizó esta norma debido a que la empresa no poseía un historial de vibraciones, ni mucho menos niveles propios de alarma establecidos, que pudieran describir el comportamiento de los niveles de vibración en los equipos a lo largo de su funcionamiento. También fueron determinados valores de prealarma y alarma en unidades de aceleración (Rms), estos fueron asignados con ayuda del personal de mantenimiento y de textos especializados, debido a que no se

disponía de normas que asignaran valores de vibraciones globales en unidades de aceleración.

45,00	NO PERMISIBLE	NO PERMISIBLE	NO PERMISIBLE	NO PERMISIBLE
28,00				LÍMITE
18,00				LÍMITE
11,20				LÍMITE
7,10				LÍMITE
4,50	LÍMITE	LÍMITE	LÍMITE	ADMISIBLE
2,20	LÍMITE	LÍMITE	ADMISIBLE	ADMISIBLE
1,80	ADMISIBLE	ADMISIBLE	ADMISIBLE	NORMAL
1,12	ADMISIBLE	ADMISIBLE	ADMISIBLE	
0,71	ADMISIBLE	ADMISIBLE	ADMISIBLE	
0,45	NORMAL	NORMAL	NORMAL	
0,28	NORMAL	NORMAL	NORMAL	
0,18	NORMAL	NORMAL	NORMAL	NORMAL
Vel. (mm/s)	Máquinas Pequeñas (<15KW)	Máquinas Med. (15-75 KW) (300 KW, Soporte Especial)	Máquinas Grandes (base rígida) (>75KW)	Máquinas Grandes (alta velocidad) (>75KW)

Figura 3.5. Norma ISO-2372

3.8. Recolección de los datos vibratoriales de los equipos

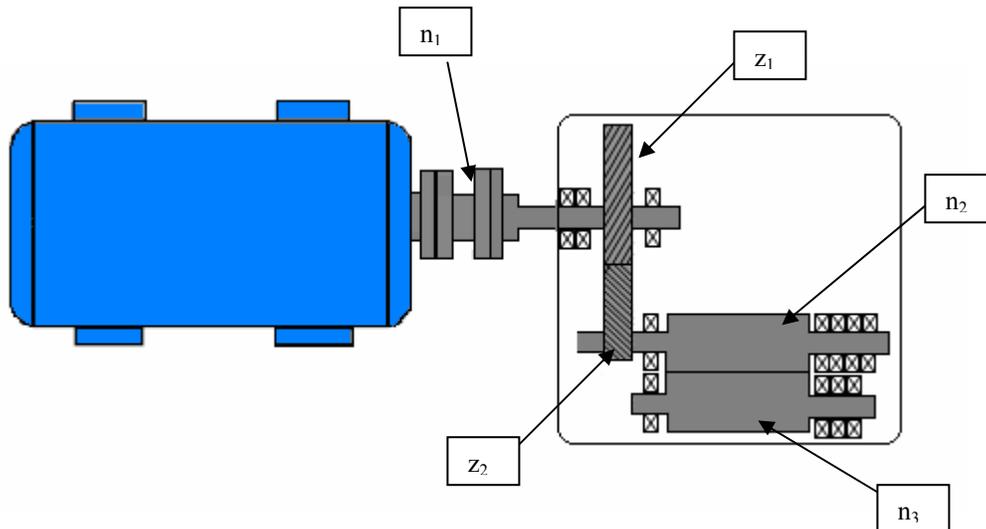
De acuerdo a las rutas de medición ya preestablecidas, se seleccionaron los días de recolección de datos vibratoriales en los equipos. Para ello fue necesario elaborar un cronograma de actividades que incluía el cumplimiento de dos rutas de medición por día.

En compañía del personal encargado del mantenimiento y con el uso del equipo medidor de vibraciones (Microvibe P CMVL 3850 de SKF), fueron realizadas dos mediciones en cada equipo cada quince días por un intervalo de un mes, para observar la tendencia vibracional de estos en el tiempo. Esta frecuencia de monitoreo fue establecida para dar inicio al programa de mantenimiento, posteriormente será modificada de acuerdo al estado vibracional en que se encuentre cada equipo.

3.9. Cálculo de velocidades de rotación en los distintos ejes de los equipos

Como paso necesario para el análisis de los espectros de vibración obtenidos, es importante conocer las velocidades a la que giran los ejes tanto de los motores eléctricos como de los compresores, con el fin, de calcular las frecuencias de fallas de los elementos mecánicos alojados sobre ellos.

- **Cálculo de las velocidades de rotación de la caja multiplicadora y de los rotores del compresor Frick RXB-50**



n_1 = Velocidad de rotación del motor eléctrico= 3600 rpm

z_1 = Número de dientes del engranaje= 60 dientes

z_2 = Número de dientes del piñón= 37 dientes

n_2 = Velocidad de rotación del rotor macho= desconocida

n_3 = Velocidad de rotación del rotor hembra= desconocida

En la mayoría de los compresores de tornillo el rotor macho y el rotor hembra engranan en una relación fija de 4:6, es decir, el rotor macho posee 4 lóbulos, mientras que el rotor hembra posee 6 alvéolos.

Numero de lóbulos rotor macho= $N_{lrm}=4$

Numero de lóbulos rotor hembra= $N_{arh}=6$

$$n_1 \times z_1 = n_2 \times z_2$$

Ec.3.1

Despejando n_2 Se tiene:

$$n_2 = \frac{n_1 \times z_1}{z_2}$$

$$n_2 = \frac{3600 \times 60}{37}$$

$$n_2 = 5838 \text{ rpm}$$

$$n_2 \times N_{lrm} = n_3 \times N_{arh}$$

Ec.3.2

Despejando n_3 Se tiene

$$n_3 = \frac{n_2 \times N_{lrm}}{N_{arh}}$$

$$n_3 = \frac{5838 \times 4}{6}$$

$$n_3 = 3892 \text{ rpm}$$

3.10. Cálculo de las frecuencias características de fallas de los distintos elementos mecánicos

Cada elemento mecánico posee una frecuencia natural de falla, que va a depender de las características propias que éste posea y de la velocidad de rotación del eje donde se encuentre alojado. El cálculo de estas frecuencias va a permitir identificar en los espectros de vibración si los componentes mecánicos presentan fallas o no. Entre los componentes que son necesario conocer su frecuencia de fallas se encuentran: Rodamientos, engranajes, correas entre otros.

3.10.1. Frecuencias de fallas en rodamientos

Las frecuencias de defectos en rodamientos pueden calcularse de manera exacta mediante las ecuaciones que se presentan a continuación y dependen del diámetro de la bola o elemento rodante (Bd), el paso diametral (Pd), el ángulo de contacto (θ), el número de bolas o elementos rodantes (N) y la velocidad de giro (n) del eje donde se encuentran alojado el rodamiento.

$$BPFO(cpm) = N \frac{n}{2} \left(1 - \frac{Bd}{Pd} \cos \theta \right) \quad \text{Ec.3.3}$$

$$BPFI(cpm) = N \frac{n}{2} \left(1 + \frac{Bd}{Pd} \cos \theta \right) \quad \text{Ec.3.4}$$

$$FTF(cpm) = \frac{n}{2} \left(1 - \frac{Bd}{Pd} \cos \theta \right) \quad \text{Ec.3.5}$$

$$BSF(cpm) = \frac{Pd}{2Bd} \left(1 - \left(\frac{Bd}{Pd} \right)^2 \cos^2 \theta \right) \quad \text{Ec.3.6}$$

➤ **Cálculo de frecuencia de defectos en rodamientos del compresor Quincy QMA-75**

Los cálculos de las frecuencias de defecto en rodamientos son fáciles de realizar si se cuenta con todos los datos necesarios, en este caso no se poseen todos los datos, por lo que fue necesario recurrir a software existentes en el mercado que efectúan estos cálculos para los diferentes rodamientos. El software utilizado es suministrado por la empresa SKF en su página en Internet.

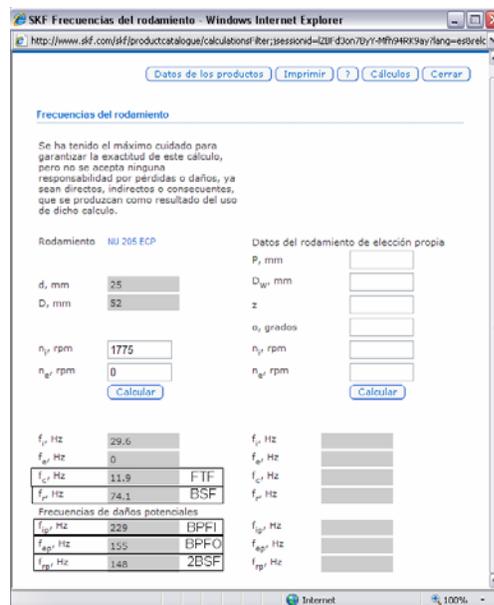


Figura 3.6. Frecuencias de defectos en rodamientos de rodillos cilíndricos NU 205 ECP para una velocidad de giro de 1775 Rpm

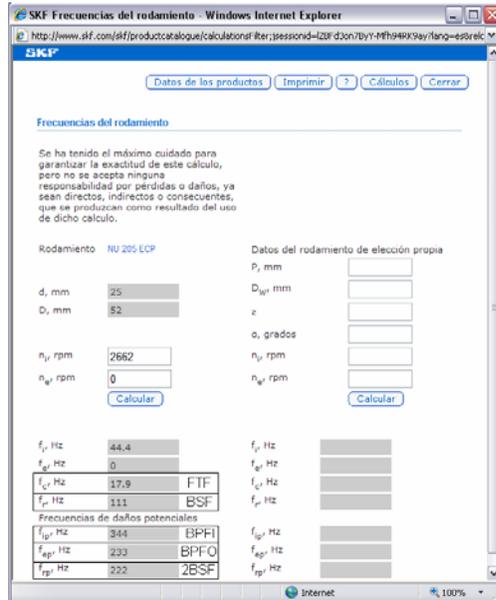


Figura 3.7. Frecuencias de defectos en rodamientos de rodillos cilíndricos NU 205 ECP para una velocidad de giro de 2662Rpm

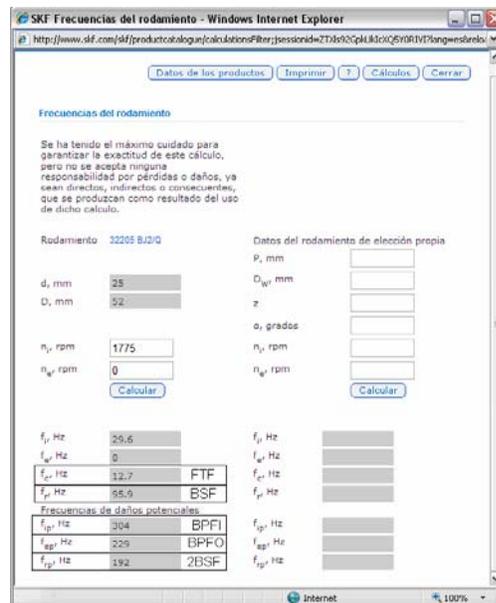


Figura 3.8. Frecuencias de defectos en rodamientos de rodillos Cónicos (NU 205 ECP) para una velocidad de giro de 1775 Rpm

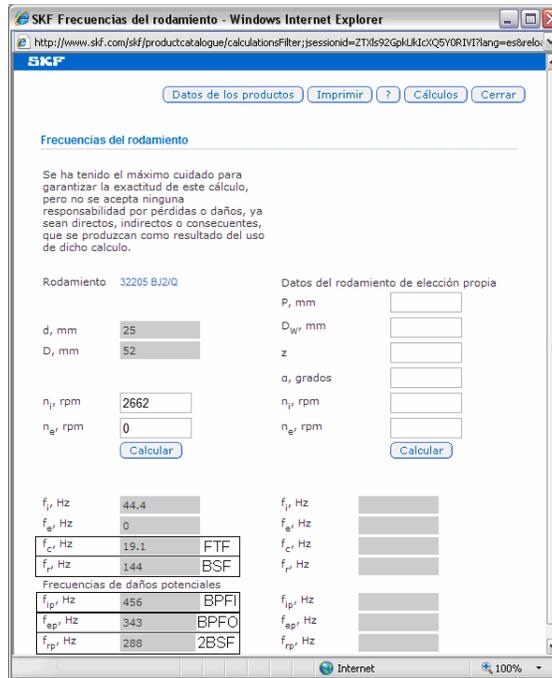


Figura 3.9. Frecuencias de defectos en rodamientos de rodillos Cónicos (NU 205 ECP) para una velocidad de giro de 2662 Rpm

Las demás frecuencias de fallas de rodamientos se muestran en el Apéndice E.

3.10.2. Frecuencias de engranes

Los engranajes componentes ya sea de una caja reductora o multiplicador poseen una frecuencia de falla que va a depender del número de dientes y de la velocidad a la que gira el eje en donde se encuentren estos apoyados. La frecuencia de falla, se calculó a través de la siguiente ecuación:

$$GMF = z \times n \quad \text{Ec.3.7}$$

Donde:

GMF= Frecuencia de engrane (cpm)

z= Numero de dientes

n= Velocidad de rotación del eje (rpm)

➤ **Cálculo de frecuencia de engrane en el Frick RXB-50**

$$GMF = z_1 \times n_1 = z_2 \times n_2$$

$$GMF = 60 \times 3600 = 37 \times 5838$$

$$GMF = 216000 \text{ cpm} = 3540 \text{ Hz}$$

3.10.3. Frecuencia de Paso de Lóbulos

La frecuencia del paso de lóbulos va a depender del número de lóbulos que tenga el rotor macho o del número de alvéolos del rotor hembra, así como también, de la velocidad de giro de éstos posean. Se calcula a través de la siguiente ecuación:

$$Ft = Nlrm \times n_{rm} = Narh \times n_{rh} \quad \text{Ec.3.8}$$

➤ **Cálculo de frecuencia de paso de lóbulos en el compresor Frick RWB-100**

$$Ft = Nlrm \times n_{rm} = Narh \times n_{rh}$$

$$Ft = 4 \times 3555 = 6 \times 2370$$

$$Ft = 14220 \text{ cpm} = 237 \text{ Hz}$$

3.10.4. Frecuencias de fallas en correas

Las máquinas que emplean correas de transmisión tienen un conjunto adicional de frecuencias que pueden ser monitorizadas. Las correas de transmisión poseen una frecuencia de paso de correa que identificará las condiciones de funcionamiento del sistema. Esta única frecuencia puede ser calculada a través de la siguiente ecuación:

$$Fc = \frac{\pi \times npolea \times Dpolea}{\text{longitud de correa}} \quad \text{Ec.3.9}$$

Donde:

n polea= Velocidad de rotación de la polea (rpm)

D polea= Diámetro de polea (cm.)

➤ **Cálculo de frecuencia de correas en el compresor Quincy QMB-25**

$$Fc = \frac{\pi \times 3530 \times 26cm}{118cm}$$

$$Fc = 2104 \text{ cpm} = 35 \text{ Hz}$$

3.11. Determinación de los niveles de bandas de frecuencias espectrales

En esta etapa se determinaron para cada punto de los equipos niveles de bandas de frecuencias espectrales, con la finalidad de realizar un análisis más detallado de estos.

Para la determinación de estos niveles fue necesario el uso de los criterios recomendados por James Berry, los cuales se muestran en el Apéndice C, con estos criterios y las características de los equipos se identificó para cada punto de medición el caso correspondiente. También fue necesario tomar los valores globales de alarma asignados a través de la norma ISO- 2372 de cada equipo para calcular los valores de alarma de cada banda asignada.

➤ **Cálculo de niveles de bandas de frecuencias espectrales para los distintos puntos de medición del Compresor de aire Quincy QSF-100**

En la tabla 3.1 se muestran los datos necesarios para el cálculo de las frecuencias de bandas espectrales, los cálculos correspondientes a los demás equipos se muestran en el apéndice D

Tabla 3.1. Datos necesarios del compresor de aire Quincy QSF-100, para el cálculo de las bandas de frecuencias espectrales

Punto de medida	Velocidad de rotación (rpm)	Frecuencia Max. Fallas generales (cpm)	Nº de dientes de engrane	Frecuencia de engrane GMF (cpm)	Frecuencia Max. fallas generales (cpm)
T	1780	89000			
F	1780	89000			
1(a)	1780	89000	104	185120	509080
1(b)	3560	178000	52	185120	509080
2	2373	118650			
3	3560	178000			
4	2373	118650			

- **Cálculo de bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias**

Bandas de los puntos T, F y 1(a). Las bandas de los puntos 1(b), 2, 3 y 4 se calculan de manera similar, solo lo que varía es la velocidad de giro de los ejes.

Valor de alarma global=7.5 mm/s

Banda 1:

Frecuencia mínima= 0.5% F Max= 445 rpm = 7 Hz

Frecuencia máxima= 1.2 x rpm= 2136 rpm = 36 Hz

Alarma de la Banda= 90% VG= 6.3 mm/s

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= Frecuencias Sub.- armónicas – 1x rpm

Banda 2:

Frecuencia mínima= 1.2 x rpm= 2136 rpm = 36 Hz

Frecuencia máxima= $2.2 \times \text{rpm} = 3916 \text{ rpm} = 65 \text{ Hz}$

Alarma de la Banda= $50\% \text{ VG} = 3.5 \text{ mm/s}$

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= $1.5 - 2 \times \text{rpm}$

Banda 3:

Frecuencia mínima= $2.2 \times \text{rpm} = 3916 \text{ rpm} = 65 \text{ Hz}$

Frecuencia máxima= $3.2 \times \text{rpm} = 5696 \text{ rpm} = 95 \text{ Hz}$

Alarma de la Banda= $40\% \text{ VG} = 2.8 \text{ mm/s}$

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= $2.5 - 3 \times \text{rpm}$

Banda 4:

Frecuencia mínima= $3.2 \times \text{rpm} = 5696 \text{ rpm} = 95 \text{ Hz}$

Frecuencia máxima= $12.2 \times \text{rpm} = 21716 \text{ rpm} = 362 \text{ Hz}$

Alarma de la Banda= $30\% \text{ VG} = 2.1 \text{ mm/s}$

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= Frecuencias fundamentales fallas en rodamientos.

Banda 5:

Frecuencia mínima= $12.2 \times \text{rpm} = 21716 \text{ rpm} = 362 \text{ Hz}$

Frecuencia máxima= $50\% \text{ F Max} = 44500 \text{ rpm} = 742 \text{ Hz}$

Alarma de la Banda= $25\% \text{ VG} = 1.75 \text{ mm/s}$

Rango de frecuencia que se cubre con la banda = Bajos armónicos de las frecuencias fundamentales de fallas de rodamientos

Banda 6:

Frecuencia mínima= $50\% \text{ F Max} = 44500 \text{ rpm} = 742 \text{ Hz}$

Frecuencia máxima= $100\% \text{ F Max} = 89000 \text{ rpm} = 1483 \text{ Hz}$

Alarma de la Banda= $20\% \text{ VG} = 1.4 \text{ mm/s}$

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= Altos armónicos de las frecuencias

fundamentales de fallas de rodamientos y su frecuencia natural

- **Cálculo de bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas en los engranajes**

Bandas del punto 1(a)

Valor de alarma global= 5G

Banda 1:

Frecuencia mínima= 1 % F Max= 5091 rpm = 85 Hz

Frecuencia máxima= 0.1 x GMF= 18512 rpm = 309 Hz

Alarma de la Banda= 90% VG= 4,5 G

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= Bajos armónicos

Banda 2:

Frecuencia mínima= 0.1 x GMF= 18512 rpm = 309 Hz

Frecuencia máxima= 0.25 x GMF= 46280 rpm = 771 Hz

Alarma de la Banda= 40% VG= 2 G

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= Altos armónicos

Banda 3:

Frecuencia mínima= 0.25 x GMF= 46280 rpm = 771 Hz

Frecuencia máxima= 0.75 x GMF= 138840 rpm = 2314 Hz

Alarma de la Banda= 30% VG= 1.65 G

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= 0.5 x GMF y sus bandas laterales

Banda 4:

Frecuencia mínima= 0.75 x GMF= 138840 rpm = 2314 Hz

Frecuencia máxima= $1.25 \times \text{GMF} = 231400 \text{ rpm} = 3857 \text{ Hz}$

Alarma de la Banda= $70\% \text{ VG} = 3,5 \text{ G}$

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= GMF y sus laterales

Banda 5:

Frecuencia mínima= $1.25 \times \text{GMF} = 231400 \text{ rpm} = 3857 \text{ Hz}$

Frecuencia máxima= $1.75 \times \text{GMF} = 323960 \text{ rpm} = 5400 \text{ Hz}$

Alarma de la Banda= $30\% \text{ VG} = 1.65 \text{ G}$

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= 1.5 GMF y sus bandas laterales

Banda 6:

Frecuencia mínima= $1.75 \times \text{GMF} = 323960 \text{ rpm} = 5400 \text{ Hz}$

Frecuencia máxima= $100\% \text{ F Max} = 509080 \text{ rpm} = 8485 \text{ Hz}$

Alarma de la Banda= $50\% \text{ VG} = 2.5 \text{ G}$

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= $2- 2,5 \text{ GMF}$ y sus bandas laterales.

- **Cálculo de bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas la frecuencia de paso de lóbulos**

Bandas de los puntos 1(b), 2, 3 y 4

Nº de Lóbulos del rotor Macho= 4

Valor de alarma global= 7 mm/s

Frec. Paso de Lóbulo= $14240 \text{ cpm} = 237 \text{ Hz}$

Banda 1:

Frecuencia mínima= Frec. Paso de Lóbulo $-1.2 \times \text{rpm} = 9968 \text{ rpm} = 166 \text{ Hz}$

Frecuencia máxima= Frec. Paso de Lóbulo $+1.2 \times \text{rpm} = 18512 \text{ rpm} = 309 \text{ Hz}$

Alarma de la Banda= $70\% \text{ VG} = 5.25 \text{ mm/s}$

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= Frecuencia de paso de Lóbulos y sus bandas laterales

Banda 2:

Frecuencia mínima= Frec. Paso de Lóbulo +1.2 x rpm = 18512 rpm = 309 Hz

Frecuencia máxima= 2.2 x Frec. Paso de Lóbulo = 31328 rpm = 522 Hz

Alarma de la Banda= 70% VG= 5.25 mm/s

Rango de frecuencia que se cubre con la banda= 2x Frecuencia de paso de Lóbulos y sus bandas laterales

3.12. Identificación de las fallas presentes en los equipos

Una vez finalizado el monitoreo, se analizaron los espectros de vibración obtenidos con el fin de identificar las fallas existentes y realizar un diagnóstico. Para ello fue necesario comparar los espectros de vibración obtenidos en los equipos con espectros típicos de fallas. También fue de mucha utilidad las frecuencias calculadas en los puntos anteriores ya que permitió realizar un mejor diagnóstico del estado de los elementos mecánicos colocados en los equipos.

A través del análisis de los espectros se identificaron fallas, se recomendó las acciones a seguir y en algunos casos se corrigieron las fallas presentes al instante.

3.13. Establecimiento de las frecuencias de monitoreo mediante criterios de severidad

Después de identificar las fallas presentes y determinar el estado de los equipos se procedió a establecer las frecuencias de monitoreo, para ello fue necesario utilizar las gráficas de severidad RATHBONE. De acuerdo al grado de severidad de la vibración en cada equipo, se establecieron frecuencia que van desde un periodo semanal a un período mensual. Estas frecuencias, también, fueron establecidas de acuerdo al nivel de importancia de cada equipo en el proceso de producción y a recomendaciones del

personal de mantenimiento de la planta.

Estas frecuencias deben ajustarse continuamente de acuerdo a la variación vibracional, para ello es recomendable que además de las cartas de severidad, realizar un seguimiento a los gráficos de tendencia de vibración overall que son generados en el software de mantenimiento predictivo.

3.14. Incorporación de la totalidad de los equipos al programa de mantenimiento predictivo

Siendo necesario la incorporación de todos los equipos susceptibles a este tipo de mantenimiento se sugieren procedimientos necesarios con el fin de garantizar el éxito en la implementación del programa. Para dar cumplimiento a esta etapa se realizó un recorrido por todas las áreas de la empresa observando detalladamente los equipos ubicados en ellas, resaltando sus principales características. También se conversó con operadores y mantenedores acerca de las fallas más comunes presentes y se les pidió su opinión acerca de la factibilidad de incorporar los equipos al programa de mantenimiento predictivo.

Todos los equipos ubicados en cada una de las áreas y sus características más relevantes fueron incluidos al software data management de SKF y fueron creadas las rutas de medición para una recolección de datos posterior.

CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En este capítulo se muestran y analizan los resultados obtenidos en el desarrollo del trabajo, para la implementación del mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibraciones.

A continuación se muestra los análisis de los resultados de los equipos seleccionados para el monitoreo de vibraciones

4.1. Valores de prealarma y alarma asignados para cada equipo

Como se mencionó en el capítulo anterior para determinar los niveles de prealarma y alarma de vibración de los equipos fue necesario la utilización de la norma ISO 2372 para unidades de velocidad.

En la tabla 4.1 y 4.2 se muestran los niveles de prealarma y alarma en unidades de velocidad (mm/s), de los compresores de amoníaco y compresores de aire respectivamente, de acuerdo a la Norma ISO-2372. También se muestran los valores de prealarma y alarma en unidades de aceleración,

Tabla 4.1 Valores de prealarma y alarma de velocidad y aceleración de los compresores de amoníaco

Equipo	Prealarma (mm/s)	Alarma (mm/s)	Prealarma (G)	Alarma (G)
Compresores Frick RXB-50	7,5	9,5	3,5	5,5
Motores eléctricos Compresores Frick RXB-50	7,5	9,5	3,5	5,5
Compresor Frick RWB-100	8	10	3,5	5,5
Motor eléctrico del Compresor Frick RWB-100	8	9,5	3,5	5,5

Tabla 4.2 Valores de prealarma y alarma de velocidad y aceleración de los compresores de aire

Equipo	Prealarma (mm/s)	Alarma (mm/s)	Prealarma (G)	Alarma (G)
Compresor Quincy QMB-25	4	5,5	2,5	4,5
Motor eléctrico del Compresor Quincy QMB-25	4	5,5	2,5	4,5
Compresor Quincy QMB-15	3	4,5	2	4
Motor eléctrico del Compresor Quincy QMB-15	3	4,5	2	4
Compresores Quincy QMB-75	5	6,5	2,5	4,5
Motores eléctricos Compresor Quincy QMB-75	5	6,5	2,5	4,5
Compresor Quincy QSF-100	5,5	7	3	5
Motor eléctrico del Compresor Quincy QSF-100	5,5	7	3	5
Compresor Atlas Copco GA - 75	5,5	7	3	5
Motor eléctrico Compresor Atlas Copco GA-75	5,5	7	3	5

Los valores de prealarma y alarma de vibración permiten tener un rango de valores globales de vibración aceptables en los equipos, pero no permite detectar con cual es la falla que produce que la vibración aumente, por lo que es necesario el análisis de espectros. La utilización de la norma ISO- 2372 es muy útil para iniciar un monitoreo por vibraciones, pero se hace necesario que con el transcurso del tiempo se determinen nuevos niveles de prealarma y alarma adaptados al comportamiento vibracional de los equipos a lo largo del tiempo y a las necesidades de la empresa.

4.2. Niveles de alarma de bandas espectrales

Las bandas de frecuencias espectrales ayudan a la identificación de los problemas comunes en las máquinas mediante la descomposición de los valores overall en zonas en las que normalmente se manifiestan estos problemas. En la Fig. 4.1 se muestra las bandas determinadas para los compresores y motores eléctricos.

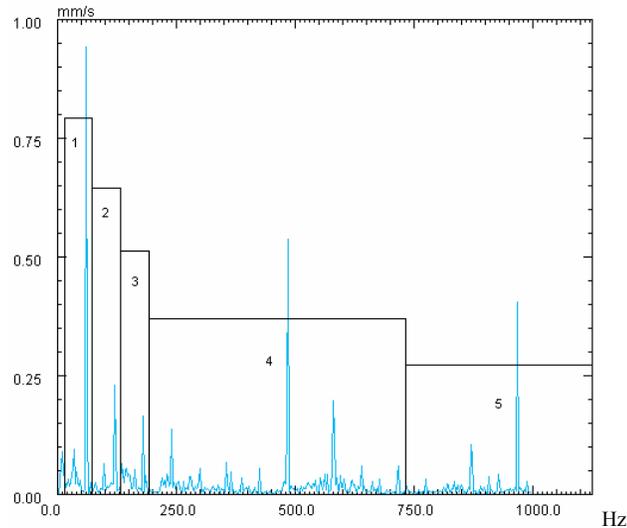


Figura 4.1. Bandas de frecuencias espectrales determinadas para motores eléctricos y compresores

En la banda 1 se van a detectar problemas de bajas frecuencias tales como desequilibrio, desalineación, torbellinos de aceite. En las bandas 2 y 3 se detectaran desalineación, holgura mecánica y roce entre partes. En la banda 4 se detectaran las frecuencias fundamentales de defectos en rodamientos (BPFO, BPFI Y BSF). En las bandas 5 y 6 se van a detectar los armónicos de las frecuencias de defecto en rodamientos.

En la Fig. 4.2 se muestran las bandas determinadas para detectar problemas en engranajes, en la banda 1 aparecerán los bajos armónicos, en la banda 2 se encontraran los altos armónicos, en la banda 3 se van a encontrar 0.5 X frecuencia de engrane y sus bandas laterales, en la banda 4 se podrá encontrar la frecuencia de engrane (GMF), en las bandas 5 y 6 aparecerán armónicos de la frecuencia de engrane GMF a alta frecuencia.

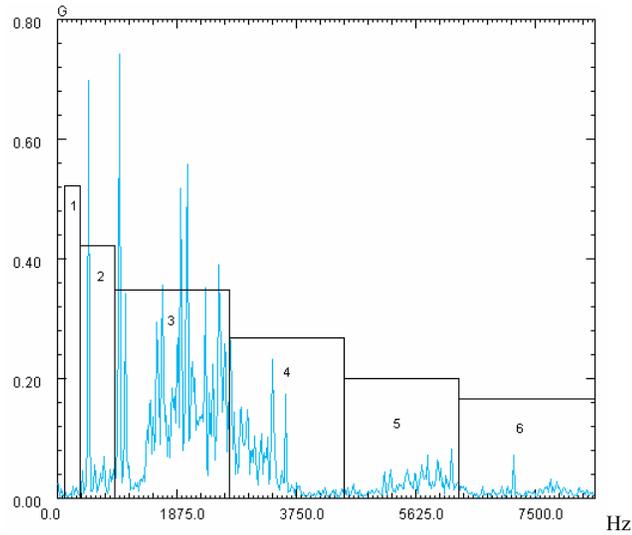


Figura 4.2 Bandas de frecuencias espectrales determinadas para detectar fallas en los engranajes de los compresores

En la Fig. 4.3 se muestra las bandas determinadas para detectar problemas en la frecuencia de paso de lóbulos en los compresores de tornillo. En la banda N° 1 se podrá determinar problemas en la frecuencia de paso de lóbulos. En la banda 2 aparecerán 2X frecuencia de paso de lóbulos y sus bandas laterales

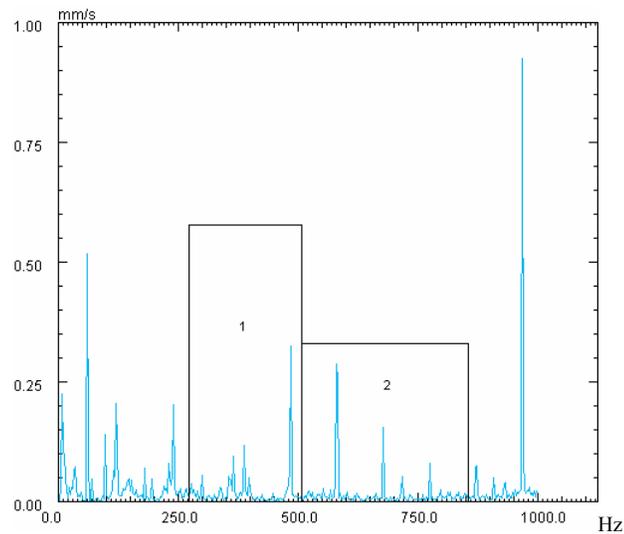


Figura 4.3 Bandas de frecuencias espectrales para detectar frecuencias de paso de lóbulos

4.3. Detección de problemas en los equipos

4.3.1. Compresor de amoniaco Frick RXB- 50

Este equipo presentó valores overall bajos tanto en velocidad como en aceleración. Los espectros de vibración no revelaron la presencia de ninguna falla, lo que indica que el equipo se encuentra en buenas condiciones de funcionamiento. Es de acotar que a este equipo se le había realizado un mantenimiento completo semanas antes de comenzar con el monitoreo, por lo que era de esperarse tales resultados.

4.3.2. Compresor de amoniaco Frick RWB-100

Los valores de vibración overall obtenidos para este equipo en todos sus puntos de medición, revelan que se encuentra dentro del rango de vibración normal, es decir, ningún valor sobrepasa el valor de prealarma y de alarma asignado. Sin embargo, llama la atención que en el punto de medición 2 en dirección vertical del compresor se registró un valor global de 5.04 mm/s.

En la Fig. 4.4 se muestra el espectro correspondiente a este punto de medición en unidades de velocidad, en el se observa un pico a 1X de amplitud 6.77 mm/s, acompañado de armónicos a 2X y a 3X, lo cual indica la presencia de un problema de desalineación paralela horizontal entre el motor eléctrico y el compresor. Se recomienda alinear lo más pronto posible al equipo para evitar que el problema aumente y dañe piezas mecánicas.

En el espectro también se observan picos correspondientes a la frecuencia de paso de lóbulos y su armónico a 2X, estos picos son muy comunes en un espectro de un compresor de tornillo y son debidos al acoplamiento de los lóbulos de los rotores.

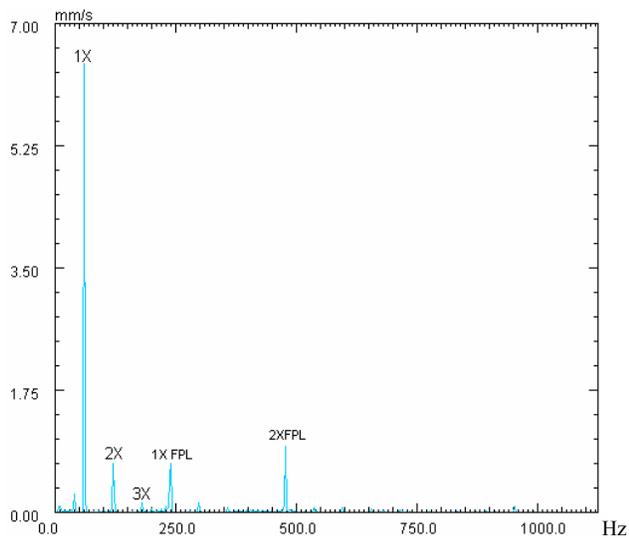


Figura 4.4. Espectro del compresor Frick RWB- 100 en el punto 2-V en velocidad

En el espectro de velocidad correspondiente al punto 3 en dirección vertical mostrado en la Fig. 4.5, se observa la presencia de otro defecto. En este caso se observa un pico de amplitud 0.575 mm/s a 1X, acompañado de armónicos de múltiplos exactos a la velocidad de giro (2X, 3X, etc.), lo que indica una soltura mecánica tipo B, se recomienda ajustar todos los elementos de sujeción y verificar que se encuentren bien ajustados.

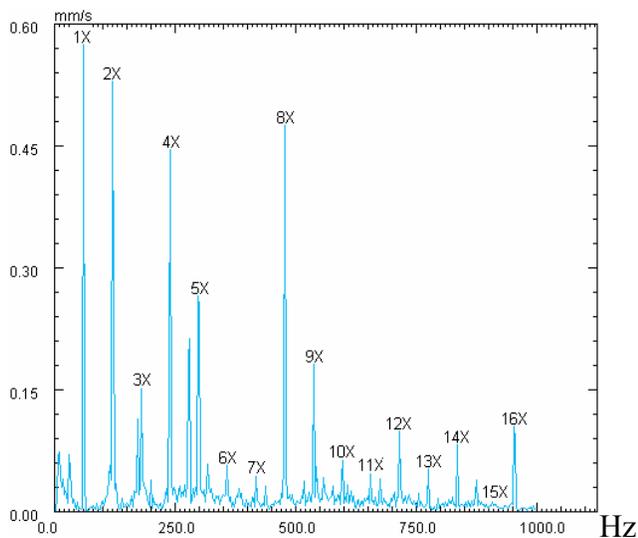


Figura 4.5. Espectro del compresor Frick RWB- 100 en el punto 3-V en velocidad

4.3.3. Compresor de aire Quincy QMB- 25

Este equipo presentó valores altos de vibración overall, tanto en velocidad como en aceleración, en el punto 1 del compresor en las tres direcciones de medición, los cuales se encontraba por encima del valor de alarma asignado para este equipo.

En la Fig. 4.6 se muestra el espectro de velocidad correspondiente al punto 1 del compresor en dirección horizontal, se puede observar la presencia de un pico de amplitud 1,06 mm/s correspondiente a la frecuencia característica de las correas (1XFC) y sus armónicas (2XFC, 3XFC), esto indica la existencia de un desgaste en las correas de transmisión. En el espectro también se observa un pico de 3.70 mm/s correspondiente a la velocidad de giro del compresor, que indica una excentricidad de la polea que se encuentra conectada a éste.

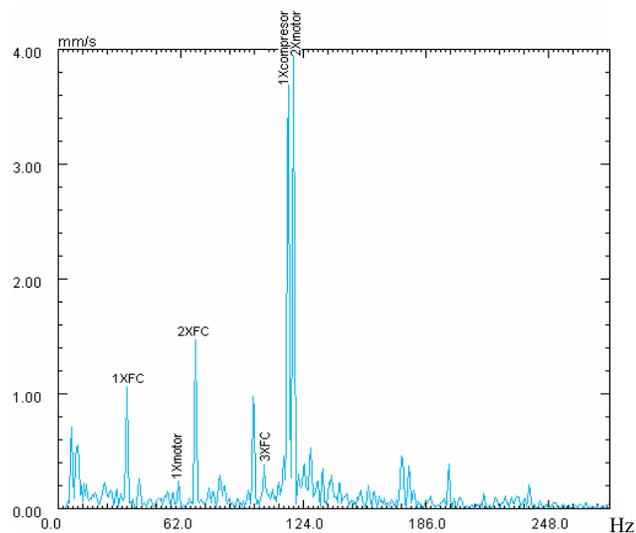


Figura 4.6. Espectro del compresor Quincy QMB- 25 en el punto 1-H en velocidad

La Fig. 4.7 corresponde al espectro obtenido en el compresor en el punto 1 en dirección axial, se aprecia un pico de alta amplitud (10,07 mm/s) correspondiente a la velocidad de giro del motor, siendo indicativo de una desalineación en el conjunto poleas – correas de transmisión.

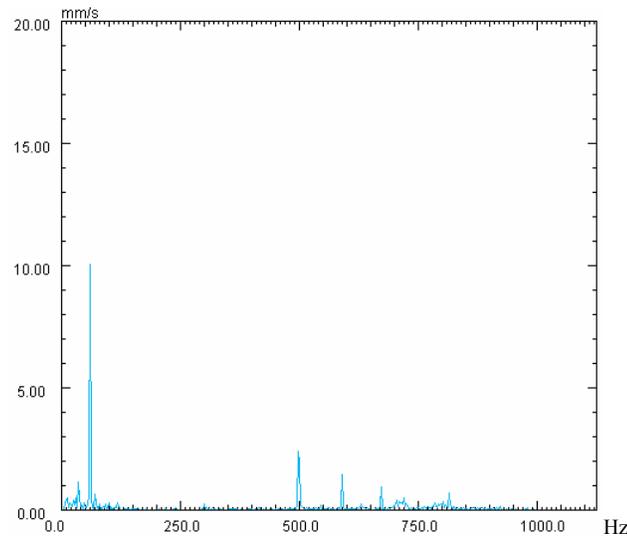


Figura 4.7. Espectro del compresor Quincy QMB- 25 en el punto 1-A en velocidad

Este equipo fue intervenido para corregir las fallas descritas anteriormente, luego de realizar las correcciones necesarias fue puesto en funcionamiento. Se realizaron nuevamente mediciones encontrándose una gran reducción de los valores Overall en velocidad para el punto N° 1 en las tres direcciones de medición. En la Fig. 4.8 se muestra el espectro de vibración correspondiente al punto 1-H del compresor, se puede notar la reducción de los picos correspondientes a la frecuencia de las correas y sus armónicas, de igual forma se redujo el pico correspondiente a la velocidad de giro del compresor aunque no en gran escala, lo que indica que todavía está existente el problema de excentricidad de la polea conducida.

En la Fig. 4.9 correspondiente al mismo punto pero en dirección axial, también, se observa la reducción del pico correspondiente a la velocidad de giro del motor, pero este valor todavía permanece alto, es decir, que el problema de desalineación todavía sigue presente, esto es producto a una mala alineación al momento del montaje posterior a la reparación del equipo.

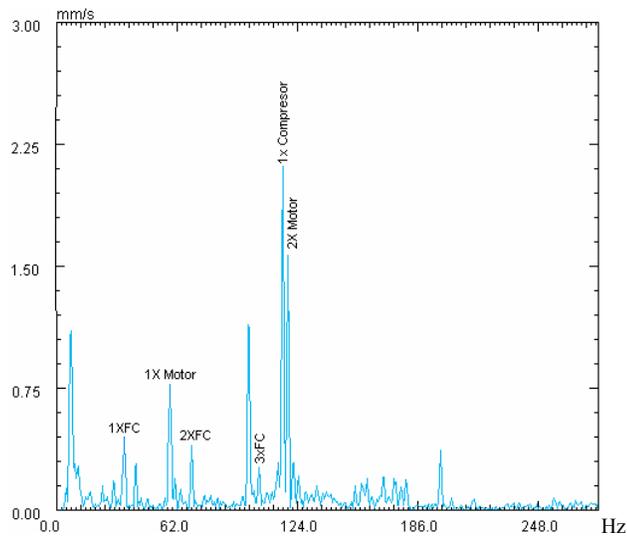


Figura 4.8. Espectro del compresor Quincy QMB- 25 en el punto 1-H en velocidad después de la reparación

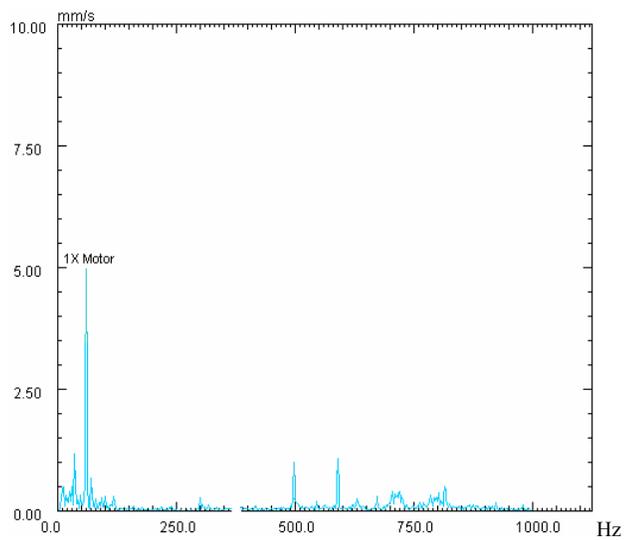


Figura 4.9. Espectro del compresor Quincy QMB- 25 en el punto 1-A en velocidad después de la reparación

La reparación realizada solo pudo reducir los valores de velocidad, los de aceleración permanecieron altos, indicativo de un problema de alta frecuencia. La Fig. 4.10 muestra el espectro correspondiente al punto 1- V en aceleración, donde se observan múltiples picos a altas frecuencias que no son armónicos de la velocidad de

giro, lo que indica fallas en el rodamiento cercano a este punto. En este caso el rodamiento RNA 6902 presenta deterioro en sus pistas externa e interna, debido a la aparición en el espectro de las frecuencias de fallas (BPFI) y (BPFO) y sus armónicos acompañados de bandas laterales, lo que revela que el rodamiento se encuentra en la tercera etapa de falla. Debido a la gravedad del problema se recomienda reemplazar el rodamiento lo antes posible para evitar daños mayores.

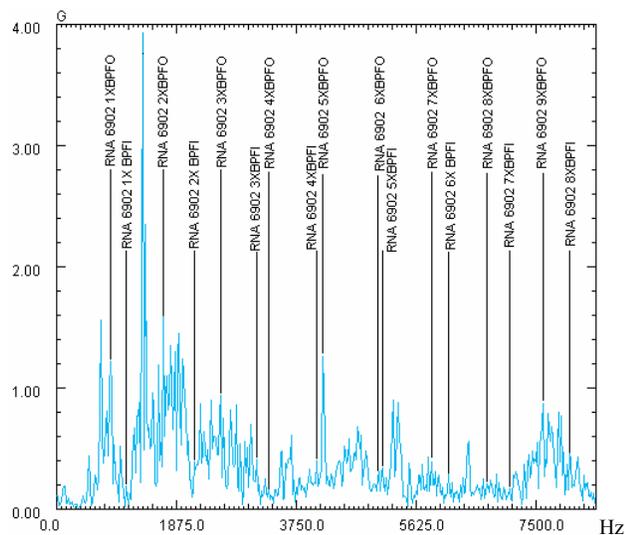


Figura 4.10. Espectro del compresor Quincy QMB-25 en el punto 1-V en Aceleración

4.3.4. Compresor de aire Quincy QMB-15

En este equipo se encontraron valores altos de vibración overall del lado del compresor y del motor eléctrico, que sobrepasaban los valores de prealarma y alarma de velocidad establecidos, en los siguientes puntos:

- Punto 1H: 6, 86 mm/s
- Punto 1A: 7, 65 mm/s
- Punto Trasero- V (Motor eléctrico): 12,863 mm/s

En la Fig. 4.11 se muestra el espectro obtenido en el punto 1 en dirección horizontal del compresor, se puede ver la presencia de un pico de 1.49 mm/s

correspondiente a la frecuencia característica de las correas de transmisión, acompañadas de armónicas a 2X y 3X de amplitud 4,07 mm/s y 0.65 mm/s respectivamente, lo cual indica un problema de desgastes en las correas debido a que la componente a 2X es de mayor amplitud que 1X. En el espectro también se observa un pico de mayor amplitud 7,51 mm/s a la velocidad de giro del motor eléctrico siendo muestra de una excentricidad de la polea conductora del sistema.

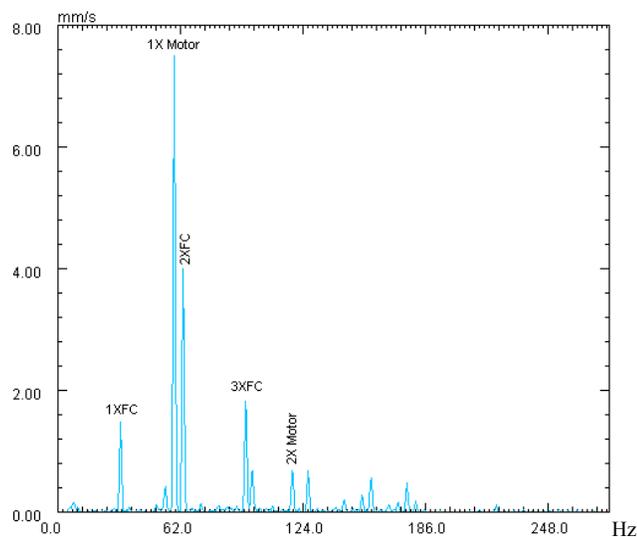


Figura 4.11. Espectro del compresor Quincy QMB- 15 en el punto 1-H en Velocidad

En la Fig. 4.12 se muestra el espectro en velocidad del punto 1- A, se nota un pico de alta amplitud (7,6 mm/s) a la frecuencia de giro del motor, este espectro es típico de un problema de desalineación en el conjunto poleas- correas de transmisión.

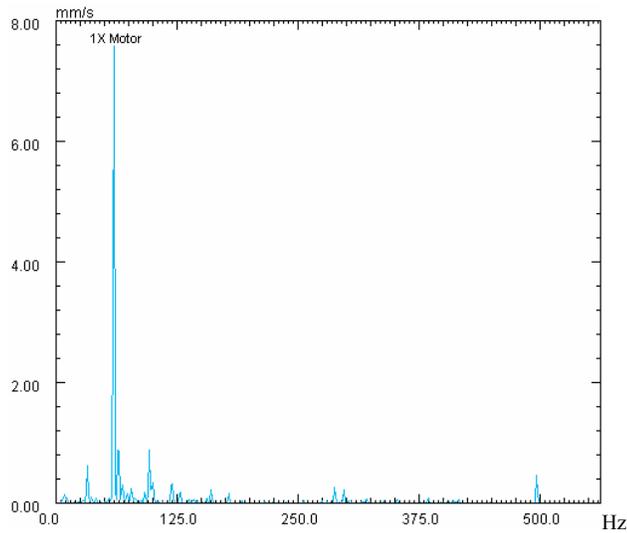


Figura 4.12. Espectro del compresor Quincy QMB- 15 en el punto 1-A en Velocidad

En la Fig. 4.13 se aprecia el espectro resultante en el punto Trasero- V del motor eléctrico del compresor Quincy QMB- 15, en el se observa la presencia de un pico de amplitud 9,32 mm/s a la velocidad de giro, y armónicos a 2X, 3X ,4X, etc., siendo indicativo de una soldadura mecánica tipo B.

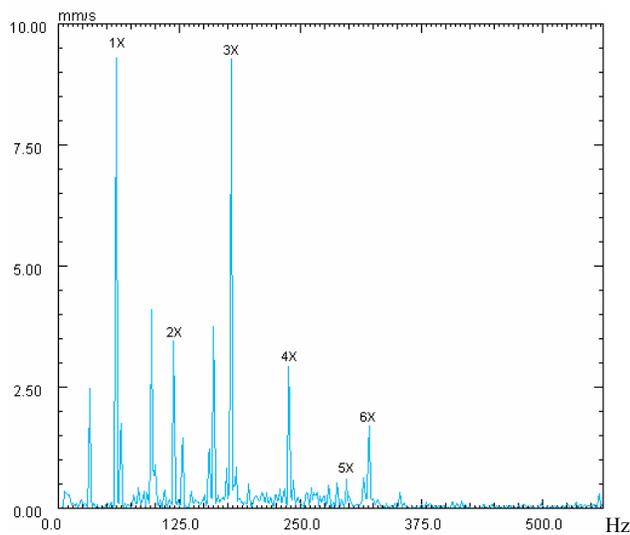


Figura 4.13. Espectro del compresor Quincy QMB- 15 en el punto Trasero- V en Velocidad

El personal de mantenimiento planificó una reparación rápida de este equipo, debido a que fallaron las correas. En dicha reparación se cambiaron las correas dañadas, se verificó la alineación de las poleas y se ajustaron todos los tornillos sujetadores de la estructura. El equipo fue colocado nuevamente en operación y fueron realizadas nuevamente mediciones de vibración para verificar su funcionamiento, encontrándose que los valores overall en los puntos seleccionados se encontraban por encima del valor de prealarma establecido. Para el punto 1 en dirección horizontal (1H) se registró un valor de 4,02 mm/s y en el punto 1 en dirección axial (1A) se obtuvo un valor de 3,65 mm/s

La Fig. 4.14 representa el espectro de vibración del punto 1-H después de la reparación del equipo, se observa que las amplitudes de los picos de las frecuencias de las correas disminuyeron hasta un valor aceptable. El pico a 1X del motor se mantuvo con una amplitud elevada de 4,8 mm/s, esto indica que el problema de excentricidad de la polea conductora sigue presente aunque en menor grado.

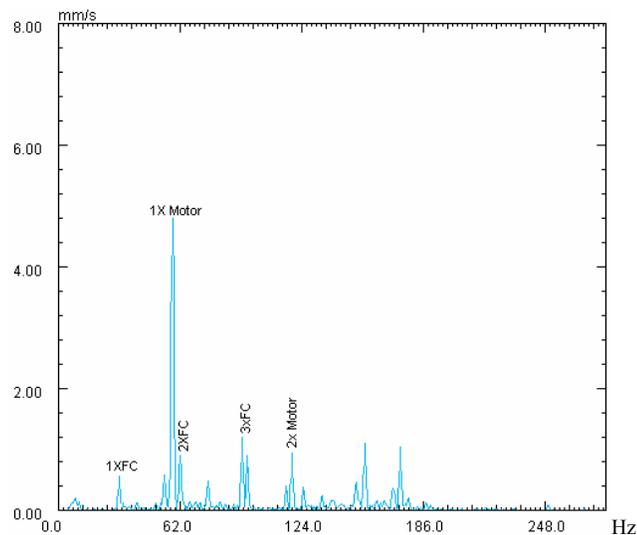


Figura 4.14. Espectro del compresor Quincy QMB- 15 en el punto 1-H en Velocidad después de la reparación

En la Fig. 4.15 se muestra el espectro del punto 1-A después de la reparación del equipo, se observa un pico a la velocidad de giro del motor con amplitud de 4,45 mm/s, evidenciando un problema de desalineación en las poleas, producto de una mala alineación al momento del montaje. Se recomienda alinear nuevamente para evitar que el problema aumente.

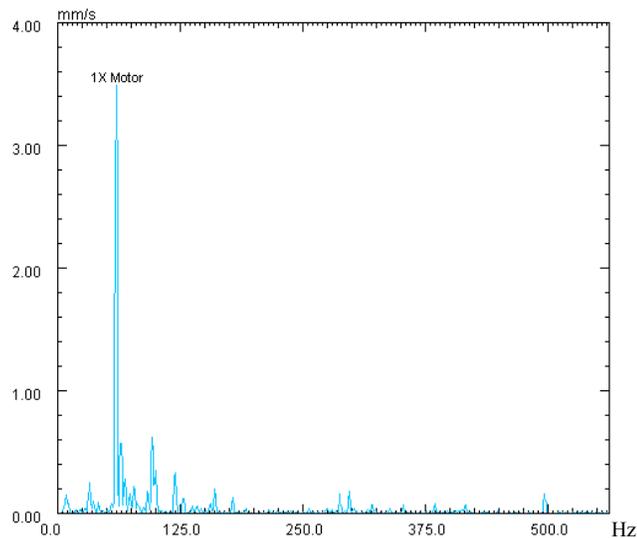


Figura 4.15. Espectro del compresor Quincy QMB- 15 en el punto 1-A en Velocidad después de la reparación

4.3.5. Compresor de aire Quincy QMA- 75

Este equipo presentó valores overall altos, tanto en velocidad como en aceleración del lado del compresor. Para el punto 3 en dirección horizontal (3H) se registró un valor de 10,58 mm/s y en el punto 3 en dirección Vertical (3V) se obtuvo un valor de 6,94 G, ambos por encima del valor de alarma establecido.

La Fig. 4.16 representa el espectro en velocidad del punto 3-H, en el se observa un pico a 1X de amplitud 2,40 mm/s con sub-armónicos de fracciones enteras a la velocidad a 0.25X 0.5X, y armónicos a 1.5X, 2X, 2.5X, 3X, etc., lo cual es indicativo de roce entre partes internas del compresor. Se recomienda verificar si los rotores

están rozando entre si o si existe roce con una parte que no esta en movimiento ya que puede resultar muy grave.

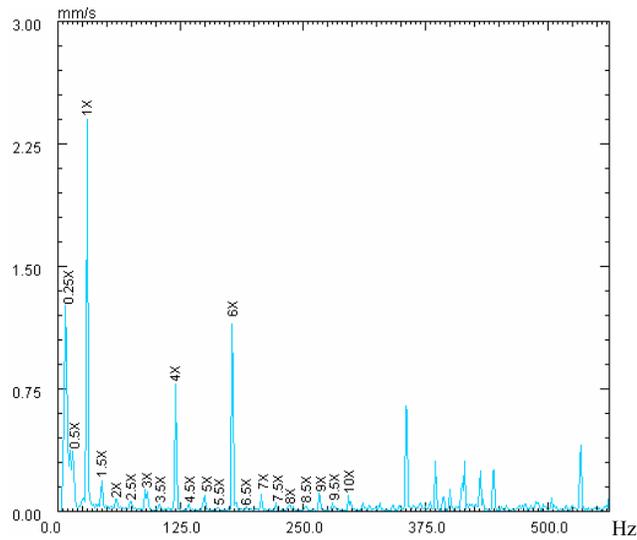


Figura 4.16. Espectro del compresor Quincy QMA- 75 en el punto 3-H en Velocidad

En el mismo punto pero en dirección vertical se obtuvo el espectro en aceleración mostrado en la Fig. 4.17, se observa múltiples picos a altas frecuencias que no son armónicos de la velocidad de giro, lo que es indicativo de fallas presentes en los rodamientos cercanos a este punto. El rodamiento NU205ECP, ubicado en la etapa de carga del rotor macho presenta un deterioro en su pista interna, debido a la aparición en el espectro de la frecuencia de falla (BPFI) y sus armónicos a $2XBPF$ I, $3XBPF$ I, etc., acompañados de bandas laterales que son múltiplos de la velocidad de giro, lo que revela que el rodamiento se encuentra en la tercera etapa de falla. Debido a la gravedad del problema se recomienda reemplazar el rodamiento lo antes posible para evitar daños mayores.

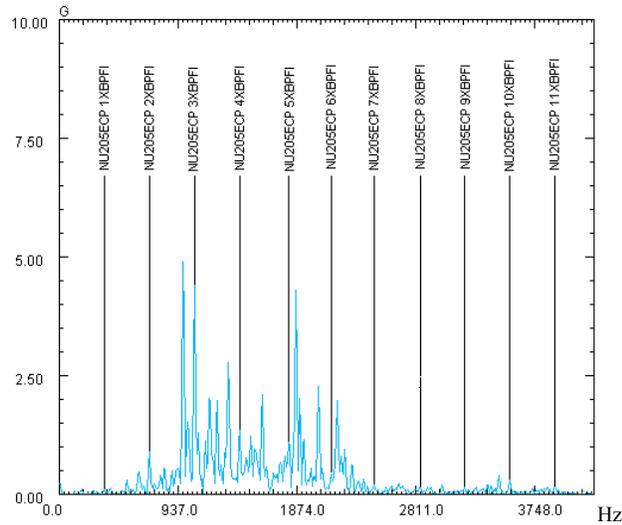


Figura 4.17. Espectro del compresor Quincy QMA- 75 en el punto 3-H en Aceleración

4.3.6. Compresor de aire Quincy QSF- 100

Para este equipo se detectaron altos valores de vibración Overall del lado del compresor, específicamente en los puntos 1-A y 3-H, con valores de 6,50mm/s y 6,43 G respectivamente, estos valores se encontraban por encima de los valores de alarma preestablecidos, por lo que fue necesario analizar los espectros de vibración en tales puntos.

En la Fig. 4.18 se muestra el espectro en velocidad obtenido en el monitoreo para el punto 1-A, se observa un pico a 1X motor de amplitud 1.296 mm/s, también, se puede notar la presencia de un pico correspondiente a la frecuencia de paso de lóbulos de amplitud 8,096 mm/s y armónicos a 2XFPL Y 3XFPL. Estos picos son comunes en todos los compresores de tornillo, pero si existe algo que excite tal frecuencia los picos aumentan su amplitud. Para este caso existe una sobrepresión en el compresor, la cual, causa una fuerte pulsación cuando el gas atrapado sale a la puerta de descarga. Se recomienda ajustar la presión de entrada del aire con el variador de capacidad del compresor.

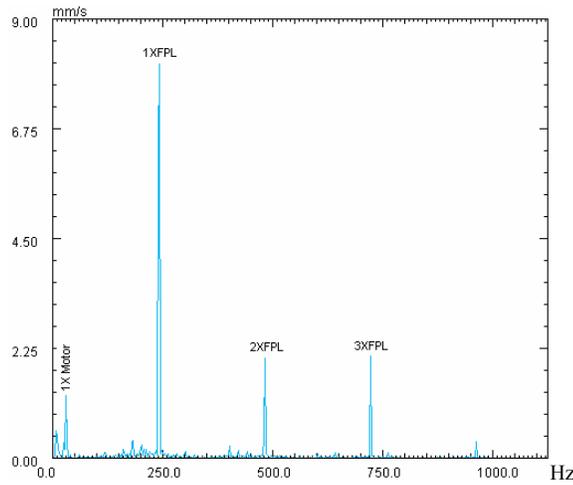


Figura 4.18. Espectro del compresor Quincy QSF-100 en el punto 1-A en Velocidad

En la Fig. 4.19 se muestra el espectro del mismo punto luego de ajustar la presión de entrada del compresor, se observa que el pico correspondiente a la frecuencia de paso de lóbulos disminuyó su amplitud (3,95mm/s).

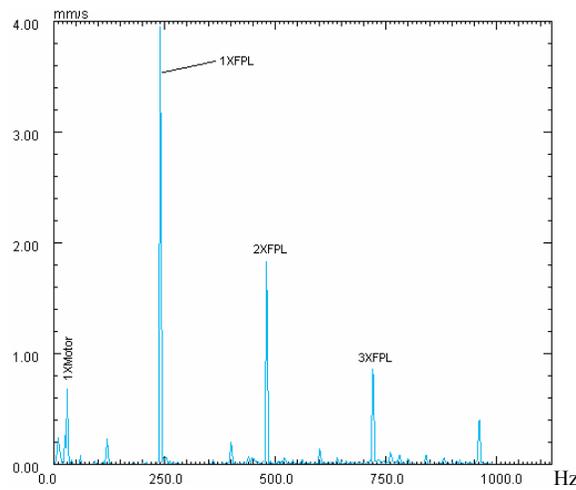


Figura 4.19. Espectro del compresor Quincy QSF-100 en el punto 1-A en Velocidad después de ajustar la presión de entrada

La Fig. 4.20 representa el espectro de vibración del punto 3- H en unidades de aceleración, se puede notar un pico de alta frecuencia correspondiente a la frecuencia de engrane de la caja multiplicadora (GMF), con una amplitud de 5,80 G, lo cual

indica cargas excesivas en los dientes de los engranajes. Este problema no es grave, para el equipo, se hace grave cuando en el espectro aparece la frecuencia natural de engrane.

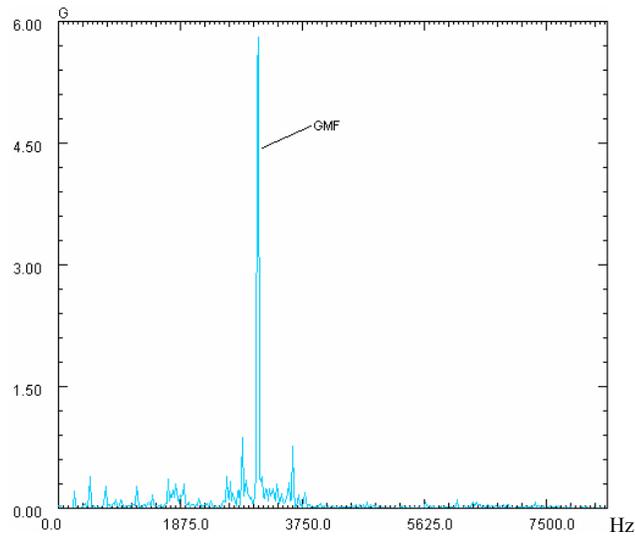


Figura 4.20. Espectro del compresor Quincy QSF-100 en el punto 3-H en Aceleración

4.3.7. Compresor de aire Atlas Copco GA- 75

Este equipo presentó valores de vibración overall superiores a los valores de alarma preestablecido, en el motor eléctrico y en el compresor en los siguientes puntos de medición:

- Punto Frontal- H (motor eléctrico): 12,81 mm/s
- Punto 1- A: 10,89 mm/s
- Punto 4-V: 9,08 mm/s

El espectro del punto frontal- H del motor eléctrico se muestra en la Fig. 4.21, se puede observar un pico único de amplitud 16,02 mm/s, lo que indica un desbalance del rotor del motor.

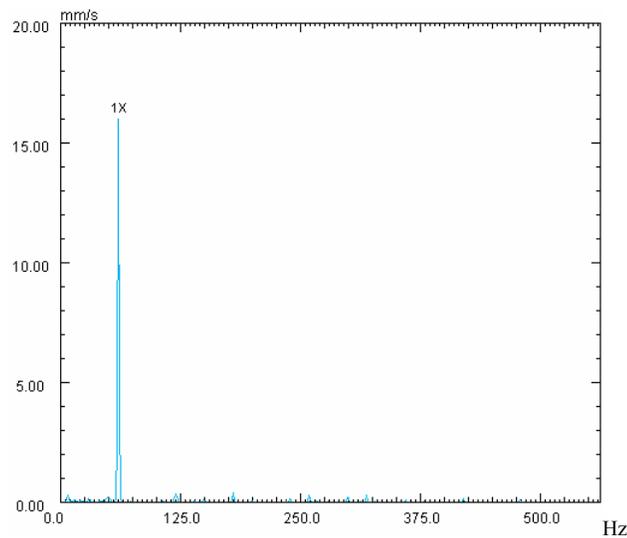


Figura 4.21. Espectro del compresor Atlas Copco GA-75 en el punto Frontal- H en velocidad

Consultando la carta de severidad se tiene que este valor de vibración se encuentra dentro del rango de severidad muy rudo, por lo que se recomendó intervenir el equipo inmediatamente. El personal de mantenimiento de la planta decidió sacar el equipo de funcionamiento mientras se organizaba todo lo necesario para su mantenimiento completo. Una falla en otro compresor provocó que el equipo fuera puesto nuevamente en funcionamiento de emergencia antes de realizarle mantenimiento, para evitar paradas en la producción. El mismo día de haber sido puesto en funcionamiento se produjo una falla producto del desbalance existente, el elemento flexible del acople entre el compresor y el motor se rompió causando la parada definitiva del equipo y retrasos en la producción. En la Fig. 4.22 se muestra los fragmentos del elemento flexible del acople entre el compresor y el motor eléctrico.



Figura 4.22. Fragmentos del elemento flexible del acople entre el compresor y el motor Atlas Copco GA-75

Se realizó el cambio del elemento flexible del acople y el equipo fue colocado nuevamente en funcionamiento y fueron realizadas nuevamente mediciones. En la Fig. 4.23 se muestra el espectro del punto Frontal- H del motor eléctrico, se observa un pico a 1X de amplitud 10,32 mm/s, lo cual indica que el desbalance sigue presente, se recomienda balancear el eje lo antes posible.

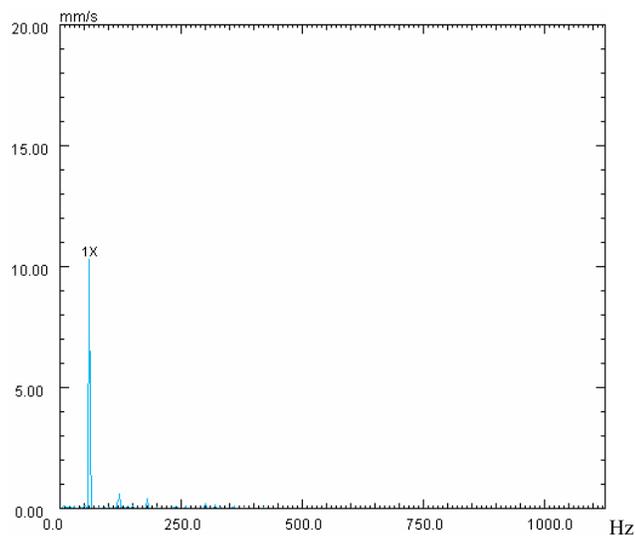


Figura 4.23. Espectro del compresor Atlas Copco GA-75 en el punto Frontal- H en velocidad después de la reparación

La Fig. 4.24 representa el espectro de vibración del punto 4-V en aceleración, se puede observar la un pico a alta frecuencia correspondiente a la frecuencia de engrane de la caja multiplicadora (GMF), con una amplitud de 8,55 G, lo cual indica cargas excesivas en los dientes de los engranajes. Se recomienda seguir de cerca la evolución de los niveles de vibración a esta frecuencia y si aparece en el espectro la frecuencia natural del engrane.

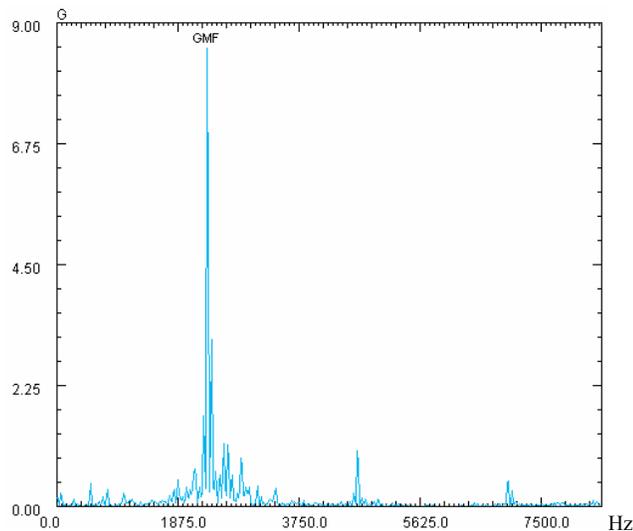


Figura 4.24. Espectro del compresor Atlas Copco GA-75 en el punto 4-V en aceleración

La Fig. 4.25 muestra el espectro correspondiente al punto 1- V en aceleración, donde se observan múltiples picos a altas frecuencias que no son armónicos de la velocidad de giro, lo que indica fallas en rodamientos. El rodamiento NU206ECP colocado en la etapa de carga del rotor hembra, presenta deterioro en sus pistas externa e interna, debido a la aparición en el espectro de las frecuencias de fallas (BPFI) y (BPFO) y sus armónicos acompañados de bandas laterales armónicas de la velocidad de giro, lo que es indicativo que el rodamiento se encuentra en la tercera etapa de falla. Debido a la gravedad del problema se recomienda realizar el cambio de rodamiento lo antes posible para evitar daños mayores.

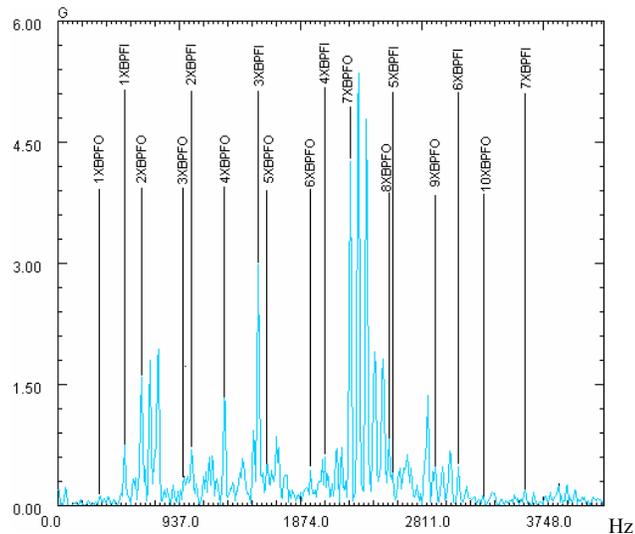


Figura 4.25. Espectro del compresor Atlas Copco GA-75 en el punto 1- A en aceleración

4.4. Frecuencias de monitoreo según criterios de severidad de la vibración

4.4.1. Compresor de amoníaco Frick RXB- 50

Este equipo se encontraba en buenas condiciones de funcionamiento y presentó en todos sus puntos de medición según los espectros obtenidos, picos cuyas amplitudes se encuentran dentro de los rangos de severidad, muy buena, buena y regular, por lo que se establece una frecuencia de monitoreo mensual para él.

4.4.2. Compresor de amoníaco Frick RWB-100

Para este equipo se obtuvo en el análisis espectral (Fig. 4.1), un pico de máxima amplitud (6,77 mm/s) a la frecuencia de giro, el cual se ubica dentro del rango de severidad ligeramente rudo, por ello se establece una frecuencia de monitoreo quincenal para evaluar los cambios en el nivel de vibración.

4.4.3. Compresor de aire Quincy QMB- 25

El análisis espectral (Fig. 4.6), nos muestra un pico de máxima amplitud (5 mm/s) a 1X, posterior a la reparación, el cual se ubica dentro del rango de severidad ligeramente rudo, por ello se establece una frecuencia de monitoreo semanal. Esta frecuencia permite de igual forma mantener un seguimiento cercano a la falla detectada en los rodamientos.

4.4.4. Compresor de aire Quincy QMB- 15

Para este equipo se tiene un espectro (Fig. 4.11), con un pico de máxima amplitud (4,40 mm/s) a 1X, posterior a la reparación, el cual se ubica dentro del rango de severidad ligeramente rudo, de acuerdo a esto se establece una frecuencia de monitoreo mensual.

4.4.5. Compresor de aire Quincy QMA- 75

En el espectro de este equipo (Fig. 4.17), se puede notar un pico de máxima amplitud (5 G) a una frecuencia de 1000 Hz, el cual se ubica dentro del rango de severidad ligeramente alto, de acuerdo a esto se establece una frecuencia de monitoreo quincenal. Esta frecuencia de monitoreo permite de igual forma mantener un seguimiento constante de los niveles de vibración debido al roce presente en este equipo.

4.4.6. Compresor de aire Quincy QSF- 100

Para este equipo se estableció una frecuencia a de monitoreo quincenal, debido a la presencia de un pico a alta frecuencia con una amplitud de 5,80 G, ubicada dentro del rango de severidad ligeramente alto.

4.4.7. Compresor de aire Atlas Copco GA- 75

Después de la reparación realizada se obtuvo el espectro de la Fig. 4.23, se observa un pico a 1X de amplitud 10,32 mm/s con severidad ruda. Debido a esto se establece

una frecuencia de monitoreo semanal, y se recomienda que al aumentar este nivel de vibración el equipo sea detenido inmediatamente.

4.5. Procedimiento para la incorporación de la totalidad de los equipos al programa de mantenimiento predictivo

Para incorporar todos los equipos de la empresa al programa de mantenimiento predictivo fue necesario sugerir un procedimiento de manera que se haga más sencillo el trabajo.

- 1) Se dividió la empresa en distintas áreas de trabajo y se estableció en cual de ellas era necesario iniciar el programa, de acuerdo a la importancia en el proceso productivo y en cuales se estaban generando altos costos de mantenimiento para la empresa.

Después de realizar el recorrido por las distintas áreas de la empresa y conversar con el personal de mantenimiento de la planta, se seleccionaron las áreas de estudio, estableciendo como primordial iniciar el monitoreo en el área de producción (corte y cocción de atún, limpieza de atún, llenado de atún, despaletizadores y esterilización), debido a que en esta área se encuentra el mayor número de equipos y se están generando muchas fallas inesperadas. En esta área se encuentran aproximadamente 120 equipos, entre ellos se incluyen motores eléctricos, bombas, compresores, etc. En el área de embalaje hay aproximadamente 90 equipos, la sala de calderas y torres de enfriamiento están conformadas aproximadamente por 70 equipos, en las áreas restantes se encuentran 50 o menos equipos instalados. En la Fig. 4.26 se muestra el orden en que se realizará la incorporación de cada una de las áreas al monitoreo.

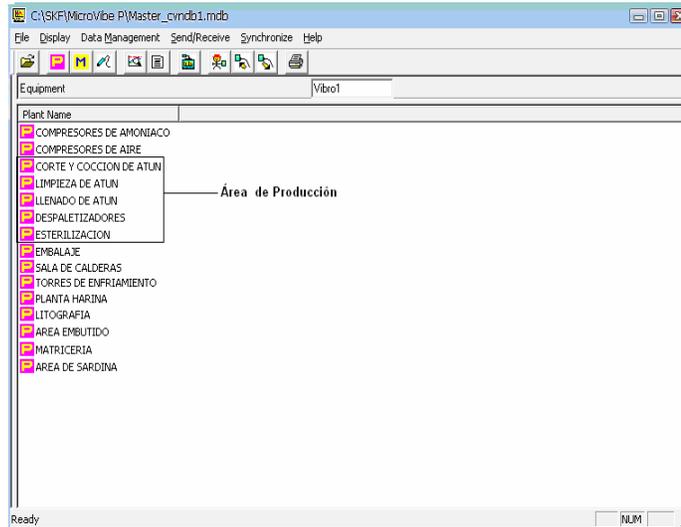


Figura 4.26. Orden de incorporación de las distintas áreas al programa de mantenimiento

- 2) Se identificaron los equipos ubicados en las distintas áreas y se clasificaron de acuerdo a su función en el proceso productivo. De igual forma se verificó su funcionamiento y se desincorporaron aquellos equipos que no se encontraban operativos, para tener exactamente el número de equipos a incluir.

Una vez realizado el censo de los equipos y verificada su operatividad fueron incluidos en la base de datos del software data management y se incluyó las características más resaltantes de cada uno de ellos.

En la Fig. 4.27 se muestra una parte de los equipos incluidos del área de producción concretamente de llenado de atún.

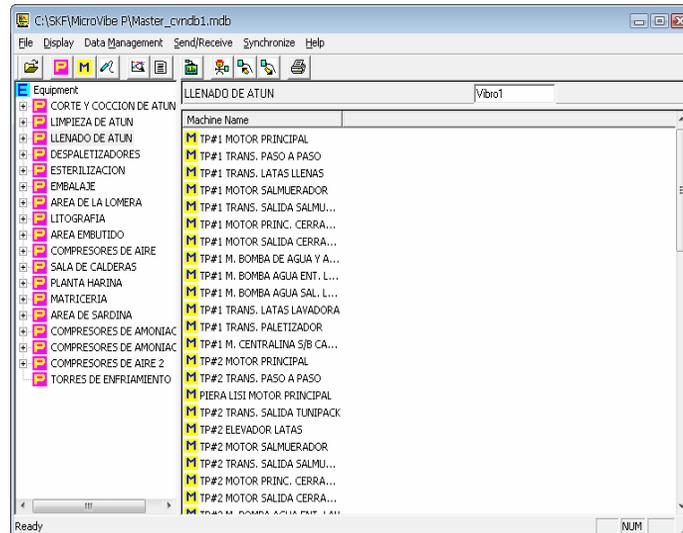


Figura 4.27. Algunos equipos del área de producción (llenado de atún), incluidos en el programa.

- 3) Se recomienda recolectar toda la información posible de especificaciones técnicas de los equipos, funcionamiento y fallas más relevantes, de manera que al realizar el posterior análisis de los niveles de vibraciones se tenga la suficiente información para realizar un buen diagnóstico.

- 4) Se establecieron los puntos de medición lo más cercanos a los apoyos y fueron marcados con el propósito de realizar las mediciones siempre en el mismo punto, para obtener datos aceptables. Estos puntos de medición solo se establecieron para los equipos del área de producción, se recomienda seguir este paso para establecer los puntos de medición en los equipos de las otras áreas.

En la Fig. 4.28 se muestra los puntos de medición establecidos para un motor eléctrico de un los despaletizador del área de producción.

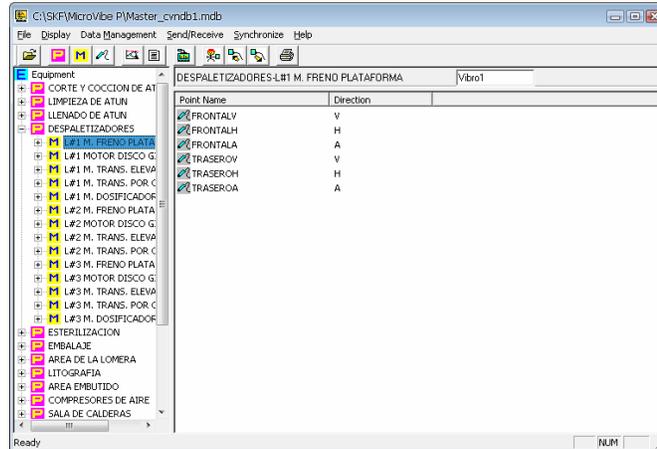


Figura 4.28 puntos de medición establecidos para un motor eléctrico de un los despaletizador del área de producción.

- 5) Se crearon rutas de medición fáciles del ejecutar, con un número de equipos no superior a cinco, para realizar la medición de forma rápida y sencilla. Una vez creadas las rutas se incorporaron al software, es de resaltar que solo se realizó este paso para los equipos de producción. En la Fig. 4.29 se muestra las rutas creadas para el monitoreo de vibraciones de los equipos del área de producción (esterilización).

Plant Name	Equipment Name	Point Name	Direction
ESTERILIZACION	M. CENTRA. AUTOC...	FRONTALV	V
ESTERILIZACION	M. CENTRA. AUTOC...	FRONTALH	H
ESTERILIZACION	M. CENTRA. AUTOC...	FRONTALA	A
ESTERILIZACION	M. CENTRA. AUTOC...	TRASEROV	V
ESTERILIZACION	M. CENTRA. AUTOC...	TRASEROH	H
ESTERILIZACION	M. CENTRA. AUTOC...	TRASEROA	A
ESTERILIZACION	BOMBA AGUA RECI...	FRONTALV	V
ESTERILIZACION	BOMBA AGUA RECI...	FRONTALA	A
ESTERILIZACION	BOMBA AGUA RECI...	TRASEROV	V
ESTERILIZACION	BOMBA AGUA RECI...	TRASEROH	H
ESTERILIZACION	BOMBA AGUA RECI...	TRASEROA	A
ESTERILIZACION	B. AGUA RECIR. #2	FRONTALV	V
ESTERILIZACION	B. AGUA RECIR. #2	FRONTALH	H
ESTERILIZACION	B. AGUA RECIR. #2	FRONTALA	A
ESTERILIZACION	B. AGUA RECIR. #2	TRASEROV	V
ESTERILIZACION	B. AGUA RECIR. #2	TRASEROH	H
ESTERILIZACION	B. AGUA RECIR. #2	TRASEROA	A

Figura 4.29. Rutas de medición establecidas para los equipos de producción (esterilización)

- 6) Se recomienda reparar las bases dañadas de los equipos, ya algunos se encuentran inestables, lo que causa vibraciones excesivas.
- 7) Se recomienda establecer los niveles de alarma a través de normas estandarizadas y posteriormente modificarlos de acuerdo al comportamiento de los niveles de vibración en el tiempo.
- 8) Se recomienda que al terminar el monitoreo en un área pasar a la siguiente, con el propósito de realizar la incorporación poco a poco y no complicar el trabajo.
- 9) Se recomienda escoger un personal adecuado para llevar el programa, que se encuentre relacionado directamente con todos los equipos de la empresa.
- 10) Adicionalmente se recomienda seguir todos los pasos descritos en el capítulo III del presente trabajo para una implementación exitosa del mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibración.

CONCLUSIONES

- El mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibraciones en compresores de tornillo fue implementado con éxito en la empresa procesadora de productos del mar.
- Se determinaron los puntos de medición en los equipos de acuerdo a los elementos que los conforman y su configuración interna, tratando siempre de ubicarlos lo más cercanos a los apoyos.
- Se establecieron niveles de prealarma y alarma a través de la norma ISO 2372, los cuales permitirán conocer el estado vibracional de los equipos al inicio del programa del mantenimiento
- Las bandas de frecuencias espectrales dividen los espectros de vibración en zonas en donde normalmente se originan los problemas a bajas frecuencias, ayudando a su rápida identificación.
- A través de la comparación y análisis de los espectros obtenidos en el monitoreo con espectros típicos de fallas se diagnosticaron problemas de desbalance, desalineación, soltura mecánica, roce, daños en los rodamientos y cargas en los engranajes en los compresores de tornillo.
- Mediante criterios de severidad se establecieron frecuencias de monitoreo que van desde una hasta tres semanas.
- Se estableció un procedimiento que facilitará la incorporación de todos los equipos al programa de mantenimiento.

- La mayor cantidad de fallas detectadas en el análisis se ubicaron en los compresores de tornillo.
- El compresor de amoniaco Frick RXB- 50 presentó valores admisibles de vibración, indicando que se encuentra en buenas condiciones de funcionamiento.
- El compresor Quincy QMB- 25 presenta daño en el rodamiento RNA 6902, debido a la aparición de picos correspondiente a la frecuencia de falla de la pista interna (BPFI) y externa (BPFO).
- El compresor Quincy QMA- 75 presenta roce entre partes internas y daños en el rodamiento NU205ECP en la pista interna y externa.
- El compresor Quincy QSF- 100 presentó cargas excesivas en los dientes de los engranajes de la caja multiplicadora.
- Se obtuvo picos de alta amplitud a 1X RPM de giro en el motor eléctrico del compresor Atlas Copco GA-75, lo que indica un desbalance en el rotor de este.
- Se estableció una frecuencia semanal de monitoreo para el compresor Atlas Copco GA-75, debido a que presentaba una severidad ruda en el desbalance detectado.

RECOMENDACIONES

- Corregir todos los problemas detectados en el análisis para evitar que los equipos fallen de manera imprevista, produciendo paradas en la producción de la planta.
- Determinar nuevos niveles de prealarma y alarma una vez creado un registro de vibración, utilizando métodos estadísticos.
- Ajustar la frecuencia de monitoreo de los equipos, de acuerdo a los cambios en los niveles de vibración, para evitar paradas inesperadas.
- Se recomienda la incorporación de otra técnica predictiva como al análisis de aceite, de manera que exista un apoyo al análisis de vibración que permita identificar con mayor facilidad las fallas en los equipos.
- Adquirir dispositivos confiables para la alineación de los ejes de los equipos, con el propósito de evitar daños en los elementos mecánicos.
- Adiestrar al personal de mantenimiento en materia de mantenimientos predictivos, de manera de hacer más eficiente al grupo al evitar trabajos mal realizados.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Suárez Diógenes, **“Guía Teórico – Práctico Mantenimiento Mecánico”**, Universidad de Oriente, Puerto La Cruz, (2001).

- [2] Alonso G., Fernández M., Cano J., García M. y Solares J., **“Técnicas para el Mantenimiento y Diagnóstico de Máquinas Eléctricas”**, Editorial Marcombo, Primera edición, España (1998).

- [3] González, Francisco, **“Teoría y Práctica del Mantenimiento Industrial avanzado”**, Editorial FC, Segunda Edición, España (2005).

- [4] Mosquera, G., Armas, G. y Piedra, M., **“Las Vibraciones Mecánicas y su Aplicación al Mantenimiento Predictivo”**, Centro de Altos Estudios Gerenciales ISID, Segunda edición, Caracas, Venezuela (2001).

- [5] Pernia, Daniel, **“Introducción a la Medición de Vibración”**. Facultad de Ingeniería, Universidad de los Andes, Mérida, Venezuela, (2004).

- [6] Royo, J., Lambán, M. y Pérez, D., **“Simulador de Vibraciones para la Realización de Mantenimiento Predictivo”**, Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial, Universidad de Zaragoza, España, (2003).

- [7] García, Carmen., **“Principios, Causas y Diagnóstico de la Vibración en Maquinaria Rotativas”**, Puerto la Cruz (1997).

- [8] Salazar, Oscar, **“Mejoras en el Mantenimiento Predictivo por Análisis de Vibración en Equipos Rotativos de la Planta Catalítica de Alquilación”**, Trabajo de Grado, Departamento de Mecánica, UDO, Puerto la Cruz (2004).

- [9] SKF Reliability Systems, **“MicroVibe P CMVL 3850/ Portable Vibration Meter”**, Manual del Usuario, EEUU (2005).
- [10] SKF, **“Introducción al Reconocimiento de Problemas”**, Curso de vibraciones (2005).
- [11] Palomino, Evelio, **“La Medición y el Análisis de Vibraciones en el Diagnóstico de Máquinas Rotativas”**. Centro de Estudios de Innovación y Mantenimiento, Reparto Siboney, Playa Cuba (1997).
- [12] Torella Enrique, **“La Producción de Frío”**, Departamento de termodinámica aplicada, Universidad Politécnica de Valencia (2000).

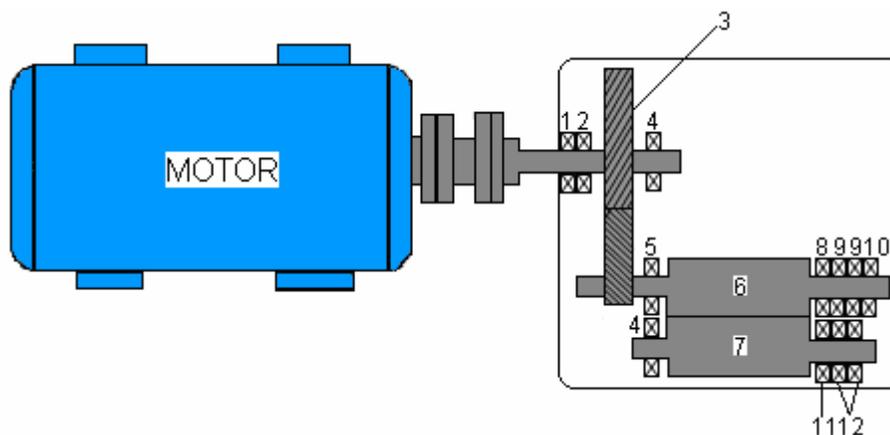
**APÉNDICE A. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS
EQUIPOS**



AVECAISA
 Departamento de mantenimiento
 Programa de mantenimiento Predictivo

Equipo: Compresor de amoniaco N° 1
 Marca: Frick
 Modelo: RXB- 50
 Área: Frigorífico
 Ubicación: Sala de compresores de amoniaco.
 Código interno: 0460
 Serial: S0090KFMNWHAA3

DIAGRAMA DEL EQUIPO



COMPRESOR DE TORNILLO

MOTOR ELÉCTRICO

Marca: Frick
 Modelo: XJS120S0489D
 Rpm: 5838 RPM
 Max. Presión: 300 Psig
 Refrigerante: NH₃
 Volumen/ Ratio: 22/ 50

Marca: Ram- Toshiba
 Modelo. B1252VL63UM
 Serial: AC52130-1
 Velocidad: 3540 RPM
 Pot.: 125 HP
 Volt: 230/ 460
 Amp: 294/ 147
 Frecuencia: 60Hz
 Rod. Lado Motriz: 6313C3
 Rod. Lado no Motriz: 6313C3

- | | |
|-------------------------------|--------------------------|
| 1. Rodamiento QJ306TVP | 7. Rotor Hembra |
| 2. Rodamiento NU306ECP | 8. Rodamiento NU306ECP |
| 3. Multiplicador de Velocidad | 9. Rodamientos 7306BECB |
| 4. Rodamiento NU306ECP | 10. Rodamiento QJ306TVP |
| 5. Rodamientos NU306ECP | 11. Rodamiento NU306ECP |
| 6. Rotor Macho | 12. Rodamientos 7306BECB |

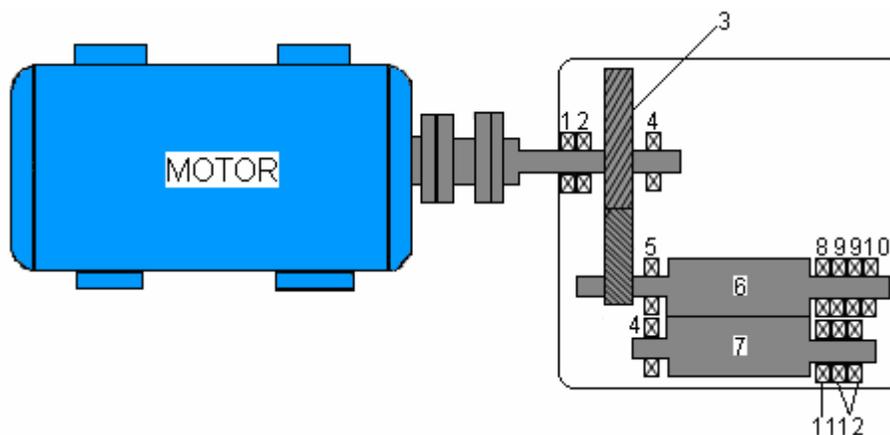
Accionamiento: Transmisión por engranajes
 N° de dientes del engranaje: 60
 N° de dientes del piñón: 37
 Unido mediante Acople flexible a el motor eléctrico
 Lubricante: Aceite Frick



AVECAISA
 Departamento de mantenimiento
 Programa de mantenimiento Predictivo

Equipo: Compresor de amoniaco N° 2
 Marca: Frick
 Modelo: RXB- 50
 Área: Frigorífico
 Ubicación: Sala de compresores de amoniaco.
 Código interno: 0461
 Serial: S0121LFMNWHAA3

DIAGRAMA DEL EQUIPO



COMPRESOR DE TORNILLO

MOTOR ELÉCTRICO

Marca: Frick	7. Rotor Hembra
Modelo: XJS120S0564D	8. Rodamiento NU306ECP
Rpm: 5838 RPM	9. Rodamientos 7306BECB
Max. Presión: 300 Psig	10. Rodamiento QJ306TVP
Refrigerante: NH ₃	11. Rodamiento NU306ECP
Volumen/ Ratio: 22/ 50	12. Rodamientos 7306BECB
1. Rodamiento QJ306TVP	
2. Rodamiento NU306ECP	
3. Multiplicador de Velocidad	
4. Rodamiento NU306ECP	
5. Rodamientos NU306ECP	
6. Rotor Macho	

Marca: Ram- Toshiba
Modelo. 631303
Serial: 122800501- NF- P2
Velocidad: 3540 RPM
Pot.: 125 HP
Volt: 230/ 460
Amp: 294/ 147
Frecuencia: 60Hz
Rod. Lado Motriz: 6313C3
Rod. Lado no Motriz: 6313C3

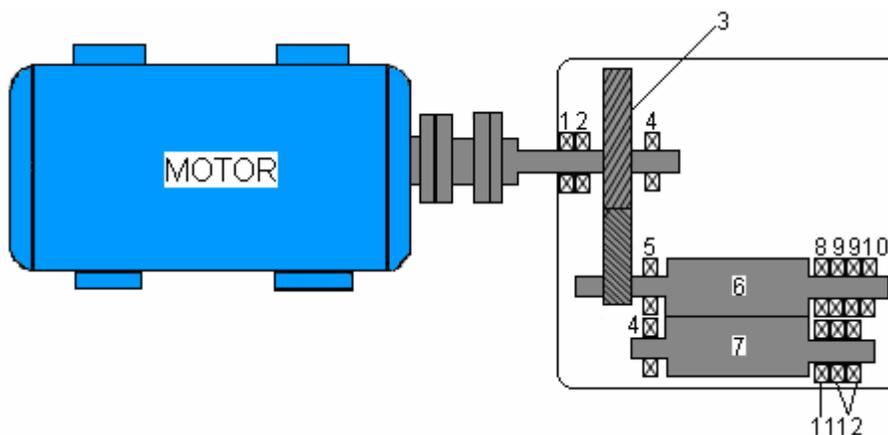
Accionamiento: Transmisión por engranajes
Nº de dientes del engranaje: 60
Nº de dientes del piñón: 37
Unido mediante Acople flexible a el motor eléctrico
Lubricante: Aceite Frick



AVECAISA
 Departamento de mantenimiento
 Programa de mantenimiento Predictivo

Equipo: Compresor de amoniaco N° 3
 Marca: Frick
 Modelo: RXB- 50
 Área: Frigorífico
 Ubicación: Sala de compresores de amoniaco.
 Código interno: 0462
 Serial: S0120LFMNWHA3

DIAGRAMA DEL EQUIPO



COMPRESOR DE TORNILLO

Marca: Frick
 Modelo: XJS120S0561D
 Rpm: 5838 RPM
 Max. Presión: 300 Psig
 Refrigerante: NH₃
 Volumen/ Ratio: 22/ 50

1. Rodamiento QJ306TVP
 2. Rodamiento NU306ECP
 3. Multiplicador de Velocidad
 4. Rodamiento NU306ECP
 5. Rodamientos NU306ECP
 6. Rotor Macho

7. Rotor Hembra
 8. Rodamiento NU306ECP
 9. Rodamientos 7306BECB
 10. Rodamiento QJ306TVP
 11. Rodamiento NU306ECP
 12. Rodamientos 7306BECB

Accionamiento: Transmisión por engranajes
 N° de dientes del engranaje: 60
 N° de dientes del piñón: 37
 Unido mediante Acople flexible a el motor eléctrico
 Lubricante: Aceite Frick

MOTOR ELÉCTRICO

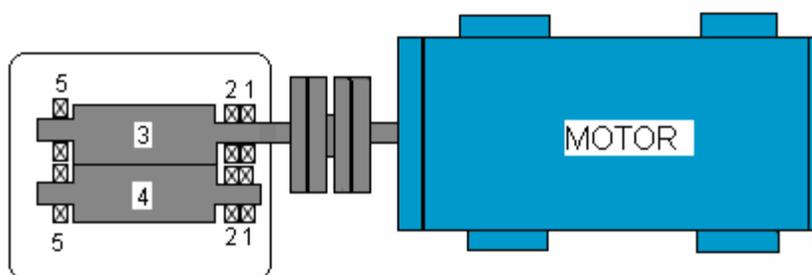
Marca: Ram- Toshiba
 Modelo. 631303
 Serial: 122800501- NF- P1
 Velocidad: 3540 RPM
 Pot.: 125 HP
 Volt: 230/ 460
 Amp: 294/ 147
 Frecuencia: 60Hz
 Rod. Lado Motriz: 6313C3
 Rod. Lado no Motriz: 6313C3



AVECAISA
 Departamento de mantenimiento
 Programa de mantenimiento Predictivo

Equipo: Compresor de amoníaco N° 4
 Marca: Frick
 Modelo: RWB- 100
 Área: Frigorífico
 Ubicación: Sala de compresores de amoníaco.
 Código interno: 0463
 Serial: S0494LFMPWAA3

DIAGRAMA DEL EQUIPO



COMPRESOR DE TORNILLO

Marca: Frick
Modelo: TDSH193S1689C
Rpm: 3555 RPM
Max. Presión: 300 Psig
Refrigerante: NH ₃
Volumen/ Ratio: 21/ 50
1. Rodamientos QJ208MA
2. Rodamientos NU208ECP
3. Rotor Macho
4. Rotor Hembra
5. Rodamientos NU208ECP
Accionamiento: Transmisión por engranajes
Nº de dientes del engranaje: 60
Nº de dientes del piñón: 37
Unido mediante Acople flexible a el motor eléctrico
Lubricante: Aceite Frick

MOTOR ELÉCTRICO

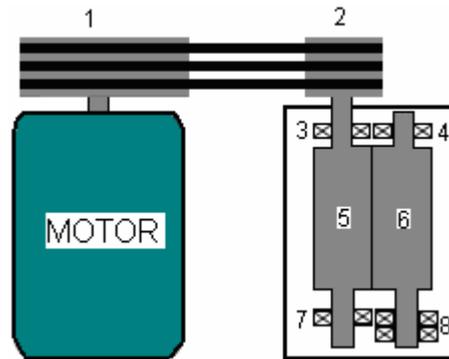
Marca: Toshiba
Modelo: B2003FK63BM
Serial: 90303255
Velocidad: 3555 RPM
Pot.: 200 HP
Volt: 460
Amp: 225
Frecuencia: 60Hz
Rod. Lado Motriz: 6313- C3
Rod. Lado no Motriz: 6313- C3



AVECAISA
 Departamento de mantenimiento
 Programa de mantenimiento Predictivo

Equipo: Compresor de aire N° 1
 Marca: Quincy
 Modelo: QMBFACA34A (QMB-25)
 Área: Servicios
 Ubicación: Sala de aire comprimido
 Código interno: 0531
 Serial: 81414
 N° de parte: 127462

DIAGRAMA DEL EQUIPO



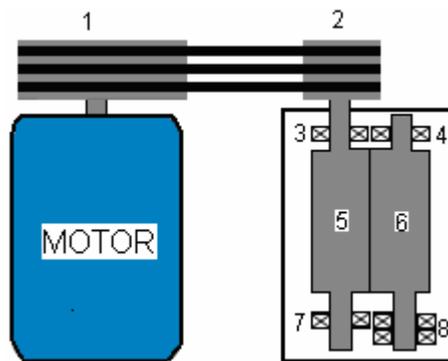
COMPRESOR DE TORNILLO	MOTOR ELÉCTRICO
Marca: Quincy	Marca: Súper E
Modelo: QMB-25	Modelo. 127466N021
Rpm: 7090 RPM	Serial: 0980925
Max. Presión: 125 Psig	Velocidad: 3530 RPM
Fluido de trabajo: aire	Pot.: 25 HP
1. Polea conductora	Volt: 230/ 460
2. Polea Conducida	Amp: 62/ 31
3. Rodamiento RNA 6902	Frecuencia: 60Hz
4. Rodamiento HK 2030	Rodamiento. Lado Motriz: 6208C3
5. Rotor Macho	Rodamiento. Lado no Motriz: 6309C3
6. Rotor Hembra	
7. Rodamiento M84249	
8. Rodamientos LM12749	
Accionamiento: Transmisión por correas y poleas	
Diámetro de polea conductora: 26 cm.	
Diámetro de polea conducida: 12,95 cm	
Lubricante: aceite Quincy	



AVECAISA
 Departamento de mantenimiento
 Programa de mantenimiento Predictivo

Equipo: Compresor de aire N° 2
 Marca: Quincy
 Modelo: QMB- 15
 Área: Servicios
 Ubicación: Sala de aire comprimido
 Código interno: -----
 Serial: MN068614
 N° de parte:144046/ QMB 1500 100

DIAGRAMA DEL EQUIPO



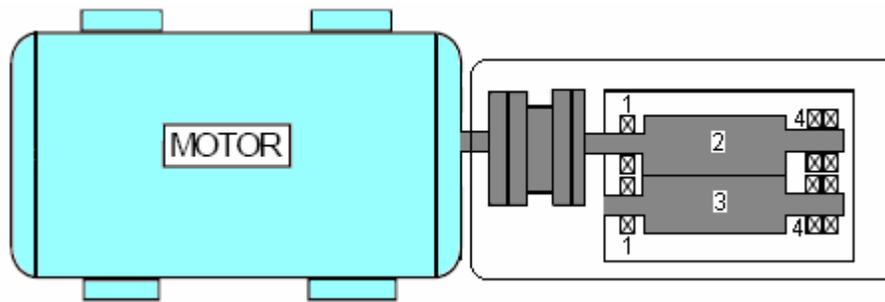
COMPRESOR DE TORNILLO	MOTOR ELÉCTRICO
Marca: Quincy	Marca: Baldor Súper E Motor
Modelo: QMB-15	Modelo: -----
Rpm: 6545 RPM	Serial: 37B006T170G3
Max. Presión: 125 Psig	Velocidad: 3600 RPM
Fluido de trabajo: aire	Pot.: 15 HP
1. Polea conductora	Volt: 145
2. Polea Conducida	Amp: 21,5
3. Rodamiento de aguja RNA 6901	Frecuencia: 60Hz
4. Rodamiento de aguja HK 1622	Rodamiento. Lado Motriz: 6307 2Z
5. Rotor Macho	Rodamiento. Lado no Motriz: 6206 2Z
6. Rotor Hembra	
7. Rodamiento 11590/ 11520/ Q	
8. Rodamientos 11590/ 11520/ Q	
Accionamiento: Transmisión por correas y poleas	
Diámetro de polea conductora: 20 cm	
Diámetro de polea conducida: 11 cm	
Lubricante: aceite Quincy	



AVECAISA
 Departamento de mantenimiento
 Programa de mantenimiento Predictivo

Equipo: Compresor de aire N° 3
 Marca: Quincy
 Modelo: QMA75ATA31G
 Área: Servicios
 Ubicación: Sala de aire comprimido
 Código interno: 0527
 Serial: 73909

DIAGRAMA DEL EQUIPO



COMPRESOR DE TORNILLO

Marca: Quincy
 Modelo: QMA-75
 Rpm: 1775 RPM
 Max. Presión: 125 Psig
 Fluido de trabajo: aire
 1. Rodamientos NU205ECP
 2. Rotor Macho
 3. Rotor Hembra
 4. Rodamientos 32205BJ2/ Q
 Accionamiento: Transmisión directa desde el motor.
 Acople flexible trampa tipo T-2
 Lubricante: aceite Quincy
 Nota: El compresor se encuentra dentro del reservorio de aceite de la unidad.

MOTOR ELÉCTRICO

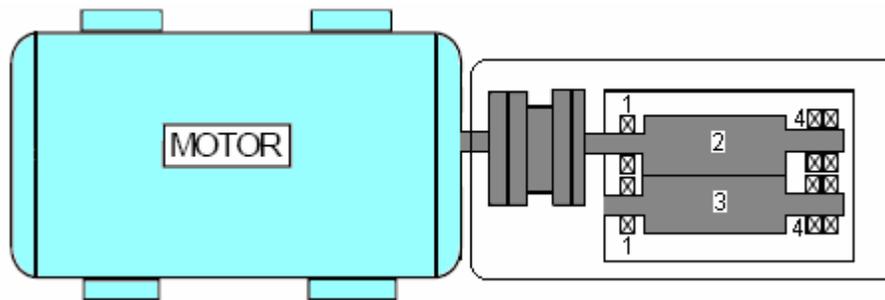
Marca: General Electric
 Modelo: 5K326JL2479
 Serial: 066074209
 Velocidad: 1775 Rpm
 Pot.: 75 HP
 Volt: 230 / 460
 Amp: 177,4 / 88,7
 Frecuencia: 60Hz
 Rodamiento. Lado Motriz: 6311-2Z
 Rodamiento. Lado no Motriz: 6312 2ZRC3



AVECAISA
 Departamento de mantenimiento
 Programa de mantenimiento Predictivo

Equipo: Compresor de aire N° 4
 Marca: Quincy
 Modelo: QMALACA31D
 Área: Servicios
 Ubicación: Sala de aire comprimido
 Código interno: 0525
 Serial: 72181

DIAGRAMA DEL EQUIPO



COMPRESOR DE TORNILLO

Marca: Quincy
 Modelo: QMA-75
 Rpm: 1775 RPM
 Max. Presión: 125 Psig
 Fluido de trabajo: aire
 1. Rodamientos NU205ECP
 2. Rotor Hembra
 3. Rotor Macho
 4. Rodamientos 32205BJ2/ Q
 Accionamiento: Transmisión directa desde el motor.
 Acople flexible trampa tipo T-2
 Lubricante: aceite Quincy
 Nota: El compresor se encuentra dentro del reservorio de aceite de la unidad.

MOTOR ELÉCTRICO

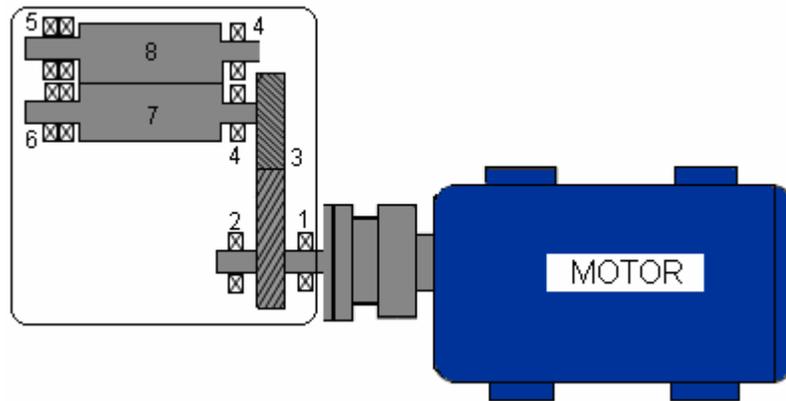
Marca: General Electric
 Modelo: 5K326JL2479
 Serial: 066074209
 Velocidad: 1775 Rpm
 Pot.: 75 HP
 Volt: 230 / 460
 Amp: 177,4 / 88,7
 Frecuencia: 60Hz
 Rodamiento. Lado Motriz: 6311-2Z
 Rodamiento. Lado no Motriz: 6312 2ZRC3



AVECAISA
 Departamento de mantenimiento
 Programa de mantenimiento Predictivo

Equipo: Compresor de aire N° 6
 Marca: Quincy
 Modelo: QSF-100
 Área: Servicios
 Ubicación: Sala de aire comprimido
 Código interno: 0525
 Serial: UN097472
 N° de parte: P/N QSF-10000072
 N° de activo: Año de fabricación 20-07-2007

DIAGRAMA DEL EQUIPO



COMPRESOR DE TORNILLO

Marca: Quincy
Modelo: QSF-100
Rpm: 3560 RPM
Max. Presión: 125 Psig
Fluido de trabajo: aire
1. Rodamiento NU306ECP
2. Rodamiento NU306ECP
3. Multiplicador de Velocidad
4. Rodamientos NU306ECP
5. Rodamientos 32306J2/Q
6. Rodamientos 32306J2/Q
7. Rotor Macho
8. Rotor Hembra
Accionamiento: Transmisión por engranajes
N° de dientes del engranaje: 102
N° de dientes del piñón: 51
Unido mediante Acople flexible a el motor eléctrico
Lubricante: Aceite Quincy

MOTOR ELÉCTRICO

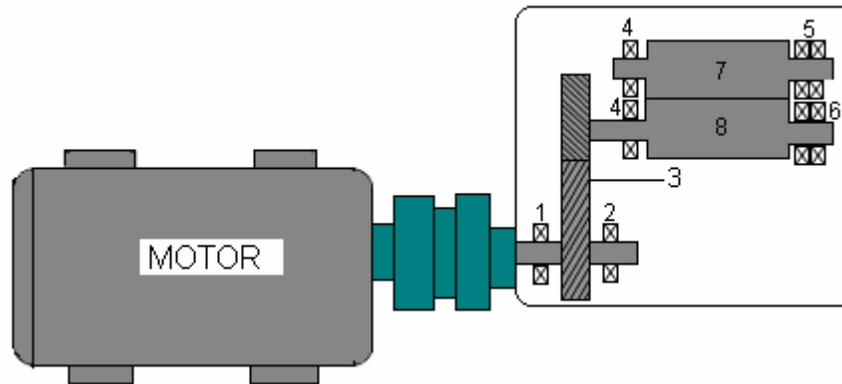
Marca: Baldor
Modelo: 129712T010
Serial: C0609280135
Velocidad: 1780 Rpm
Pot.: 100 HP
Volt: 230 / 460
Amp: 218 / 109
Frecuencia: 60Hz
Rodamiento. Lado Motriz: 6316 ó 6313
Rodamiento. Lado no Motriz: 6316 ó 6313



AVECAISA
 Departamento de mantenimiento
 Programa de mantenimiento Predictivo

Equipo: Compresor de aire N° 7
 Marca: Atlas Copco
 Modelo: GA-75
 Área: Servicios
 Ubicación: Sala de aire comprimido
 Código interno: -----
 Serial: -----
 Año: 1992

DIAGRAMA DEL EQUIPO



COMPRESOR DE TORNILLO

Marca: Atlas Copco
Modelo: GA- 75
Rpm: 3900 RPM
Max. Presión: 125 Psig
Fluido de trabajo: aire
1. Rodamiento NU206ECP
2. Rodamiento NU206ECP
3. Multiplicador de Velocidad
4. Rodamientos NU206ECP
5. Rodamientos 32206J2/Q
6. Rodamientos 32206J2/Q
7. Rotor Hembra
8. Rotor Macho
Accionamiento: Transmisión por engranajes
Nº de dientes del engranaje: 39
Nº de dientes del piñón: 36
Unido mediante Acople flexible a el motor eléctrico
Lubricante: Aceite Quincy

MOTOR ELÉCTRICO

Marca: General Electric
Modelo:-----
Serial: -----
Velocidad: 3600 Rpm
Pot.: 100 HP
Volt: 230 / 460
Amp: 218 / 109
Frecuencia: 60Hz
Rodamiento. Lado Motriz: 6313
Rodamiento. Lado no Motriz: 6313

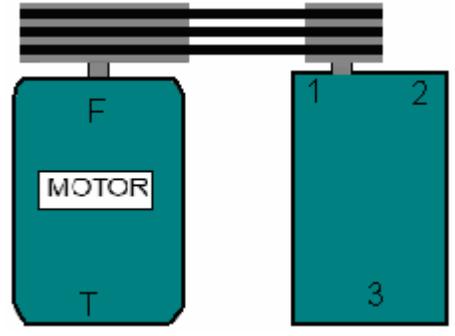
**APÉNDICE B. ESQUEMAS DE LOS PUNTOS DE MEDICIÓN DE
LA VIBRACIÓN DE LOS DIFERENTES EQUIPOS EN ESTUDIO**

Tabla B.1 Esquema de los puntos de medición de la vibración en el Compresor de Amoniaco Frick RWB- II

The diagram shows a blue compressor on the left and a blue motor on the right, connected by a shaft. The compressor has four measurement points labeled 1, 2, 3, and 4. The motor has two measurement points labeled F (Frontal) and T (Trasero). The motor is labeled 'MOTOR'.

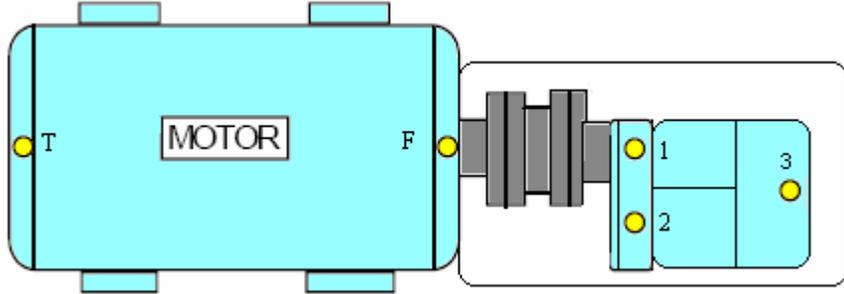
Puntos de Medición	
Compresor	Motor Eléctrico
Punto N° 1: Vertical (1V) Horizontal: (1H) Axial: (1A)	Punto Frontal (F): Vertical (FV) Horizontal: (FH) Axial: (FA)
Punto N° 2: Vertical (2V) Horizontal: (2H) Axial: (2A)	Punto Trasero (T): Vertical (TV) Horizontal: (TH) Axial: (TA)
Punto N° 3: Vertical (3V) Horizontal: (3H) Axial: (3A)	
Punto N° 4 : Vertical (4V) Horizontal: (4H) Axial: (4A)	

Tabla B.2 Esquema de los puntos de medición de la vibración en los Compresores de Aire Quincy QMB -25 y Quincy QMB -15



Puntos de Medición	
Compresor	Motor Eléctrico
Punto N° 1: Vertical (1V) Horizontal: (1H) Axial: (1A)	Punto Frontal (F): Vertical (FV) Horizontal: (FH) Axial: (FA)
Punto N° 2: Vertical (2V) Horizontal: (2H) Axial: (2A)	Punto Trasero (T): Vertical (TV) Horizontal: (TH) Axial: (TA)
Punto N° 3: Vertical (3V) Horizontal: (3H) Axial: (3A)	

Tabla B.3 Esquema de los puntos de medición de la vibración en los Compresores de Aire Quincy QMA -75

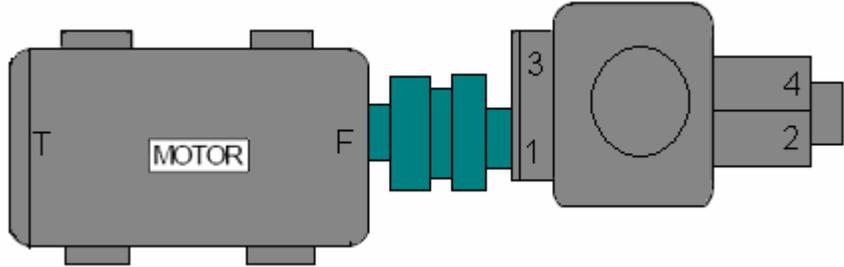


Puntos de Medición	
Compresor	Motor Eléctrico
Punto N° 1: Vertical (1V) Horizontal: (1H) Axial: (1A)	Punto Frontal (F): Vertical (FV) Horizontal: (FH)
Punto N° 2: Vertical (2V) Horizontal: (2H) Axial: (2A)	Axial: (FA)
Punto N° 3: Vertical (3V) Horizontal: (3H) Axial: (3A)	Punto Trasero (T): Vertical (TV) Horizontal: (TH) Axial: (TA)

Tabla B.4 Esquema de los puntos de medición de la vibración en el Compresor Quincy QSF-100

Puntos de Medición	
Compresor	Motor Eléctrico
Punto N° 1: Vertical (1V) Horizontal: (1H) Axial: (1A)	Punto Frontal (F): Vertical (FV) Horizontal: (FH) Axial: (FA)
Punto N° 2: Vertical (2V) Horizontal: (2H) Axial: (2A)	
Punto N° 3: Vertical (3V) Horizontal: (3H) Axial: (3A)	
	Punto Trasero (T): Vertical (TV) Horizontal: (TH) Axial: (TA)

Tabla B.5 Esquema de los puntos de medición de la vibración en el Compresor Atlas Copco GA-75

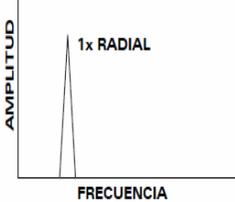
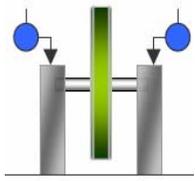
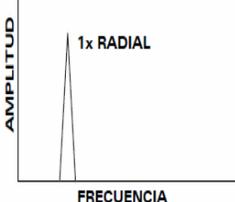
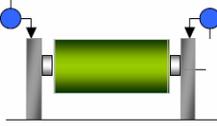
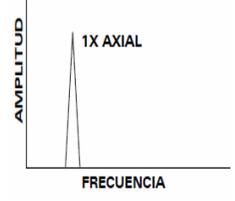
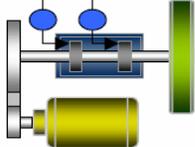
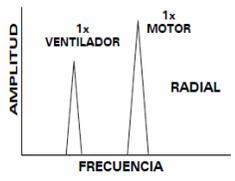
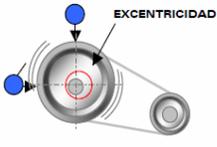


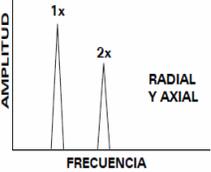
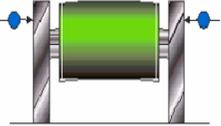
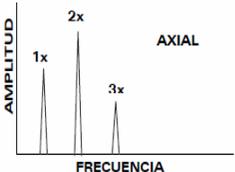
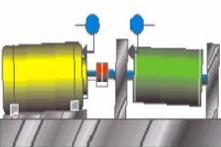
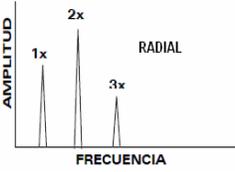
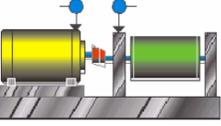
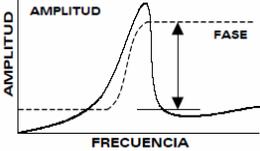
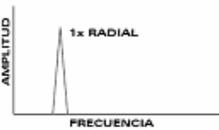
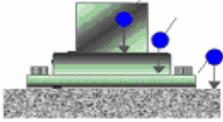
The diagram shows a side view of the Atlas Copco GA-75 compressor and electric motor assembly. The compressor is on the left, labeled 'MOTOR' and 'T'. The electric motor is on the right, labeled 'F'. There are four measurement points marked: 1, 2, 3, and 4. Point 1 is at the front of the motor, point 2 is at the back of the motor, point 3 is at the front of the compressor, and point 4 is at the back of the compressor.

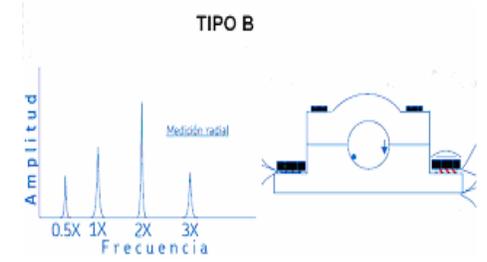
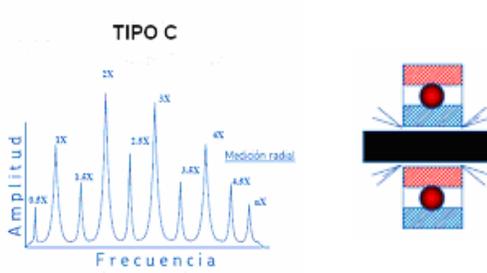
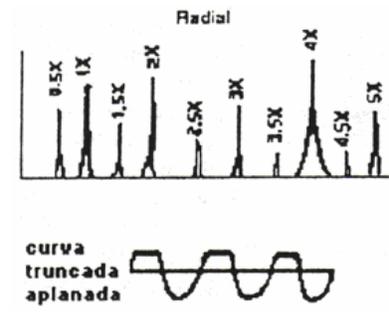
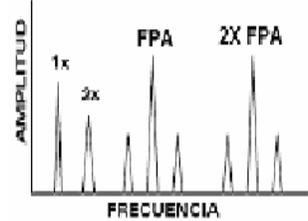
Puntos de Medición	
Compresor	Motor Eléctrico
Punto N° 1: Vertical (1V) Horizontal: (1H) Axial: (1A)	Punto Frontal (F): Vertical (FV) Horizontal: (FH) Axial: (FA)
Punto N° 2: Vertical (2V) Horizontal: (2H) Axial: (2A)	Punto Trasero (T): Vertical (TV) Horizontal: (TH) Axial: (TA)
Punto N° 3: Vertical (3V) Horizontal: (3H) Axial: (3A)	

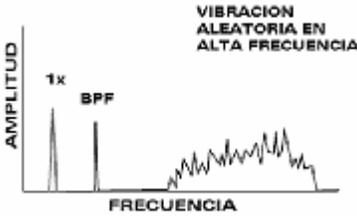
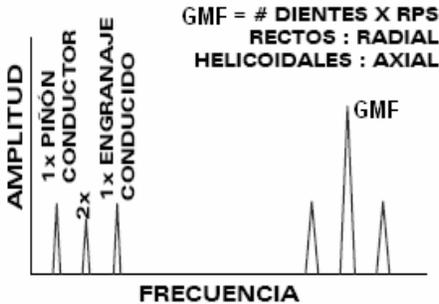
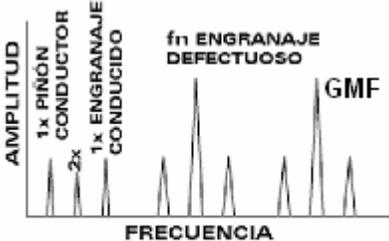
APÉNDICE C. TABLAS DE DIAGNÓSTICOS

Tabla C.1 Tabla de diagnostico de problemas de vibración

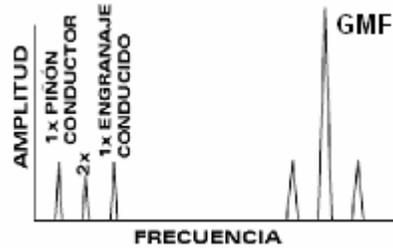
CAUSA	ESPECTRO TÍPICO	FASE	DESCRIPCIÓN
DESBALANCE ESTÁTICO			<p>El desbalance estático de fuerza estará en fase y será estable. La amplitud provocada por el desequilibrio aumentará al cuadrado de la velocidad y normalmente domina el espectro.</p>
DESBALANCE DE PAR			<p>El desequilibrio de par tiende a estar 180° fuera de fase en el mismo eje. 1X siempre está presente y normalmente domina el espectro. Puede causar una alta vibración axial y radial.</p>
DESBALANCE DEL ROTOR EN VOLADIZO			<p>El desbalance del rotor en voladizo origina una RPM alta de 1X tanto en dirección axial como radial. Las lecturas axiales tienden a estar en fase, mientras que las lecturas de fase radiales pueden ser inestables.</p>
ROTOR EXCENTRICO			<p>La excentricidad se produce cuando el centro de rotación se desfasa del eje longitudinal geométrico de una polea, un engranaje, un cojinete, una armadura de motor, etc. La vibración mas alta ocurre a 1X RPM del componente excéntrico a través del centro de los rotores</p>

<p>EJE DOBLADO</p>			<p>Los ejes doblados causan una alta vibración axial con diferencias de fase axiales que tienden a los 180° en un mínimo componente de la maquina. Normalmente la vibración dominante es 1X</p>
<p>DESALINEACION ANGULAR</p>			<p>La desalineación angular se caracteriza por una vibración alta, 180° fuera de fase en el acoplamiento. Comúnmente se tendrá una vibración axial alta a 1X y 2X RPM.</p>
<p>DESALINEACION PARALELA</p>			<p>La desalineación paralela presenta síntomas similares a los de la desalineación angular, pero registra una vibración radial alta que se aproxima a 180° fuera de fase en el acoplamiento. A menudo 2X es mayor que 1X.</p>
<p>RESONANCIA</p>	<p style="text-align: center;">DIAGRAMA DE BODE</p> 	<p>La resonancia ocurre cuando la frecuencia de excitación coincide con la natural del sistema lo que producirá una gran amplificación de la amplitud.</p>	
<p>HOLGURA MECÁNICA</p>	<p style="text-align: center;">TIPO A</p>  	<p>Los espectros del tipo A, B, C, indican la presencia de holgura mecánica. El espectro del tipo A se produce cuando hay holgura o debilidad en los pies de la placa base o los cimientos de la máquina, cuando hay juntas deterioradas, pernos de sujeción sueltos en la base y cuando se produce una</p>	

	<p style="text-align: center;">TIPO B</p>  <p style="text-align: center;">TIPO C</p> 	<p>deformación en el armazón de la estructura. El espectro tipo B, se produce cuando hay no un ajuste adecuado entre los componentes lo que producirá muchas armónicas debido a la respuesta no lineal de las partes sueltas y a las fuerzas dinámicas que proceden del motor. El espectro tipo C, se produce cuando el revestimiento del cojinete se suelta en su sombrerete, cuando existe una separación excesiva en los manguitos o rodillos del cojinete; o bien, cuando el rotor se suelta de su eje.</p>
<p style="text-align: center;">ROCE DEL ROTOR</p>	<p style="text-align: center;">Radial</p> 	<p>Serie de frecuencias excitando una o más resonancias. También excita subarmónicos de fracciones enteras de la velocidad nominal ($1/2X, \dots, 1/n X$). Puede ser muy serio y de poca duración si es causado por el eje en contacto con el metal antifricción del rodamiento, y menos serio cuando el eje esta rozando un sello o un acople está presionado contra el eje.</p>
<p style="text-align: center;">PASADA DE ASPAS Y PASADA DE PALETAS</p>		<p>$BPF = (N^\circ \text{ de álabes del impulsor}) \times (\text{RPM rotor})$ Frecuencia a la cual, cada aspa pasa por un punto de la carcasa. Producida por Obstrucciones, cambios abruptos de direcciones o desgastes de juntas.</p>

<p>TURBULENCIA DE FLUJO</p>		<p>Se produce entre 0,3 y 30Hz siempre por debajo de la velocidad nominal. Se crea por las variaciones de velocidad o presión del aire pasando a través de un ventilador o red de ventilación.</p>
<p>CAVITACIÓN</p>		<p>Es la entrada de aire o vaporización de un fluido dentro de la bomba. Altas frecuencias del orden de 2000 Hz.</p>
<p>ENGRANAJES NORMAL</p>		<p>En el espectro normal aparece 1X y 2X RPM, junto con la frecuencia de acoplamiento de engranajes (GMF). Generalmente alrededor de la GMF habrá bandas laterales de la velocidad de giro. Todos los picos son de baja amplitud y no se producirán frecuencias naturales de engranajes.</p>
<p>DESGASTES DE DIENTES</p>		<p>El indicador del desgaste de los dientes es la producción de frecuencia naturales del engranaje, rodeada por bandas laterales separadas según la velocidad de giro del engranaje defectuoso.</p>

**CARGAS EN LOS
DIENTES**



A menudo la frecuencia de acoplamiento de engranajes es muy sensible a la carga. Las amplitudes de la GMF altas no siempre indican un problema, especialmente si la frecuencia de banda lateral permanecen bajas y no aparecen las frecuencias naturales del engranaje.

BELT DRIVE PROBLEMS

A. WORN, LOOSE OR MISMATCHED BELTS

Belt frequencies are below the RPM of either the motor or the driven machine. When they are worn, loose or mismatched, they normally cause 3 to 4 multiples of belt frequency. Often 2X belt frequency is the dominant peak. Amplitudes are normally unsteady, sometimes pulsing with either driver or driven RPM. On timing belt drives, wear or pulley misalignment is indicated by high amplitudes at the Timing Belt Frequency.

Misalignment of sheaves produces high vibration at 1X RPM predominantly in the axial direction. The ratio of amplitudes of driver to driven RPM depends on where the data is taken as well as on relative mass and frame stiffness. Often with sheave misalignment, the highest axial vibration on the motor will be at fan RPM.

B. BELT / SHEAVE MISALIGNMENT



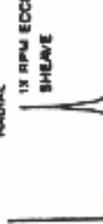
AXIAL
1X DRIVER OR DRIVEN



C. ECCENTRIC SHEAVES



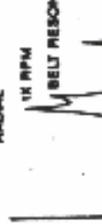
RADIAL
1X RPM ECCENTRIC SHEAVE



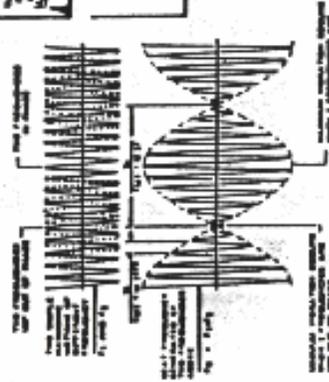
D. BELT RESONANCE



RADIAL
1X RPM
BELT RESONANCE



BEAT VIBRATION



Belt Resonance can cause high amplitudes if the belt natural frequency should happen to approach or coincide with either the motor or driven RPM. Belt natural frequency can be altered by changing either the belt tension or length. Can be detected by loosening and then releasing belt while measuring response on sheaves or bearings.

A Beat Frequency is the result of two closely spaced frequencies going into and out of synchronization with one another. The wideband spectrum normally will show one peak pulsating up and down. When you zoom in on this peak (lower spectrum), it actually shows two closely spaced peaks. The difference in these two peaks (F2-F1) is the beat frequency which itself appears in the wideband spectrum. The beat frequency is not commonly seen in normal frequency range measurements since it is a very low frequency, usually ranging from only approximately 5 to 100 CPM. Maximum vibration will result when the time waveform of one frequency (F1) comes into phase with other frequency (F2). Minimum vibration occurs when waveforms of these two frequencies line up 180° out of phase.

Tabla C.2. Especificaciones recomendadas por James Berry , de niveles de alarma de bandas espectrales para varios tipos de equipos (Bandas en unidades de velocidad de pico para las mediciones en las carcasas de los equipos no aislados y con velocidades de operación mayores a 500RPM

Caso A. Maquinas en general con rodamientos sin álabes o aspas. Fijar $F_{m\acute{a}x} = 50Xrpm$ (si la velocidad de giro < 1500 RPM ver notas de caso A)						
DESCRIPCIÓN	BANDA 1	BANDA 2	BANDA 3	BANDA 4	BANDA 5	BANDA 6
Frec. Mínima de la banda	0,5% F_{max}	1,2 XRPM	2,2XRPM	3,2X RPM	12,2X RPM	50% F_{max}
Frec. Máxima de la banda	1,2 X RPM	2,2 XRPM	3,2XRPM	12,2XRPM	50% F_{max}	100% F_{max}
Alarma de la banda	90% de alarma VG	50% de alarma VG	40% de alarmaVG	30% de alarma VG	25% de alarma VG	20% de alarma VG
Rangos de frecuencia que se cubre con la banda	Frec. Sub-armónica	1,5-2,0X RPM	2,5-3,0X RPM	Frecuencias fundamentales de fallas de rodamientos	Bajos armónicos de las Frecuencias rodamientos	Altos armónicos de las Frecuencias rodamientos y su Frec. natural
<p>NOTA: Para obtener los valores de alarma de valor global (VG) refiérase a la tabla II, criterios para los rangos...</p> <p>NOTA: F_{max}. = Frecuencia Máxima del espectro</p> <p>NOTA: Si la velocidad de giro se encuentra entre 500- 899 RPM fije la $F_{m\acute{a}x} = 60X$ RPM para detectar posibles frecuencias naturales de los rodamientos.</p>						

Caso C. Cajas de engranajes, puntos de altas frecuencias con N de dientes conocidos. Fijar $F_{m\acute{a}x} = 2,75X$ Frec. engrane ver notas de caso C						
DESCRIPCIÓN	BANDA 1	BANDA 2	BANDA 3	BANDA 4	BANDA 5	BANDA 6
Frec. Mínima de la banda	1 % F_{max}	0,1 X GMF	0,25XGMF	0,75 X GMF	1,25 X GMF	1,75 X GMF
Frec. Máxima de la banda	0,1 X GMF	0,25XGMF	0,75XGMF	1,25 X GMF	1,75 X GMF	100% F_{max}
Alarma de la banda	90% de alarma VG	40% de alarma VG	30% de alarmaVG	70% de alarma VG	30% de alarma VG	50% de alarma VG
Rangos de frecuencia que se cubre con la banda	Bajos armónicos	Altos armónicos	0,5 x GMF y sus bandas laterales	GMF y sus bandas laterales	1,5 x GMF y sus bandas laterales	2- 2,5 x GMF y sus bandas laterales
<p>NOTA: En cajas de engranes, será necesario especificar si existen puntos con rangos de alta frecuencia en adición a los puntos de rango de frec. Normal como los descritos en el caso A y B. Coloque el sensor lo más cercano a los engranes de cada flecha que se deba chequear. Es importante recordar que se puede excitar la frec. Natural del acelerómetro, por lo que se recomienda utilizar el disco magnético o colocar pastillas de conexión rápida para evitar estos problemas</p> <p>NOTA: GMF = Frecuencia de engranaje= N° de dientes del engrane en cuestión multiplicado por su frecuencia de giro</p>						

Tabla C.3. Carta de severidad de la vibración en unidades de velocidad para maquinas rotativas en general

IRD[®] IRD MECHANALYSIS INTERNATIONAL

GENERAL MACHINERY VIBRATION SEVERITY CHART
 TRILLINGSGESTRENGHEIDSKAART VOOR ALGEMENE MACHINES.
 TABLEAU DE SÉVÉRITÉ VIBRATOIRE POUR LES MACHINES EN GÉNÉRAL.
 TABELLE DES SCHWINGSTÄRKE FÜR ALLGEMEINE MASCHINEN.

VIBRATION FREQUENCY - CPM
 TRILLINGSFREKWENTIE - CPM
 FRÉQUENCES DE VIBRATION - CPM
 FREQUENZ - SCHWINGUNGEN PRO MINUTE.

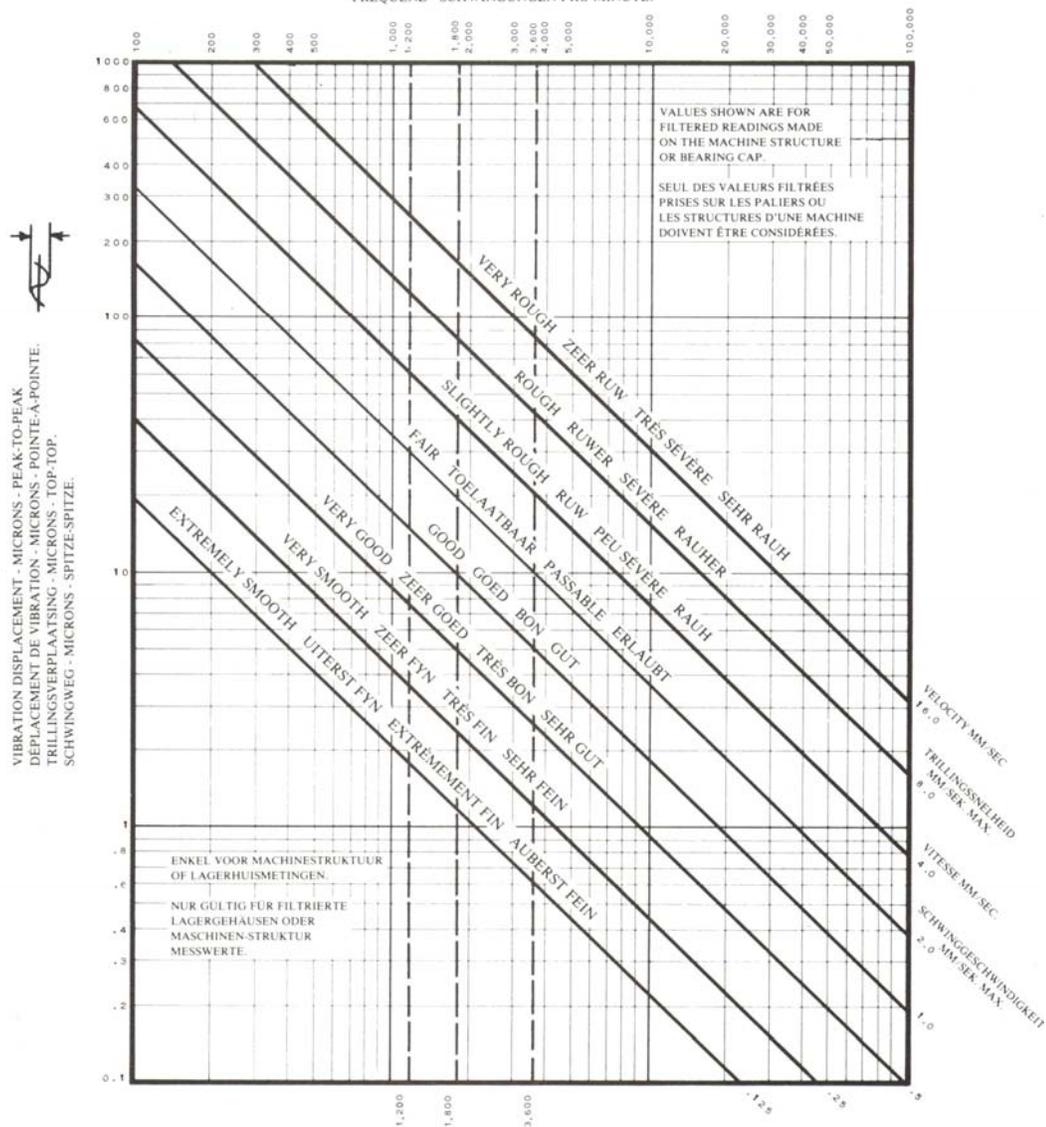
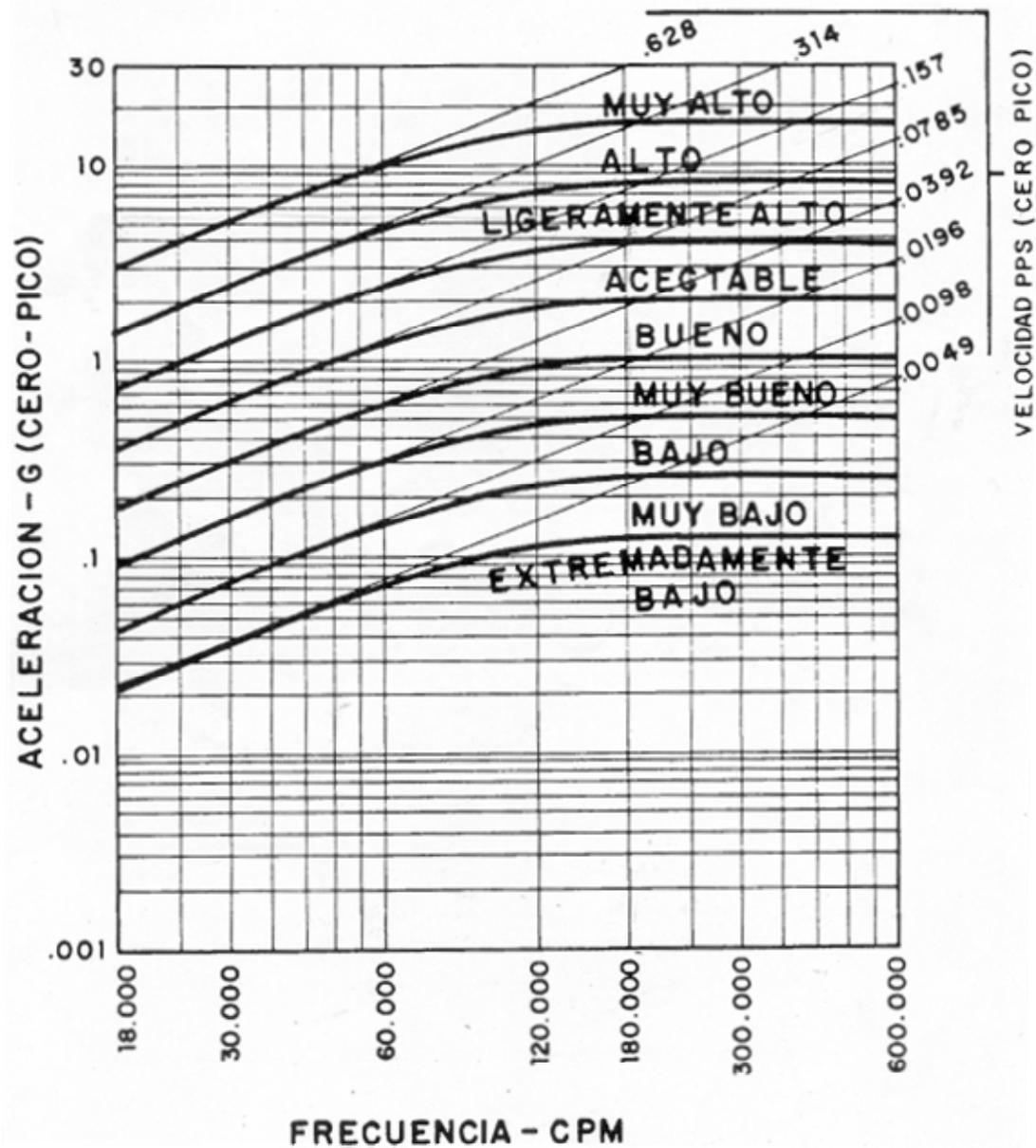


Tabla C.4. Carta de severidad de la vibración en unidades de aceleración para maquinas rotativas en general



APÉNDICE D. BANDAS DE FRECUENCIAS ESPECTRALES

- **Compresores de amoníaco Frick RXB- 50**

Tabla D.1 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto T, F, 1a	Punto 1b, 4	Punto 2,3
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	15	24	16
	Frecuencia máxima (Hz)	72	117	78
	Alarma de Banda (mm/s)	8,5	8,5	8,5
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	72	117	78
	Frecuencia máxima (Hz)	132	214	13
	Alarma de Banda (mm/s)	4,75	4,75	4,75
Banda 3	Frecuencia mínima (Hz)	132	214	13
	Frecuencia máxima (Hz)	192	314	28
	Alarma de Banda (mm/s)	3,8	3,8	3,8
Banda 4	Frecuencia mínima (Hz)	192	314	20
	Frecuencia máxima (Hz)	732	1187	791
	Alarma de Banda (mm/s)	2,85	2,85	2,85
Banda 5	Frecuencia mínima (Hz)	732	1187	791
	Frecuencia máxima (Hz)	1500	2433	1622
	Alarma de Banda (mm/s)	2,375	2,375	2,375
Banda 6	Frecuencia mínima (Hz)	1500	2433	1622
	Frecuencia máxima (Hz)	3000	4865	3243
	Alarma de Banda (mm/s)	1,9	1,9	1,9

Tabla D.2 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto 1,2,3,4
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	272
	Frecuencia máxima (Hz)	506
	Alarma de Banda (mm/s)	6,65
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	506
	Frecuencia máxima (Hz)	856
	Alarma de Banda (mm/s)	6,65

Tabla D.3 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas en engranajes

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto 1a
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	99
	Frecuencia máxima (Hz)	360
	Alarma de Banda (G)	4,95
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	360
	Frecuencia máxima (Hz)	900
	Alarma de Banda (G)	2,2
Banda 3	Frecuencia mínima (Hz)	900
	Frecuencia máxima (Hz)	2700
	Alarma de Banda (G)	1,65
Banda 4	Frecuencia mínima (Hz)	2700
	Frecuencia máxima (Hz)	4500
	Alarma de Banda (G)	3,85
Banda 5	Frecuencia mínima (Hz)	4500
	Frecuencia máxima (Hz)	6300
	Alarma de Banda (G)	1,65
Banda 6	Frecuencia mínima (Hz)	6300
	Frecuencia máxima (Hz)	9900
	Alarma de Banda (G)	2,75

- **Compresor de amoníaco Frick RWB- 100**

Tabla D.4 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto T, F, 2,3	Punto 1, 4
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	15	10
	Frecuencia máxima (Hz)	71	47
	Alarma de Banda (mm/s)	9	9
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	71	47
	Frecuencia máxima (Hz)	130	87
	Alarma de Banda (mm/s)	5	5
Banda 3	Frecuencia mínima (Hz)	130	87
	Frecuencia máxima (Hz)	190	126
	Alarma de Banda (mm/s)	4	4
Banda 4	Frecuencia mínima (Hz)	190	126
	Frecuencia máxima (Hz)	723	482
	Alarma de Banda (mm/s)	3	3
Banda 5	Frecuencia mínima (Hz)	723	482
	Frecuencia máxima (Hz)	1481	988
	Alarma de Banda (mm/s)	2,5	2,5
Banda 6	Frecuencia mínima (Hz)	1481	988
	Frecuencia máxima (Hz)	2963	1975
	Alarma de Banda (mm/s)	2	2

Tabla D.5 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto 1,2,3,4
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	166
	Frecuencia máxima (Hz)	308
	Alarma de Banda (mm/s)	7
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	308
	Frecuencia máxima (Hz)	521
	Alarma de Banda (mm/s)	7

- **Compresor de Aire Quincy QMB- 25**

Tabla D.6 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto T, F	Punto 1, 3	Punto 2,3
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	15	30	20
	Frecuencia máxima (Hz)	71	142	95
	Alarma de Banda (mm/s)	4,95	4,95	4,95
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	71	142	95
	Frecuencia máxima (Hz)	129	260	173
	Alarma de Banda (mm/s)	2,75	2,75	2,75
Banda 3	Frecuencia mínima (Hz)	129	260	173
	Frecuencia máxima (Hz)	188	414	252
	Alarma de Banda (mm/s)	2,2	2,2	2,2
Banda 4	Frecuencia mínima (Hz)	188	414	252
	Frecuencia máxima (Hz)	718	1442	961
	Alarma de Banda (mm/s)	1,65	1,65	1,65
Banda 5	Frecuencia mínima (Hz)	718	1442	961
	Frecuencia máxima (Hz)	1471	2954	1969
	Alarma de Banda (mm/s)	1,375	1,375	1,375
Banda 6	Frecuencia mínima (Hz)	1471	2954	1969
	Frecuencia máxima (Hz)	2942	5908	3938
	Alarma de Banda (mm/s)	1,1	1,1	1,1

Tabla D.7 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto 1,2,3,4
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	331
	Frecuencia máxima (Hz)	614
	Alarma de Banda (mm/s)	3,85
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	614
	Frecuencia máxima (Hz)	1040
	Alarma de Banda (mm/s)	3,85

- **Compresor de Aire Quincy QMB- 15**

Tabla D.8 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto T, F	Punto 1, 3	Punto 2,3
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	15	27	18
	Frecuencia máxima (Hz)	72	131	87
	Alarma de Banda (mm/s)	4,05	4,05	4,05
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	72	131	87
	Frecuencia máxima (Hz)	132	240	160
	Alarma de Banda (mm/s)	2,25	2,25	2,25
Banda 3	Frecuencia mínima (Hz)	132	240	160
	Frecuencia máxima (Hz)	192	349	233
	Alarma de Banda (mm/s)	1,8	1,8	1,8
Banda 4	Frecuencia mínima (Hz)	192	349	233
	Frecuencia máxima (Hz)	732	1331	887
	Alarma de Banda (mm/s)	1,35	1,35	1,35
Banda 5	Frecuencia mínima (Hz)	732	1331	887
	Frecuencia máxima (Hz)	1500	2727	1818
	Alarma de Banda (mm/s)	1,125	1,125	1,125
Banda 6	Frecuencia mínima (Hz)	1500	2727	1818
	Frecuencia máxima (Hz)	3000	5454	3636
	Alarma de Banda (mm/s)	0,9	0,9	0,9

Tabla D.9 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto 1,2,3,4
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	305
	Frecuencia máxima (Hz)	567
	Alarma de Banda (mm/s)	3,15
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	567
	Frecuencia máxima (Hz)	960
	Alarma de Banda (mm/s)	3,15

- **Compresores de aire Quincy QMA- 75**

Tabla D.10 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto T, F, 1,3	Punto 2, 3
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	7	11
	Frecuencia máxima (Hz)	36	53
	Alarma de Banda (mm/s)	5,85	5,85
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	36	53
	Frecuencia máxima (Hz)	65	98
	Alarma de Banda (mm/s)	3,25	3,25
Banda 3	Frecuencia mínima (Hz)	65	98
	Frecuencia máxima (Hz)	95	142
	Alarma de Banda (mm/s)	2,6	2,6
Banda 4	Frecuencia mínima (Hz)	95	142
	Frecuencia máxima (Hz)	361	541
	Alarma de Banda (mm/s)	1,95	1,95
Banda 5	Frecuencia mínima (Hz)	361	541
	Frecuencia máxima (Hz)	740	1109
	Alarma de Banda (mm/s)	1,625	1,625
Banda 6	Frecuencia mínima (Hz)	740	1109
	Frecuencia máxima (Hz)	1479	2218
	Alarma de Banda (mm/s)	1,3	1,3

Tabla D.11 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto 1,2,3,4
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	142
	Frecuencia máxima (Hz)	213
	Alarma de Banda (mm/s)	4,55
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	213
	Frecuencia máxima (Hz)	390
	Alarma de Banda (mm/s)	4,55

- **Compresor de aire Quincy QSF- 100**

Tabla D.12 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto T, F, 1a	Punto 1b, 3	Punto 2,4
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	7	15	10
	Frecuencia máxima (Hz)	36	71	47
	Alarma de Banda (mm/s)	6,3	6,3	6,3
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	36	71	47
	Frecuencia máxima (Hz)	65	131	87
	Alarma de Banda (mm/s)	3,5	3,5	3,5
Banda 3	Frecuencia mínima (Hz)	65	131	87
	Frecuencia máxima (Hz)	95	190	127
	Alarma de Banda (mm/s)	2,8	2,8	2,8
Banda 4	Frecuencia mínima (Hz)	95	190	127
	Frecuencia máxima (Hz)	362	724	483
	Alarma de Banda (mm/s)	2,1	2,1	2,1
Banda 5	Frecuencia mínima (Hz)	362	724	483
	Frecuencia máxima (Hz)	742	483	989
	Alarma de Banda (mm/s)	1,75	1,75	1,75
Banda 6	Frecuencia mínima (Hz)	742	1483	989
	Frecuencia máxima (Hz)	1483	2967	1978
	Alarma de Banda (mm/s)	1,4	1,4	1,4

Tabla D.13 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto 1,2,3,4
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	166
	Frecuencia máxima (Hz)	309
	Alarma de Banda (mm/s)	4,9
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	309
	Frecuencia máxima (Hz)	522
	Alarma de Banda (mm/s)	4,9

Tabla D.14 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas en engranajes

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto 1a
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	85
	Frecuencia máxima (Hz)	309
	Alarma de Banda (G)	4,5
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	309
	Frecuencia máxima (Hz)	771
	Alarma de Banda (G)	2
Banda 3	Frecuencia mínima (Hz)	771
	Frecuencia máxima (Hz)	314
	Alarma de Banda (G)	1,5
Banda 4	Frecuencia mínima (Hz)	2314
	Frecuencia máxima (Hz)	3857
	Alarma de Banda (G)	3,5
Banda 5	Frecuencia mínima (Hz)	3857
	Frecuencia máxima (Hz)	5400
	Alarma de Banda (G)	1,5
Banda 6	Frecuencia mínima (Hz)	5400
	Frecuencia máxima (Hz)	8485
	Alarma de Banda (G)	2,5

- **Compresor de aire Atlas Copco GA- 75**

Tabla D.15 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a bajas frecuencias

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto T, F, 1a	Punto 1b, 2	Punto 3,4
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	15	16	11
	Frecuencia máxima (Hz)	72	78	52
	Alarma de Banda (mm/s)	6,3	6,3	6,3
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	72	78	52
	Frecuencia máxima (Hz)	132	143	95
	Alarma de Banda (mm/s)	3,5	3,5	3,5
Banda 3	Frecuencia mínima (Hz)	132	143	95
	Frecuencia máxima (Hz)	192	208	139
	Alarma de Banda (mm/s)	2,8	2,8	2,8
Banda 4	Frecuencia mínima (Hz)	192	207,6	139
	Frecuencia máxima (Hz)	732	793	539
	Alarma de Banda (mm/s)	2,1	2,1	2,1
Banda 5	Frecuencia mínima (Hz)	732	791,4	539
	Frecuencia máxima (Hz)	1500	1625	1083
	Alarma de Banda (mm/s)	1,75	1,75	1,75
Banda 6	Frecuencia mínima (Hz)	1500	1621,67	1083
	Frecuencia máxima (Hz)	3000	3250	2167
	Alarma de Banda (mm/s)	1,4	1,4	1,4

Tabla D.16 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas a la frecuencia de paso de Lóbulos y sus armónicas

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto 1,2,3,4
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	182
	Frecuencia máxima (Hz)	338
	Alarma de Banda (mm/s)	4,9
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	338
	Frecuencia máxima (Hz)	572
	Alarma de Banda (mm/s)	4,9

Tabla D.17 Bandas de frecuencias espectrales para detectar problemas en engranajes

Bandas Espectrales	Parámetros	Punto 1a
Banda 1	Frecuencia mínima (Hz)	32
	Frecuencia máxima (Hz)	234
	Alarma de Banda (G)	4,5
Banda 2	Frecuencia mínima (Hz)	234
	Frecuencia máxima (Hz)	585
	Alarma de Banda (G)	2
Banda 3	Frecuencia mínima (Hz)	585
	Frecuencia máxima (Hz)	1755
	Alarma de Banda (G)	1,5
Banda 4	Frecuencia mínima (Hz)	1755
	Frecuencia máxima (Hz)	2925
	Alarma de Banda (G)	3,5
Banda 5	Frecuencia mínima (Hz)	2925
	Frecuencia máxima (Hz)	4095
	Alarma de Banda (G)	1,5
Banda 6	Frecuencia mínima (Hz)	4095
	Frecuencia máxima (Hz)	6435
	Alarma de Banda (G)	2,5

APÉNDICE E. FRECUENCIAS DE FALLAS DE RODAMIENTOS

Tabla E.1. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de amoniaco Frick RXB- 50

Rodamientos	N (RPM)	FTF (Hz)	BSF (Hz)	BPFI (Hz)	BPFO (Hz)	2BSF (Hz)
NU306ECP	3600	23,6	134	437	283	268
QJ306TVP	3600	24,2	122	394	266	244
NU306ECP	5838	38,3	217	708	459	435
7306BECB	5838	38,8	176	585	388	353
QJ306TVP	5838	39,2	198	639	431	396
NU306ECP	3892	25,5	145	472	306	290
7306BECB	3892	25,9	118	390	259	235
6313	3600	23	122	296	184	244

Tabla E.2. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de amoniaco Frick RWB- 100

Rodamientos	N (RPM)	FTF (Hz)	BSF (Hz)	BPFI (Hz)	BPFO (Hz)	2BSF (Hz)
NU208ECP	3555	24,2	158	490	339	315
QJ208MA	3555	24,8	145	448	323	291
NU208ECP	2370	16,2	105	327	226	210
QJ208MA	2370	16,5	96,9	298	215	194
6313C3	3555	22,7	121	292	182	241

Tabla E.3. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de aire Quincy QMB-25

Rodamientos	N (RPM)	FTF (Hz)	BSF (Hz)	BPFI (Hz)	BPFO (Hz)	2BSF (Hz)
RNA 6902	7090	52,5	525	1050	840	1050
HK 2030	4726	35,8	430	945	788	859
LM12749	7090	50	369	1158	850	737
LM12749	4726	33,3	246	772	567	491
6309C3	3530	22,3	115	292	179	230
6208C3	3530	23,4	137	319	210	275

Tabla E.4. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de aire Quincy QMB-15

Rodamientos	N (RPM)	FTF (Hz)	BSF (Hz)	BPFI (Hz)	BPFO (Hz)	2BSF (Hz)
RNA 6901	6545	47,2	396	867	660	792
HK 1622	4363	32,3	323	727	582	646
11590/11520/Q	6545	46,2	314	944	692	628
11590/11520/Q	4363	30,8	209	629	462	418
63072Z	3600	23	121	296	184	242
62062Z	3600	23,8	139	326	214	277

Tabla E.5. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de aire Quincy QSF-100

Rodamientos	N (RPM)	FTF (Hz)	BSF (Hz)	BPFI (Hz)	BPFO (Hz)	2BSF (Hz)
NU306ECP	1780	11,7	66,3	216	140	133
NU306ECP	3560	23,3	133	432	280	265
NU306ECP	2373	15,6	88,4	288	187	177
32306BJ2/Q	3560	23,8	141	498	333	282
32306BJ2/Q	2373	15,9	94	332	222	188
6316	1780	11,4	61,5	146	91,5	123

Tabla E.6. Frecuencias de defectos de los rodamientos del compresor de aire Atlas Copco GA-75

Rodamientos	N (RPM)	FTF (Hz)	BSF (Hz)	BPFI (Hz)	BPFO (Hz)	2BSF (Hz)
NU206ECP	3600	24,2	149	465	315	298
NU206ECP	3900	26,2	162	504	341	323
32206J2/Q	3900	27,3	190	642	463	380
NU206ECP	2600	17,5	108	336	227	216
32206J2/Q	2600	18,2	127	428	309	254
6313	3600	23	122	296	184	244

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

TÍTULO	“IMPLEMENTACIÓN DEL MANTENIMIENTO PREDICTIVO BASADO EN EL ANÁLISIS DE VIBRACIÓN EN LOS COMPRESORES DE TORNILLO DE UNA EMPRESA PROCESADORA Y ENLATADORA DE PRODUCTOS DEL MAR”
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
González Carvajal Ramón Gabriel	CVLAC: 17.909.826 E MAIL: Ramon200387@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:

PALABRAS O FRASES CLAVES:Mantenimiento PredictivoVibracionesCompresores de tornillo

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÀREA	SUBÀREA
Ingeniería y ciencias aplicadas	Ingeniería Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

El presente proyecto tiene como objetivo la implementación del mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibraciones en compresores de tornillo de una empresa procesadora de productos del mar. Para el cumplimiento de tal objetivo, se realizó la observación de los procesos productivos de la planta, se recopiló la información técnica de los equipos incluidos en el estudio, se determinaron los puntos de medición, se definieron las rutas en que serán realizadas las mediciones, se establecieron los niveles de pre-alarma, alarma y niveles de bandas espectrales de los equipos basado en normas internacionales. Para culminar el trabajo se analizaron los espectros de vibración de aquellos equipos que presentaron niveles altos de vibración global y mediante la comparación con espectros típicos de fallas se determinaron problemas presentes en éstos. De acuerdo a la severidad de la vibración se estableció la frecuencia de monitoreo para cada equipo y se recomendó un procedimiento para la incorporación de todos los equipos de la empresa al programa de mantenimiento. En el análisis de los espectros seleccionados se detectaron problemas tales como: Desalineación, desbalanceo, rozamiento entre partes, problemas en rodamientos, cargas en engranajes, soldadura mecánica entre otros.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**CONTRIBUIDORES:**

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
	ROL	CA	AS - X	TU	JU
García Carmen	CVLAC:	3.792.282			
	E_MAIL	Enricarmen@cantv.net			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Gomes Carlos	ROL	CA	AS	TU	JU - X
	CVLAC:	10.305.208			
	E_MAIL	Carlos.j.Gomes@gmail.com			
	E_MAIL				
Griffith Luís	ROL	CA	AS	TU	JU - X
	CVLAC:				
	E_MAIL	LuisGriffith21@hotmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2.009	11	18
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**ARCHIVO (S):**

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS. Mantenimiento Predictivo.doc	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K
L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z. 0 1 2 3 4 5 6
7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pre-Grado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Mecánica

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente, Núcleo Anzoátegui.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**DERECHOS**

De acuerdo al artículo 44 del reglamento de trabajos de grado.

“Los Trabajos de Grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y solo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quién lo participará al Consejo Universitario.

RAMÓN GONZÁLEZ

AUTOR 1

AUTOR 2

Carmen García

TUTOR

Carlos Gomes

JURADO 1

Luís Griffith

JURADO 2

POR LA SUBCOMISION DE TESIS:
