



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA DE MANTENIMIENTO

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE
PRUEBAS PARA DIAGNOSTICAR FALLAS EN
ENGRANAJES MEDIANTE ESPECTROS
VIBRACIONALES PARA EL LABORATORIO DE
MANTENIMIENTO DE LA FACULTAD DE MECÁNICA”**

**ALMEIDA VILLACRÉS CARLOS DIEGO
MAIQUIZA SAQUINGA DARWIN BLADIMIR**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO DE MANTENIMIENTO

RIOBAMBA – ECUADOR

2010

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teórico - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Carlos Diego Almeida Villacrès

f) Darwin Bladimir Maiquiza Saquina

AGRADECIMIENTO

A Dios mi más profundo agradecimiento por todas las bendiciones que he recibido dándome salud y vida.

Mi más profundo agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, y a la Facultad de Mecánica por su contribución a mi formación académica.

A la Escuela de Ingeniería de Mantenimiento que en sus aulas ha inculcado conocimiento, don de gente, compañerismo, al Director de la Escuela, Doctor Marco Haro, Director de Tesis Ingeniero Fernando González y Asesor de Tesis Ingeniero Washington Zabala, por sus sugerencias, conocimientos y su guía acertada en el desarrollo del presente trabajo.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que me apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de mi vida.

DIEGO ALMEIDA

DEDICATORIA

La presente tesis de grado lo dedico, a mis padres Carlos y Charito, quienes con su ejemplo de perseverancia han sembrado, sentimientos de responsabilidad, amor, y un profundo anhelo para seguir adelante venciendo cualquier obstáculo que se presente en el camino y a mi hermana Mónica, por su apoyo absoluto en todas las etapas de mi vida.

A Darwin mi compañero de tesis quien ha sabido a apoyarme en cada momento de dificultad durante el trabajo de tesis.

DIEGO ALMEIDA

AGRADECIMIENTO

Agradezco desde el fondo mi corazón a un amigo incondicional que ha estado en mis triunfos y derrotas, que cuando he caído el me ha sabido levantar, al ser majestuoso DIOS.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería de Mantenimiento, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil a la sociedad.

A mi Director de Tesis el Ing. Fernando González, asesor Ing. Washington Zabala por sus sugerencias, conocimientos y su guía acertada en el desarrollo del presente trabajo.

A todos los profesores de la Escuela de Ingeniería de Mantenimiento que han sabido impartir sus conocimientos contribuyendo a mi formación académica y profesional.

Y en especial a mi compañero de tesis Diego, para todos los amigos, y personas que me apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa importante de mi vida.

DARWIN MAQUIZA.

DEDICATORIA

La presente tesis de grado lo dedico a las personas más importantes de mi vida, que me brindaron todo su apoyo incondicional.

Mis Padres:

Segundo y Margarita, quienes con su ejemplo, sacrificio, confianza, cariño y comprensión han sembrado, valores para seguir adelante venciendo cualquier obstáculo que se presente en el camino.

Mis Hermanas:

Wilma y Sandy, por ser el motivo de mi esfuerzo y darme el valor moral para seguir adelante en todas las etapas de mi vida

DARWIN MAQUIZA.

SUMARIO

Se ha diseñado y construido un banco de pruebas para diagnosticar fallas en engranajes, mediante el análisis de espectros vibracionales en la Facultad de Mecánica de la ESPOCH, con la finalidad de afianzar conocimientos prácticos para los estudiantes que cursen la cátedra de Análisis Vibracional, por lo cual se investigó las fallas más comunes en los engranajes.

Se realizó principalmente un trabajo de alineación para eliminar los problemas existentes de desalineación angular y paralela, con el equipo OPTALIGN PLUS perteneciente a la Facultad, con el fin alcanzar un excelente resultado de alineación, reflejado en los espectros de engranaje en buen estado, con la tecnología láser de este equipo se ahorra tiempo, posteriormente realizar las pruebas establecidas en este trabajo de investigación y no confundir los espectros encontrados en las diferentes prácticas.

En las pruebas se realizó diferentes rutas con el software TRENDLINE, la presente tesis fue adaptada a los parámetros y condiciones del equipo existente, con la finalidad de poder observar los espectros característicos de fallas dentro del intervalo de frecuencia permitido por el equipo.

Para la obtención de los espectros, se realizó pruebas con el kit de engranajes con fallos comunes. Posteriormente se efectuó un análisis de los mismos, de esta manera se relacionó con la teoría investigada.

Con los resultados encontrados en cada medición, se analizó bajo dos parámetros fundamentales para el diagnóstico de engranajes, la frecuencia de engrane y la frecuencia natural, con las mediciones en los tres sentidos axial, radial y tangencial.

SUMMARY

A Test Bank has been designed and constructed to diagnose faults in the gears, through the analysis of the vibration spectra at the ESPOCH Mechanic Faculty so as to support practical knowledge for students studying the Vibration Analysis Subject Matter. The most common faults in the gears were investigated. An alignment work was performed to eliminate the existing angular and parallel alignment with the OPTALIGN PLUS equipment belonging to the Faculty, so as to reach an excellent aligning result reflected in the gear spectra in good condition .

With laser technology of this equipment time is saved. Later test established in the investigation work are carried out without confusing the spectral found in the different practices. In the test different routers were performed with the TRENDLINE software. The thesis was adapted to the parameters and conditions of the existing equipment to observe the spectral characteristic of the faults within the frequency interval allowed by the equipment. For the spectra obtainment test were carried out with the gear kit with common faults. Later their analysis was conducted. This way they were related to the investigated theory. From the results of each measurement the gear frequency and the natural frequency were analyzed under two fundamental parameters for the gear diagnosis with the measurements in their the three sense; the axial, radial and tangential ones

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1.	GENERALIDADES	
1.1	Introducción.....	1
1.2	Justificación.....	2
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1	Objetivo General.....	2
1.3.2	Objetivos Específicos.....	2
2.	MARCO TEÓRICO	
2.1	Espectros Vibracionales.....	4
2.2	Desalineación.....	5
2.2.1	Desalineación Angular.....	5
2.2.2	Desalineación Paralela	5
2.2.3	Desalineación entre Chumaceras	6
2.3	Rotor o Eje Pandeado.....	7
2.4	Técnicas de Alineamiento.....	7
2.4.1	Utilización de Regla	8
2.4.2	Mediante el Reloj de Carátula.....	8
2.4.3	Sistemas Computarizados - Tecnología Láser.....	9
2.5	Tipos de Fallas en Engranajes.....	9

2.5.1	Estado Normal	9
2.5.2	Desgaste en Diente.....	10
2.5.3	Excentricidad y/o Backlash.....	12
2.5.4	Engranaje Desalineado	14
2.5.5	Picado, Fisuras o Fractura del Diente	14
2.5.6	Holguras Excesivas en los Cojinetes de Apoyo.....	16
2.5.7	Problemas de Fabricación.....	17
2.5.8	Identificación del Problema en Función de la Posición y Aparición Bandas Laterales.....	17
2.6	Corrección de Fallas en Engranajes	18
2.6.1	Corrección de Fallas por Desgaste en Diente.....	18
2.6.2	Corrección de Fallas por Excentricidad.....	18
2.6.3	Corrección de Fallas por Fabricación.....	18

**3. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA DIAGNOSTICAR
FALLAS EN ENGRANAJES**

3.1	Sistemas del Banco de Pruebas	19
3.1.1	Sistema de Potencia.....	19
3.1.2	Sistema de Transmisión.....	19
3.1.3	Sistema de Lubricación.....	19
3.1.4	Sistema Eléctrico.....	20
3.2	Selección de la Unidad de Potencia.....	20
3.2.1	Selección del Motor.....	20
3.3	Selección del Sistema de Transmisión.....	20

3.3.1	Selección del Acoplamiento.....	20
3.3.2	Selección Diámetro de Ejes.....	21
3.3.2.1	Dimensionamiento del Eje de Entrada.....	21
3.3.2.2	Dimensionamiento del Eje de Salida.....	28
3.4	Selección de Engranajes.....	32
3.4.1	Relación de Velocidades.....	32
3.4.2	Cálculo del Piñón.....	33
3.4.2.1	Diámetro Primitivo.....	33
3.4.2.2	Diámetro de Fondo.....	34
3.4.2.3	Diámetro Exterior.....	34
3.4.2.4	Cálculo del Ancho de Cara de Diente.....	35
3.4.2.5	Cálculo del Coeficiente de Seguridad.....	36
3.4.3	Cálculo de la Rueda Dentada.....	39
3.4.3.1	Diámetro Primitivo.....	39
3.4.3.2	Diámetro de Fondo.....	39
3.4.3.3	Diámetro Exterior.....	40
3.4.3.4	Cálculo del Ancho de Cara de Diente.....	41
3.4.3.5	Cálculo del Coeficiente de Seguridad.....	41
3.4.4	Selección de Cojinetes.....	42
3.5	Sistema de Lubricación.....	44
3.6	Sistema Eléctrico.....	44
3.6.1	Selección del Arrancador.....	44
3.7	Diseño de la Estructura del Banco de Pruebas.....	45
3.8	Elaboración de Planos.....	48

4. CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DIAGNOSTICAR FALLAS EN ENGRANAJES

4.1	Construcción de la Estructura del Banco de Pruebas.....	49
4.1.1	Ensamblaje de la Estructura del Banco de Pruebas.....	51
4.1.2	Vistas de la Estructura del Banco de Pruebas	51
4.1.3	Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes.....	52
4.1.3.1	Vista Frontal del Banco de Pruebas.....	52
4.1.3.2	Vista Superior del Banco de Pruebas.....	53
4.1.3.3	Vista Lateral del Banco de Pruebas.....	53
4.1.4	Elementos del Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes.....	54
4.1.4.1	Motor.....	54
4.1.5.2	Caja de Transmisión.....	54
4.1.5.3	Sistema de Transmisión.....	55
4.1.5.4	Arrancador.....	55
4.1.5.5	Acople Flexible.....	56
4.2	Materiales Utilizados en la Construcción del banco de pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes.....	56
4.3	Especificaciones Técnicas.....	57
4.3.1	Motor.....	57
4.4	Ensamblaje Elementos del Banco de Pruebas.....	56
4.4.1	Perforación y Colocación del los Pernos Base.....	56
4.4.2	Ensamblaje de la Base del Motor y los Tensores.....	57
4.4.3	Ensamblaje del Motor en la Base.....	58
4.4.4	Ensamblaje de la Caja de Transmisión por Engranajes.....	58
4.4.5	Ensamblaje del Acople Flexible.....	60

4.5	Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes Ensamblado.....	61
4.5.1	Acabados del Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes.....	61
5.	PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO	
5.1	Pruebas Funcionales del Banco de Pruebas.....	62
5.1.1	Ubicación de Puntos.....	62
5.1.2	Configuración del Software.....	62
5.1.3	Elaboración de la Ruta.....	62
5.1.2.2	Configuración de los Puntos de Medición.....	63
5.1.2.3	Configuración de los Valores Característicos.....	63
5.1.2.4	Ruta Creada.....	64
5.2	Cálculo de las Frecuencias de los Engranajes.....	65
5.3	Pruebas en Desalineación de la Máquina.....	65
5.3.1	Espectros Obtenidos del Motor.....	66
5.3.2	Espectros Obtenidos de la Caja.....	67
5.4	Pruebas con Engranaje en Buen Estado.....	69
5.4.1	Espectros Obtenidos de la Caja	69
5.5	Pruebas con Engranaje Excéntrico.....	71
5.5.1	Espectros Obtenidos de la Caja.....	71
5.6	Pruebas con Engranaje Desgastado	73
5.6.1	Espectros Obtenidos de la Caja.....	73
5.7	Pruebas con Engranaje con Diente Roto.....	75

6. RESULTADOS Y CORRECCIÓN DE FALLAS

6.1	Evaluación de los Resultados Obtenidos.....	77
6.1.1	Análisis de los Espectros Obtenidos del Motor-Caja Desalineado.....	77
6.1.2	Análisis de los Espectros Obtenidos de las Pruebas con Engranaje en Buen Estado.....	78
6.1.3	Análisis de los Espectros Obtenidos de la Prueba con Engranaje Excéntrico.....	78
6.1.4	Análisis de los Espectros Obtenidos de la Prueba con Engranaje Desgastado.....	78
6.1.5	Análisis de los Espectros Obtenidos de la Prueba con Engranaje de Diente Roto.....	78
6.2	Corrección de las Fallas Encontradas en las Prueba de Funcionamiento.	79
6.2.1	Alineación del Conjunto Motor-Caja	79
6.2.1.1	Determinación de Niveles Recomendados de Alineación.....	79
6.2.1.2	Procedimiento de Alineación.....	83
6.2.2	Corrección de Desalineamiento.....	83
6.3	Espectro Obtenido con la Corrección de las Fallas.....	84

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1	Conclusiones.....	85
7.2	Recomendaciones.....	87

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

GUÍAS DE PRÁCTICAS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>		<u>PÁGINA</u>
3.1	DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR.....	20
3.2	DIMENSIÓN DE LOS DIENTES PARA $m=2$	33
3.3	CARACTERÍSTICAS SAE 90 Y 140.....	44
4.1	CURSO-GRAMA DE PROCESOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.....	50

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>PÁGINA</u>
2.1	Desalineación Angular.....	5
2.2	Desalineación Paralela	6
2.3	El Desalineación entre Chumaceras.....	6
2.4	Rotor o Eje Pandeado	7
2.5	Alineación Utilización de Regla	8
2.6	Relojes Comparadores	9
2.7	Estado Normal de Engranajes	10
2.8	Espectro Normal de Engranajes	10
2.9	Desgaste de Diente.....	11
2.10	Espectro de Desgaste de Engranajes	12
2.11	Problema de excentricidad de engranaje.....	12
2.12	Espectro de excentricidad de engranajes	13
2.13	Espectro de Engranaje Desalineado	14
2.14	Espectro de diente fracturado	15
2.15	Espectro de holgura excesiva	16
2.16	Problemas de Fabricación.....	17
2.17	Identificación de Bandas Laterales	17
3.1	Diagrama Libre, Cortante y Momentos (Plano x-y).....	23
3.2	Diagrama Libre, Cortante y Momentos (Plano x-z).....	24
3.3	Diagrama Libre, Cortante y Momentos (Plano x-y).....	29
3.4	Diagrama Libre, Cortante y Momentos (Plano x-z).....	30
3.5	Diagrama Libre, Cortante y Momentos de la Estructura	45

4.1	Estructura del Banco de Pruebas	51
4.2	Vista Frontal de la Estructura del Banco de Pruebas.....	51
4.3	Vista Lateral de la Estructura del Banco de Pruebas.....	51
4.4	Vista Superior de la Estructura del Banco de Pruebas.....	52
4.5	Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes.....	52
4.6	Vista Frontal del Banco de Pruebas	52
4.7	Vista Superior del Banco de Pruebas	53
4.8	Vista Lateral del Banco de Pruebas.....	53
4.9	Motor	54
4.10	Caja de Transmisión	54
4.11	Sistema de Transmisión	55
4.12	Arrancador.....	55
4.13	Acople Flexible	56
4.14	Colocación de la Base del Motor	57
4.15	Base y Tensores	58
4.16	Ensamblaje del Motor en la Base	58
4.17	Armado de la Caja	59
4.18	Montaje de las Chumaceras	59
4.19	Montaje del Piñón y Engranaje	59
4.20	Caja de Transmisión	60
4.21	Acople Flexible	61
4.22	Preparación del Banco	61
4.23	Pintado del Banco de Pruebas	61
5.1	Puntos de Medición	62
5.2	Pantalla de Elaboración de la Ruta	63
5.3	Pantalla de Configuración de los Puntos de Medición.....	63
5.4	Configuración de los Valores Característicos.....	64

5.5	Ruta Creada	64
5.6	Punto Radial Motor.....	66
5.7	Espectro de Desgaste de Engranajes	66
5.8	Punto Axial Motor	67
5.9	Punto Radial Caja	67
5.10	Punto Tangencial Caja	68
5.11	Punto Axial Caja	68
5.12	Punto Radial Caja	69
5.13	Punto Tangencial Caja.....	70
5.14	Punto Axial Caja	70
5.15	Punto Radial Caja	71
5.16	Punto Tangencial Caja.....	72
5.17	Punto Axial Caja.....	72
5.18	Punto Radial Caja.....	73
5.19	Punto Tangencial Caja	74
5.20	Punto Axial Caja	74
5.21	Punto Radial Caja	75
5.22	Punto Tangencial Caja	76
5.23	Punto Axial Caja	76
6.1	Arrancador.....	79
6.2	Montaje de los Soportes	80
6.3	Montaje de Emisor- Reflector.....	80
6.4	Posición ON-OFF del Equipo	81
6.5	Calibrar el Láser entre el Emisor y Reflector.....	81
6.6	Giro del Eje	82
6.7	Desalineamiento Paralelo	82
6.8	Resultado de la Alineación	83

6.9	Estado de Alarmas	84
6.10	Punto Tangencial de Alarma	84

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A:	Propiedades de Metales Ferrosos
ANEXO B:	Dimensionamiento de los Dientes Normales de Paso Diametral
ANEXO C:	Característica del Perfil
ANEXO D:	Perfiles Estructurales
ANEXO E:	Reglas para el Análisis de los Espectros
ANEXO F:	Tablas de Resúmenes de Diagnóstico
ANEXO G:	Tolerancias de la Alineación
ANEXO H:	Factor de Vida de Resistencia a Flexión (KL)
ANEXO I:	Factor de Distribución de Carga (Km)
ANEXO J:	Factor de Aplicación (K_A)
ANEXO K:	Factor Geométrico a Flexión (J)
ANEXO L:	Factor Dinámico (Q_v)
ANEXO M:	Factor Concentración de Esfuerzos K
ANEXO N:	Factor de Confiabilidad (KR)
ANEXO O:	Factor Resistencia a la Fatiga por Flexión para Aceros (S_{fb})
ANEXO P:	Factor de Vida (CL)
ANEXO Q:	Factor de Resistencia a la Fatiga Superficial (S_{fc})
ANEXO R:	Factor de Acabado Superficial (K_a)
ANEXO S:	Factor de Confiabilidad (K_C)
ANEXO T:	Manual de Rodamientos
ANEXO U:	Factores de Esfuerzo Dinámico Rodamientos
ANEXO V:	Propiedades de Materiales
ANEXO W:	Materiales para Engranajes
ANEXO X:	Característica del Acero 1040

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] WHITE G, Vibraciones, Pp. 6
- [2] WHITE G, Vibraciones, Pp. 74
- [3] www.a-maq.com, Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico, Pp. 16 - .
36
- [4] www.a-maq.com, Tutorial de Vibraciones para Mantenimiento Mecánico, Pp. 16 - .
36
- [5] BENAVIDES J Y ESPARZA L, Alineamiento de Ejes en Equipos Rotativos, Pp.
21-22

BIBLIOGRAFÍA

- **SCHENCK C.** Diagnóstico de Máquinas, Equilibrado en el Sitio. USA: Limusa, 1991.
- **ALVARES R.** Curso de Vibraciones Mecánicas. Quito: 2004.
- **CUATRECASAS L.** Total Productive Maintenance TPM. Barcelona: GMTO, 2003.
- **SKF.** Condition Motoring. Quito: 2002.
- **LENZANA E.** Curso Superior de Mantenimiento Industrial. 2da. México: EUNED, 2001.
- **PEREZ M.** Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad Aplicación e Impacto. México: 2003. (doc).
- **CUADRADO E.** Mantenimiento Industrial. Riobamba: 2000. (doc).
- **MOROCHO M.** Diagnóstico Vibroacústico. DocuCentro. Riobamba: 2005 (doc).
- **REYNA A.** Curso de Análisis de Vibraciones I. Guayaquil: 2005. (doc).
- **ORTIZ C.** Curso de Análisis de Vibraciones I. Riobamba: 2005. (doc).
- **GARCÍA J.** Análisis de Vibraciones, Cali: Duitama. 2003.
- **WHITE G.** Vibraciones. Madrid: McGraw- Hill. 2000
- **BENAVIDES J Y ESPARZA L,** Curso Alineamiento de Ejes en Equipos Rotativos. Riobamba: 2006. (doc).

LINKOGRAFÍA

- **ROTOR DE EJE PANDEADO**

www.a-maq.com

2009 – 05– 16

- **TÉCNICAS DE ALINEAMIENTO**

www.a-maq.com

2009 – 05 – 27

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Introducción

El banco de pruebas para diagnosticar fallas en engranajes, se diseña de una manera didáctica para poder ser utilizados en cinco prácticas por los estudiantes de la Facultad de Mecánica, en el diagnóstico y corrección de las fallas en engranajes mediante espectros vibracionales, alineación láser utilizando el OPTALING PLUS y medición de vibraciones con el equipo de medición DETECTOR con su software TRENDLINE.

Se realiza un estudio previo de las fallas en engranajes y alineación, para poder simular estas fallas en el banco de pruebas de vibraciones. El banco de pruebas está diseñado para el software existente, que tiene un máximo en el parámetro de frecuencia de 100Hz y 1000Hz, por lo cual no se emplea engranajes con elevado número de dientes. El diseño mecánico del banco de pruebas, permite utilizar un rango de potencia hasta de 3 HP, manteniendo un coeficiente de seguridad excelente.

Las prácticas que se realiza son: alineación láser motor-caja, con el fin de alcanzar los parámetros recomendados. Con el kit de engranajes se pueden simular defectos típicos en engranajes para estudiar sus efectos en el comportamiento vibracional. Para ello se incluyen diversos engranajes con defectos en los dientes. También, se incluye un engranaje sin defectos para realizar un estudio comparativo. Se coloca una tapa transparente que sirve para observar el engranaje en funcionamiento.

Para la medición y la evaluación de las pruebas se necesita el analizador de vibraciones asistido por PC, con un sensor y software para registrar los fenómenos de vibraciones.

1.2 Justificación

El diseño y construcción de un banco de pruebas para diagnosticar fallas en engranajes, permitirá complementar una mejor formación académica en el área del mantenimiento predictivo, que se simulará fallas que se producen en estos elementos de máquinas. Mediante espectros vibracionales se detectan las fallas en engranajes y se procede a la respectiva corrección de los mismos, empleando para ellos equipos actualizados y obteniendo como resultado evitar paradas de los equipos, incrementar el tiempo de la vida útil de la máquina y alcanzar un gran ahorro en los costos energéticos.

1.3 Objetivos

1.3.1 General

Diseñar y construir un banco de pruebas para diagnosticar fallas en engranajes mediante espectros vibracionales para el Laboratorio de Mantenimiento de la Facultad de Mecánica.

1.3.2 Específicos

- Diseñar el banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en engranajes
- Construir el banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en engranajes.
- Realizar un análisis de las fallas que se producen en engranajes.

- Determinar la frecuencia vibracional aplicada en engranajes.
- Realizar pruebas de corrección en engranajes.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Espectros Vibracionales [1]

El espectro vibracional es el resultado de transformar la señal del dominio del tiempo en el dominio de la frecuencia. Es la descomposición de una señal de tiempo en una colección de ondas senoidales.

Espectro de base

Es un espectro de vibración de una máquina considerada en buenas condiciones, el espectro de base puede ser un promedio de espectros recopilados de varias máquinas del mismo tipo. El espectro de base a veces es llamado el espectro de referencia, y se usa como una base de comparación, con espectros recopilados con la máquina en operación.

Espectro de líneas

Un espectro de líneas es un espectro en el que está concentrada la energía en varias frecuencias (líneas o bins), opuesto a un espectro continuo, donde la energía está repartida en una banda de frecuencias. Una señal determinista tendrá un espectro de líneas, y una señal aleatoria tendrá un espectro continuo. Espectros generados por vibración de maquinaria siempre son una combinación de los dos tipos.

2.2 Desalineación [2]

2.2.1 Desalineación Angular

Se presenta cuando los ejes de giro de 2 partes que se acoplan no coinciden. Ocurre cuando el eje del motor y el eje conducido unidos en el acople, no son paralelos. Caracterizado por altas vibraciones axiales. 1X RPM y 2X RPM son las más comunes, con desfase de 180 grados a través del acople. También se presenta 3X RPM. Estos síntomas indican problemas en el acople (Figura 2.1).

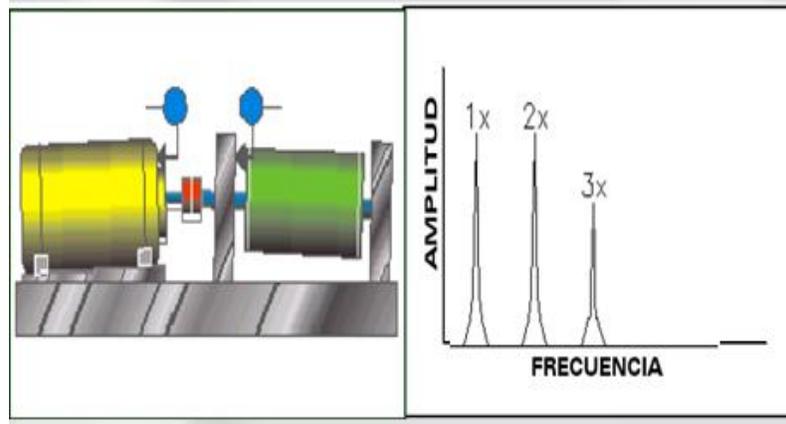


Figura 2.1: Desalineación Angular

2.2.2 Desalineación Paralela

Los ejes del motor y del rotor conducido están paralelos, pero no son colineales.

Se pueden detectar altas vibraciones radiales a 2X RPM, predominante, y a 1X RPM, con desfase de 180 grados a través del acople. Cuando aumenta la severidad, genera picos en armónicos superiores (4X, 8X) (Figura 2.2).

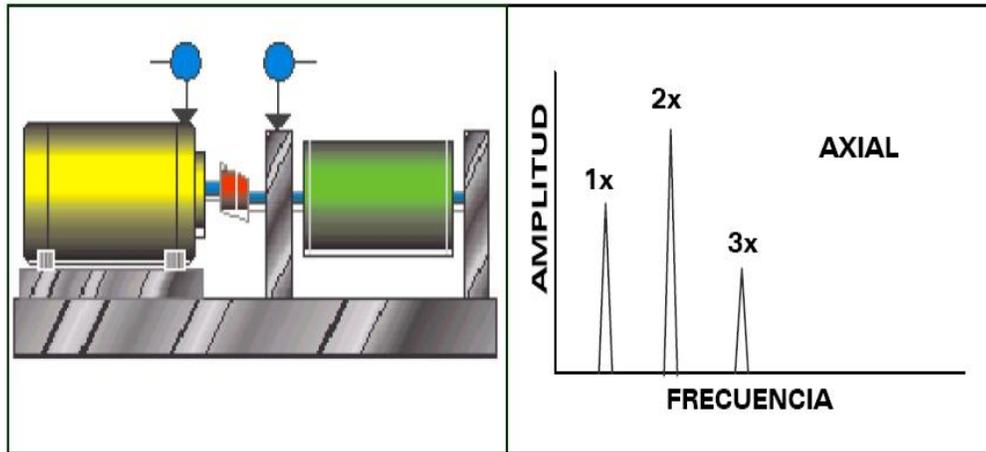


Figura 2.2: Desalineación Paralela

2.2.3 Desalineación entre Chumaceras

En una máquina con transmisión de engranajes, la mala posición de las chumaceras puede evitar que el eje se acomode correctamente, lo cual genera vibraciones anormales en sentido axial y radial.

Excitación del pico representativo de la velocidad (1X RPM), especialmente en sentido axial (Figura 2.3).

Es necesario hacer una verificación de que las chumaceras queden completamente paralelas entre estas dos chumaceras.

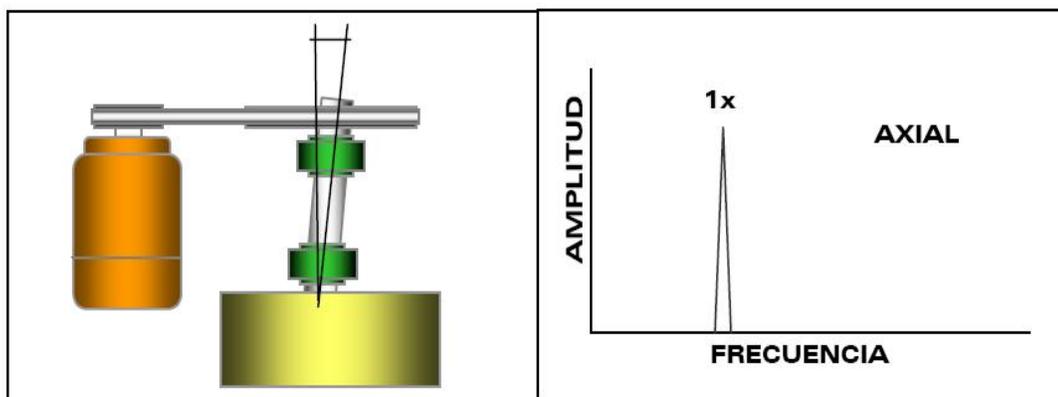


Figura 2.3: Desalineación entre Chumaceras

2.3 Rotor o Eje Pandeado [3]

Más común en ejes largos. Se produce por esfuerzos excesivos en el eje. Genera vibración axial alta. La vibración dominante es de 1X RPM si el pandeo está cercano al centro del eje, y es de 2X RPM si el pandeo está cerca del rodamiento (Figura 2.4).

Para corregir la falla, el eje debe rectificarse o cambiarse.

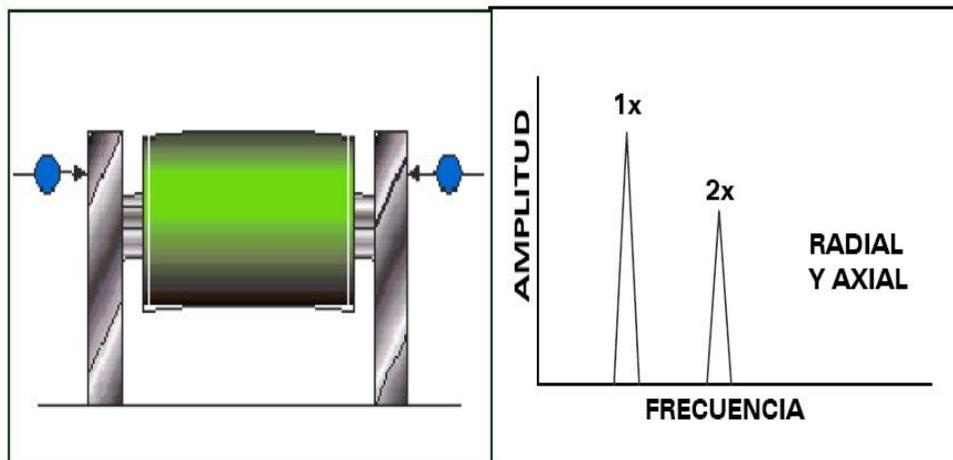


Figura 2.4: Rotor o Eje Pandeado

2.4 Técnicas de Alineamiento [4]

Describiremos tres técnicas de alineamiento:

- Utilización de regla.
- Mediante el reloj de carátula.
- Sistemas computarizados – Tecnología Láser

2.4.1 Utilización de Regla

Se trata de comprobar mediante una superficie recta el desalineamiento a contraluz, se le atribuye una apreciación de 1/10 mm. Puede ser usado para máquinas lentas siempre que los acoples estén bien centrados (Figura 2.5).

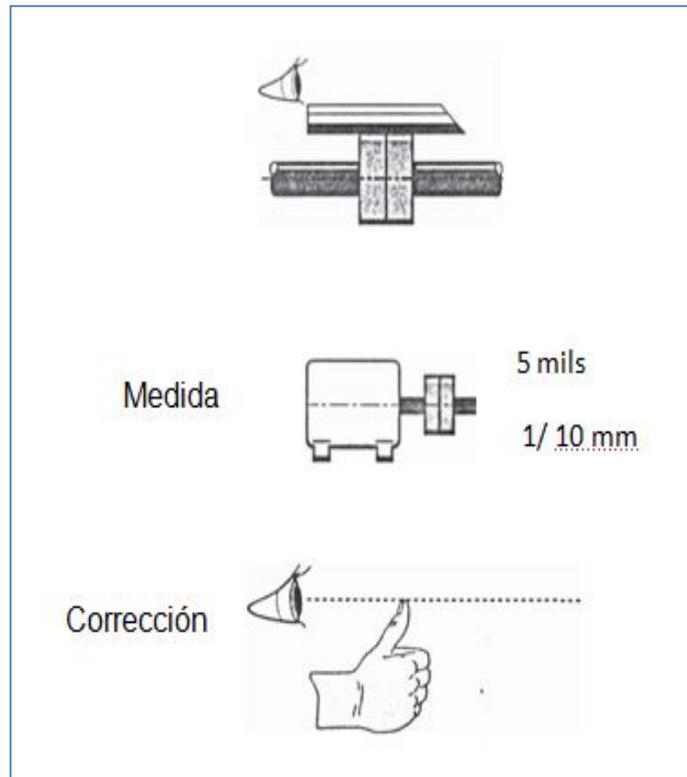


Figura 2.5: Alineación Utilización de Regla

2.4.2 Mediante el Reloj de Carátula [5]

Es el procedimiento clásico. El reloj comparador se sujeta firmemente en la manzana de un acople y luego se lo desliza sobre el acople opuesto una vuelta completa de 360°, cada 90° se hacen registros. La apreciación que se puede alcanzar es de 1/100 mm. Este procedimiento también depende de la concentricidad del acople. (Figura 2.6)

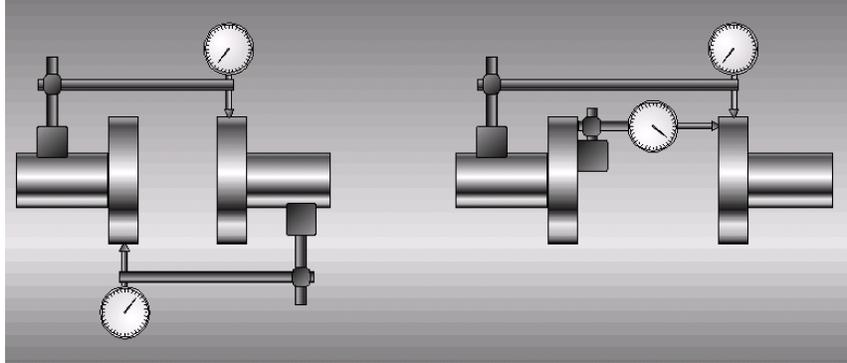


Figura 2.6: Relojes Comparadores

En este método debe hacerse una comprobación de la flexión de los indicadores, esto es medir si la barra del indicador por su esbeltez genera un registro que en las mediciones producidas. Existen varias formas de aplicar los comparadores, utilizando planos de referencia de "solo caras", "cara y lado", "solo lados".

2.4.3 Sistemas Computarizados - Tecnología Láser

Se basan en procedimientos programados que hacen los cálculos con los datos de entrada de las mediciones de acuerdo al procedimiento que se esté utilizando. El objetivo es obtener resultados precisos y eliminar el problema de error en los cálculos.

2.5 Tipos de Fallas en Engranajes

2.5.1 Estado Normal

Espectro característico de un engranaje en estado normal (esta no es una patología). El espectro mostrará armónicos 1 X y 2 X RPS del piñón conductor y de la rueda conducida. Adicionalmente, mostrará bandas laterales alrededor de la Frecuencia de Engrane GMF (Gear Mesh Frequency) (Figura 2.7).

El engranaje se encuentra en buen estado si estos picos de vibración se encuentran en niveles relativamente bajos.

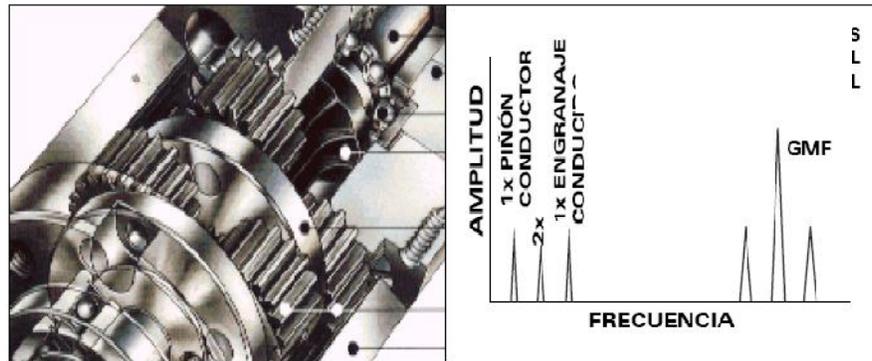


Figura 2.7: Estado Normal de Engranajes

En la figura 2.8, el espectro normal muestra frecuencias relacionadas con las velocidades de la Corona y del Piñón, además de la frecuencia de engrane y sus armónicos. La frecuencia de engrane y sus armónicos pueden aparecer con bandas laterales espaciadas a la velocidad de rotación de la corona y/o piñón.

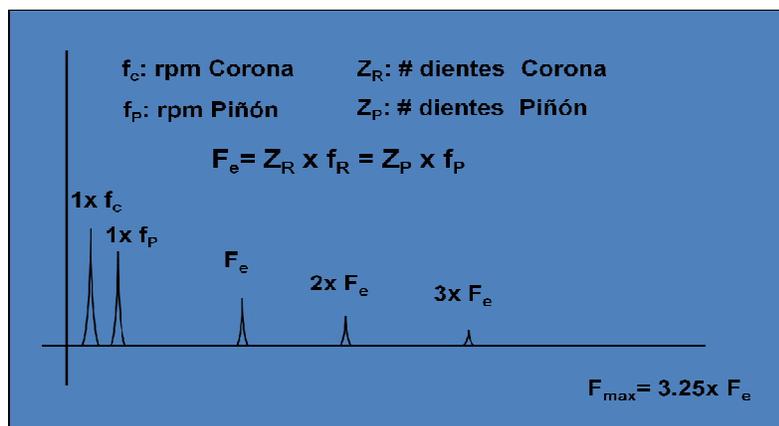


Figura 2.8: Espectro Normal de Engranajes

2.5.2 Desgaste en Diente

Ocurre por operación más allá del tiempo de vida del engranaje, contaminación de la grasa lubricante, elementos extraños circulando en la caja del engrane o montaje erróneo.

Su espectro se caracteriza por la aparición de bandeamiento lateral alrededor de la frecuencia natural de vibración (F_N) del engrane defectuoso. El espaciamiento de las bandas laterales es 1 X RPS del engrane defectuoso. Si el desgaste es avanzado, hay sobreexcitación de la GMF (Gear Mesh Frequency), (Figura 2.9).

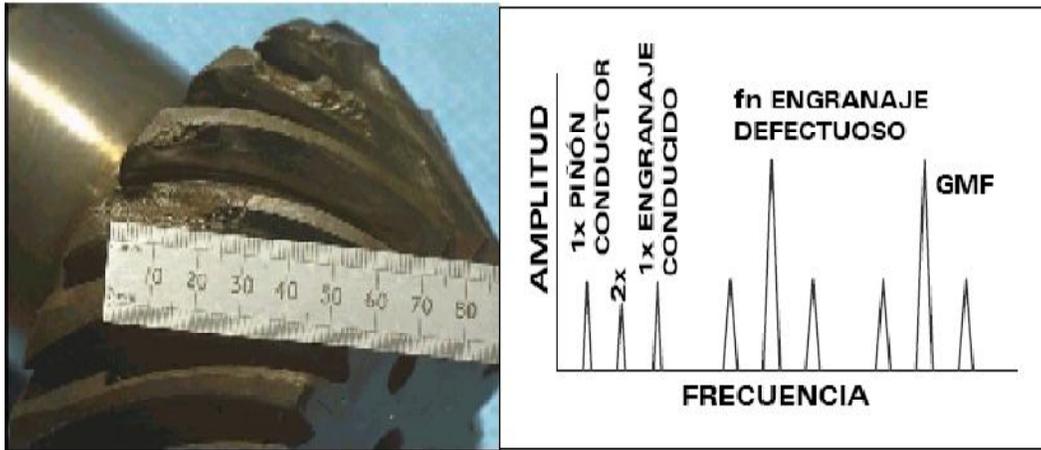


Figura 2.9: Desgaste de Diente.

En la figura 2.10, un indicador clave del desgaste uniforme de los dientes es la excitación de la frecuencia natural de la rueda dentada afectada, junto con la aparición de bandas laterales alrededor de la misma y de la F_e con sus armónicos, espaciada a la velocidad de rotación de la rueda dentada dañada.

La F_e puede o no variar su amplitud, aunque cuando el desgaste es notable pueden aparecer altos niveles de amplitud de las bandas laterales alrededor de F_e y sus armónicos.

A su vez, altos niveles de amplitud comúnmente aparecen en $2X F_e$ ó $3X F_e$, aún cuando la amplitud de F_e sea aceptable. La banda lateral puede ser un mejor indicador del desgaste que la F_e .

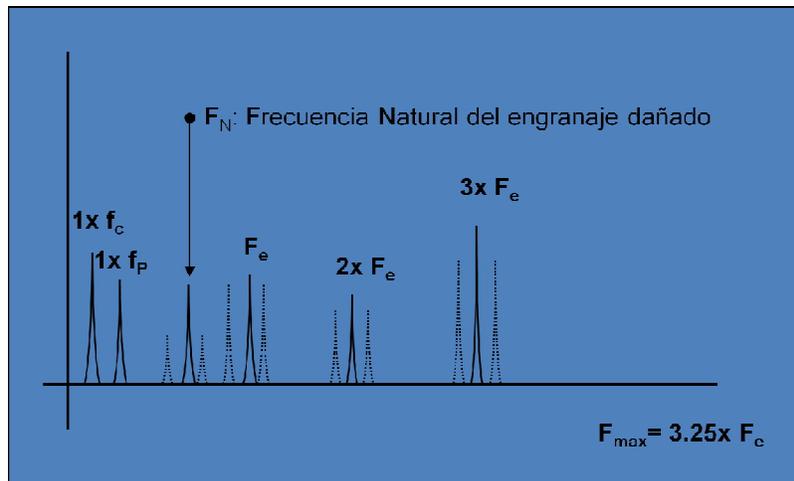


Figura 2.10: Espectro de Desgaste de Engranajes

2.5.3 Excentricidad y/o Backlash

La excentricidad ocurre cuando el centro de simetría no coincide con el centro de rotación. El backlash se produce cuando, al terminar el contacto entre dos dientes, los dos siguientes no entran inmediatamente en contacto.

El espectro muestra aumento considerable de las bandas laterales alrededor de la GMF (Gear Mesh Frequency) y F_N (frecuencia natural de vibración). El engranaje con problemas es indicado por el espaciado de las bandas laterales. Si el problema es backlash, la GMF debe disminuir con el aumento de la carga (Figura 2.11).

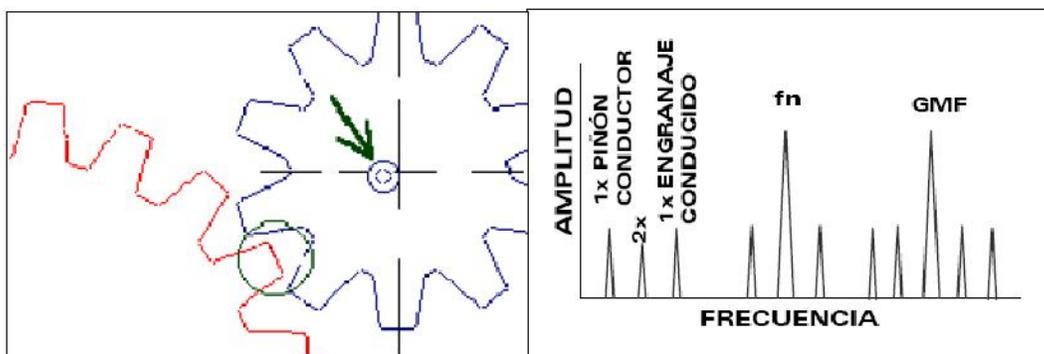


Figura 2.11: Problema de Excentricidad de Engranaje.

En la figura 2.12, se muestra la excentricidad de alguna de las ruedas dentadas puede producir modulación en amplitud de las vibraciones producidas por la F_e .

Al mismo tiempo, la variación en las presiones de contacto producidas por la modulación en amplitud puede producir fluctuaciones en la velocidad de rotación que a su vez produce modulación en frecuencia. Caracterizados por altas amplitudes de las bandas laterales alrededor de F_N , la F_e y sus armónicos.

La rueda dentada con problema es identificada por el espacio de las bandas laterales. Además el nivel de amplitud de la frecuencia de rotación del engrane excéntrico podrá llegar a ser alto si la excentricidad es el problema predominante.

Si existen fluctuaciones de la velocidad, la amplitud de la F_e disminuye cuando se incrementa la carga.

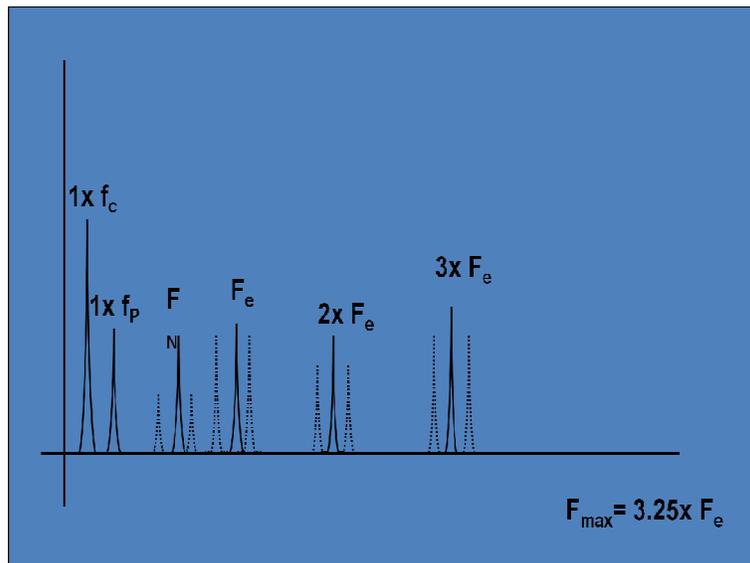


Figura 2.12: Espectro de Excentricidad de Engranajes

2.5.4 Engranaje Desalineado

El engranaje desalineado casi siempre excita el segundo orden de la frecuencia de rotación y armónicas superiores de la F_e con bandas laterales espaciada a la velocidad de rotación. (Figura 2.13).

Generalmente se podrá observar pequeñas amplitudes a la F_e , pero muy altos niveles a $2X F_e$ o $3X F_e$.

Las bandas laterales de $2X F_e$ generalmente están espaciadas a $2X$ RPM del engranaje desalineado. Debido al propio desalineamiento del diente, la amplitud de las bandas laterales, generalmente no tienen el mismo tamaño a la izquierda o a la derecha de F_e y sus armónicos.

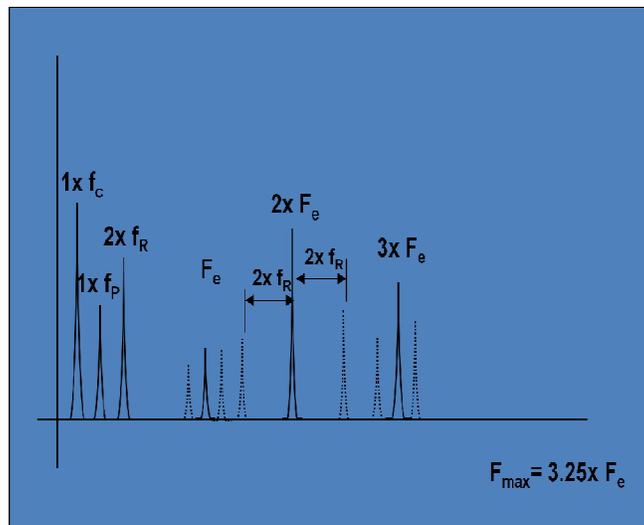


Figura 2.13: Espectro de Engranaje Desalineado

2.5.5 Picado, Fisuras o Fractura del Diente

El picado, la fisura o la fractura en un diente generan pulsos e impactos cada vez que engrana, siendo la propia velocidad de la rueda dentada, la frecuencia de repetición del impacto.

En la figura 2.14, dichos impacto pueden excitar la F_N del engranaje dañado que puede ser incluso modulada por la frecuencia de repetición de los impactos denotando un amortiguamiento relativamente alto.

A su vez en el espectro aparecen bandas laterales alrededor de la F_N espaciada a la frecuencia de rotación del engrane dañado.

Realmente estos problemas locales afectan muy poco las amplitudes de las tres primeras armónicas de la frecuencia de engranaje. Esta serie de pulsos pudieran provocar la presencia de las bandas laterales (a ambos lados) de las tres primeras armónicas de la frecuencia de engranaje espaciadas a la frecuencia de rotación de la rueda problemática.

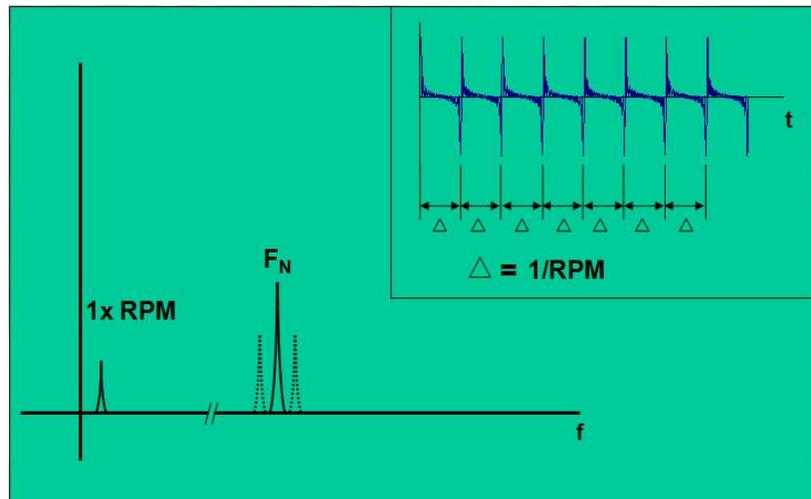


Figura 2.14: Espectro de Diente Fracturado

2.5.6 Holguras Excesivas en los Cojinetes de Apoyo

Holgura excesiva en los cojinetes de apoyo del par de engrane pueden no solo excitar muchas armónicas de la velocidad de rotación si no que también pueden causar altos niveles de amplitud a la F_e , $2XF_e$ y/o $3XF_e$, así como bandas laterales como se representa en la figura 2.15.

Las altas amplitudes de los niveles de vibración (F_e y armónicos) es la consecuencia y no la causa de las excesivas holguras.

Dichas holguras pueden ser causadas por el desgaste de los rodamientos, inadecuado ajuste del cojinete en el pedestal durante la instalación.

Estas holguras a su vez pueden provocar, excesivo desgaste en los engranajes, así como, daños en otros componentes.

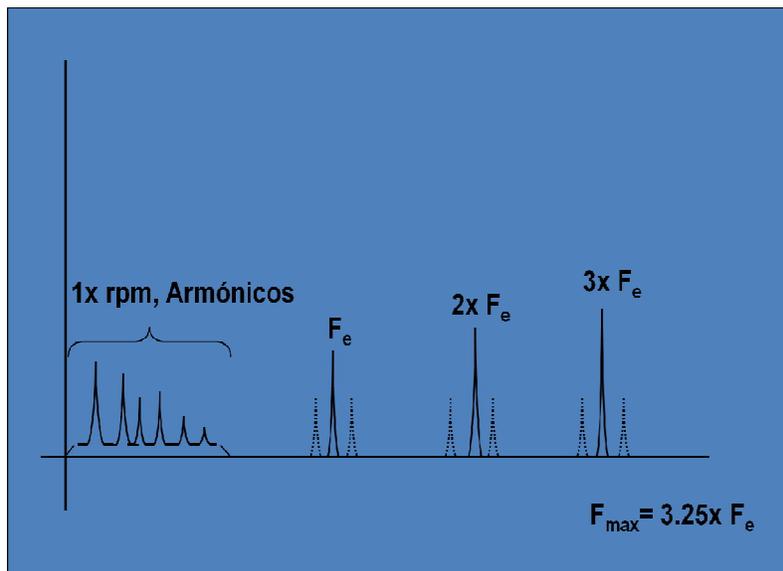


Figura 2.15: Espectro de holgura excesiva

2.5.7 Problemas de Fabricación

Problemas leves en la manufactura o manipulación indebida producen que, cuando dos dientes específicos del piñón y el engranaje conducido se encuentren, generen vibraciones de choque (Figura 2.16).

Esta falla genera altas vibraciones a bajas frecuencias por debajo de los 10 Hz. Si se determina que el problema es severo, deben reemplazarse el par de engranajes y debe tenerse más precaución en la manipulación.

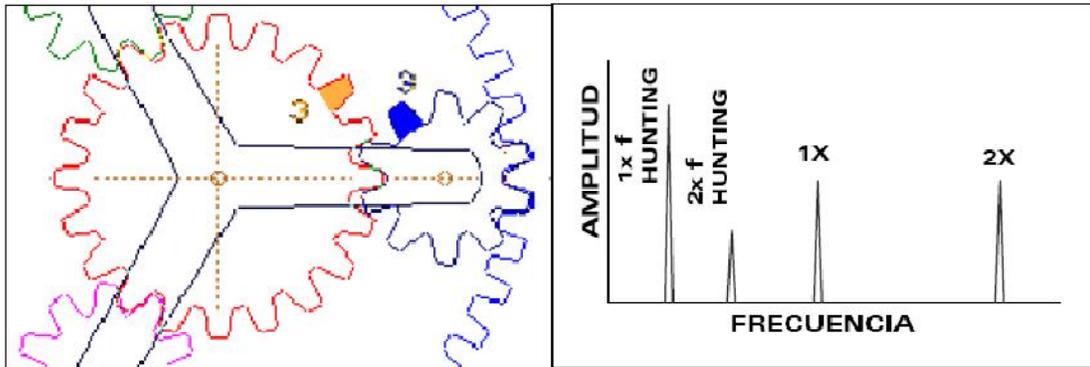


Figura 2.16: Problemas de Fabricación.

2.5.8 Identificación del Problema en Función de la Posición y Aparición las Bandas Laterales

Si la excentricidad del engranaje ha logrado producir holguras excesivas y/o solturas en el árbol, en el espectro se observarán bandas laterales a ambos lados de la frecuencia de engranaje como se representa en la figura 2.17.

Si la mayor severidad es producto de una soltura u holgura, las amplitudes de las bandas a la izquierda de la frecuencia de engranaje serán mayores en comparación con las bandas del lado derecho. Si la excentricidad constituye el problema más severo, entonces las amplitudes de las bandas a la derecha de la frecuencia de engranaje serán mayores.

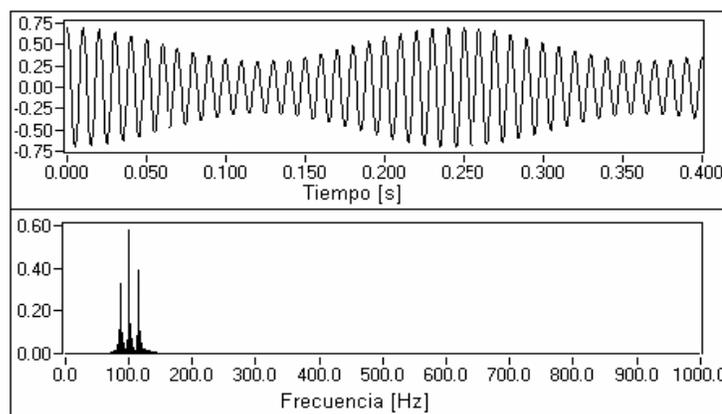


Figura 2.17: Identificación de Bandas Laterales

2.6 Corrección de Fallas en Engranajes

2.6.1 Corrección de Fallas por Desgaste en Diente

Para solucionar el problema debe cambiar o recuperar el engranaje (sólo si este no está sometido a grandes cargas y la urgencia lo amerita). Si el desgaste es prematuro inspeccione la desalineación en el eje o excentricidad en el engranaje.

2.6.2 Corrección de Fallas por Excentricidad

Para corregir el problema, el engranaje debe ser reensamblado o reemplazado si se encuentran problemas de excentricidad o se podrá realizar un bocin para engranajes pequeños.

2.6.3 Corrección de Fallas por Fabricación

Para corregir el problema, el engranaje debe ser reensamblado o reemplazado si se encuentran problemas de manufactura.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS PARA DIAGNOSTICAR FALLAS EN ENGRANAJES

3.1 Sistemas del Banco de Pruebas

El banco de pruebas para diagnosticar fallas en engranajes está compuesto por sistema de potencia, transmisión, lubricación y eléctrico.

3.1.1 Sistema de Potencia

El sistema de potencia está compuesto por un motor eléctrico, con las características que se detalla más adelante en la selección de la unidad de potencia.

3.1.2 Sistema de Transmisión

El sistema de transmisión está compuesto por: acople flexible, engranajes, ejes y chumaceras.

3.1.3 Sistema de Lubricación

Es un sistema con protección anti-desgaste (AW anti-wear) y EP (extrema presión) lo cual permitirá que los dientes minimicen su interferencia de contacto metal-metal y por ende, su fricción y desgaste, esto se realizará con una lubricación por inmersión. La superficie de fricción constantemente o temporalmente se encuentra en un baño de lubricante (aceite). Se emplea solamente en la lubricación de mecanismos cerrados, como en el caso de reductores o cajas de transmisión. Este sistema de lubricación es uno de los más económicos y sencillos porque no requiere

mantenimiento. Y sólo se debe tener cuidado de mantener la cantidad de aceite en el nivel correcto.

3.1.4 Sistema Eléctrico

El sistema eléctrico está compuesto por un arrancador.

3.2 Selección de la Unidad de Potencia

3.2.1 Selección del Motor

Se seleccionó para trabajar un motor de 1HP, por ser un banco de ensayos y el software existente en la facultad no tiene parámetros para diferenciar las potencias, debido a estas razones la potencia es indiferente para realizar las pruebas de laboratorio, sin embargo se diseño para un motor de 3 HP.

Tabla 3.1: DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR

Modelo	MSL1J	η	70.0%
Serial	20MA04	Volts	110V/220 V
Potencia	3HP	RPM	1800
Intensidad	6 A	Hz	60

3.3 Selección del Sistema de Transmisión

3.3.1 Selección del Acoplamiento

Se selecciona un acople flexible, por sus ventajas de: desgaste mínimo del acoplamiento, actúa como un amortiguador y aislador de la vibración, interviene como un aislador de la electricidad en algunos diseños, es torsionalmente suave, acepta

algún movimiento axial y amortigua la vibración axial, no requiere de lubricación, nos permite fácilmente realizar una alineación y desalineación, de una forma más rápida y segura, para alcanzar los objetivos de un banco de pruebas didáctico en el laboratorio de vibraciones.

Torque para acople flexible

$$T_{\text{acople}} = \frac{P * 5252}{\text{RPM}} \quad (\text{lb} * \text{plg}) \quad (3.1)$$

Donde P = Potencia, en HP (Horse Power)

$$T = \frac{3\text{hp} * 5252}{1800}$$

$$T = 8.75 \text{ lb} * \text{in}$$

De acuerdo al torque, rpm, diámetro del eje de salida del motor 1 plg, se selecciona un acople flexible Love-Joy, L-20.

3.3.2 Selección Diámetro de Ejes

3.3.2.1 Dimensionamiento del Eje de Entrada

Para el diseño se utilizará un acero 1020 (Anexo A) con las siguientes características:

Datos:

$$\text{Pot} = 3 \text{ hp} = 2238 \text{ watts}$$

$$\omega = 188,5 \text{ rad/s} = 1800 \text{ RPM}$$

Torque del Motor

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (\text{lbs} * \text{plg}) \quad (3.2)$$

Donde T = Torque, en lbs * plg .

ω = Velocidad angular del motor, en rad/s

P = Potencia, en HP

$$T = \frac{2238 \text{watts}}{188,5 \text{rad/s}} = 11,87 \text{Nm} = 105,34 \text{ lbs} * \text{plg}$$

Fuerza tangencial:

$$F_T = \frac{T}{r_1} \quad (\text{lbs}) \quad (3.3)$$

Donde F_T = Fuerza tangencial, en lbs

r_1 = Radio exterior del piñón, en plg

T = Torque, en lbs*plg

$$F_T = \frac{105,34 \text{lb} * \text{plg}}{0,944 \text{plg}}$$

$$F_T = 111,48 \text{ lb}$$

Fuerza radial:

$$F_R = F_T * \tan 20 \quad (\text{lbs}) \quad (3.4)$$

Donde F_R = Fuerza radial, en lbs

F_T = Fuerza tangencial, en lb

111,48lb *tag20

40,58 lb

Para los diagramas cortante y de momento de eje de entrada, se analiza a partir del la figura 3.1 en plano x-y; y figura 3.2 en el plano x-z.

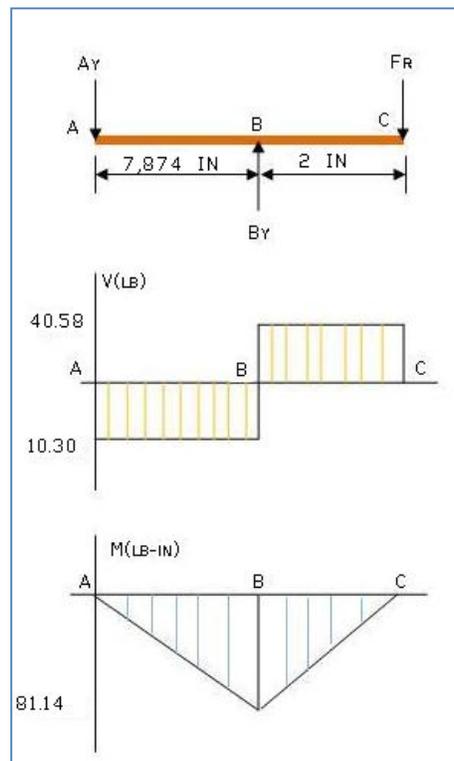


Figura 3.1: Diagrama Libre, Cortante y Momentos (Plano x-y)

10,31lb

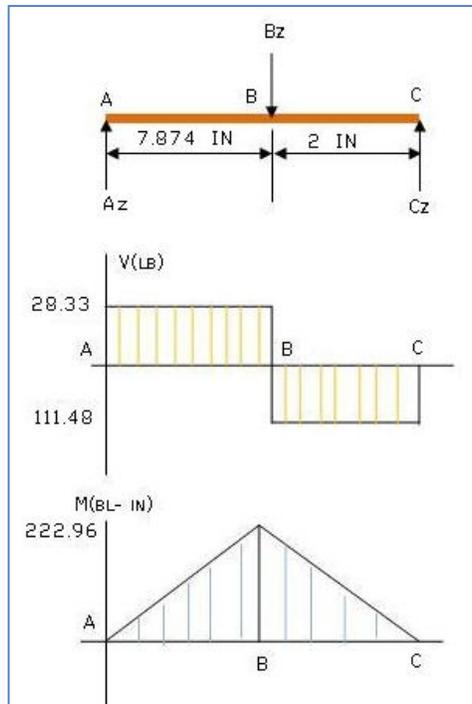


Figura 3.2: Diagrama Libre, Cortante y Momentos (Plano x-z)

28,33lb

$$M_{Bxz} = 7,784 \text{plg} * Az$$

$$M_{Bxz} = 7,784 \text{plg} * 111,48 \text{lb}$$

$$M_{Bxz} = 222,96 \text{plg} * \text{lb}$$

Momento resultante

$$M_B = \sqrt{(M_{Bxy}^2 + M_{Bxz}^2)}$$

$$M_B = \sqrt{81,14^2 + 222,96^2}$$

$$M_B = 237,27 \text{ lb} * \text{plg}$$

A continuación se realiza el diseño dinámico, para encontrar el diámetro:

$K=0$; $n=2$; asumido para iniciar los cálculos de diseño.

Límite de fatiga

$$S_e = K * S_e' \quad (\text{psi}) \quad (3.5)$$

Donde S_e = límite de fatiga, en psi

$$K = K_a * K_b * K_c$$

K_a = Factor de acabado superficial (Anexo R)

K_b = Factor de tamaño $0,879(0,77)^{-0,107}$

K_c = Factor de confiabilidad (Anexo S)

S_e' = Flexión, en psi

$S_e' = 0,5 * S_{ut}$, en psi

$$S_e = 0,4 * 0,5 * 57000 = 11400 \text{psi}$$

Ecuación de Goodman

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (3.6)$$

Donde σ_{eqa} = Equivalente de amplitud, en psi
 σ_{eqm} = Equivalente medio, en psi
 n = Coeficiente de seguridad
 S_{ut} = Resistencia a la tensión, en psi

Equivalente de amplitud

$$\sigma_{\text{eqa}} = \frac{32M_B}{\pi d^3} \text{ (psi)} \quad (3.7)$$

Donde M_B = Momento total en el punto B
 d = Diámetro del eje

$$\sigma_{\text{eqa}} = \frac{2416,8}{d^3}$$

Equivalente medio

$$\sigma_{\text{eqm}} = \frac{32 * T}{\pi d^3} \text{ (psi)} \quad (3.8)$$

Donde T = Torque
 d = Diámetro del eje

$$\sigma_{\text{eqm}} = \frac{1072,98}{d^3}$$

$$\frac{2416,3}{11400d^3} + \frac{1072,98}{57000d^3} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{80,23}{d^3} = \frac{1}{n}$$

$$d = 0,77 \text{ plg}$$

Para que el eje no sufra concentración de esfuerzo que provoque la fractura o ruptura, se ha seleccionado un entalle en el refinado que se muestra a continuación:

Concentración de tensiones

$$K_e = \frac{1}{q(K_t - 1)} ; \left\{ \begin{array}{l} r = \frac{d}{12} = 0,06 \text{ plg} \\ \frac{r}{d} = 0,0082 \\ \frac{D}{d} = \frac{2r + d}{d} = 1,5 \end{array} \right. ; K_t = 1,65 \quad q = 0,7 \quad (3.9)$$

Donde K_e = Factor de concentración de tensiones
 q = Sencibilidad de la muesca
 K_t = Concentración de esfuerzos (Anexo M)
 r = Radio mínimo del eje, en plg
 d = Diámetro del eje, en plg
 D = Diámetro mayor del eje, en plg

$$K_e = \frac{1}{0,7(1,65 - 1) + 1} = 0,69$$

Para revalidar el dimensionamiento del eje se realiza la verificación del coeficiente de seguridad con el diámetro de 0,77 pulgadas.

$$K_a = 0,914$$

$$K_b = 0,879(0,77)^{-0,107} = 0,9$$

$$K_c = 0,82$$

$$S_e = (0,914)(0,9)(0,82)(0,69)(0,5 * 57000)$$

$$S_e = 13264,7 \text{ psi}$$

$$\sigma_{eqa} = \frac{32 * 237,27}{\pi * 0,77^3} = 293,8 \text{ psi}$$

$$\sigma_{eqm} = \frac{32 * 105,34}{\pi * 0,77^3} = 2350,3 \text{ psi}$$

$$\frac{3293,8}{13264,7} + \frac{1072,98}{57000} = \frac{1}{n}$$

$$n = 2,27$$

El diámetro calculado es 0,77 pulgadas, para mayor seguridad se aumenta el área del eje ya que a mayor área mayor seguridad, debido por ser un equipo de laboratorio, por esta razón el diámetro del eje que se construyó es de 1 pulgada.

3.3.2.2 Dimensionamiento del Eje de Salida

Para el diseño se utilizará un acero 1020 (Anexo A) con la siguiente característica:

$$S_{ut} = 57000 \text{ psi}$$

Datos:

$$r_2 = 64 \text{ mm} = 2,52 \text{ plg}$$

Donde:

D_p = Diámetro exterior del engranaje.

r_2 = Radio exterior del engranaje.

De la Ec. 3.2

$$T = \frac{2238 \text{ vatios}}{70,68 \text{ rad/s}} = 31,62 \text{ Nm} = 281 \text{ lbs} \cdot \text{plg}$$

De la Ec. 3.3

Fuerza tangencial:

$$F_T = 111,48 \text{ lb}$$

De la Ec. 3.4

Fuerza radial:

$$F_R = 40,58 \text{ lb}$$

Para los diagramas cortante y de momento de eje de entrada, se analiza a partir de la figura 3.3 en el plano x-y, plano x-z figura 3.4.

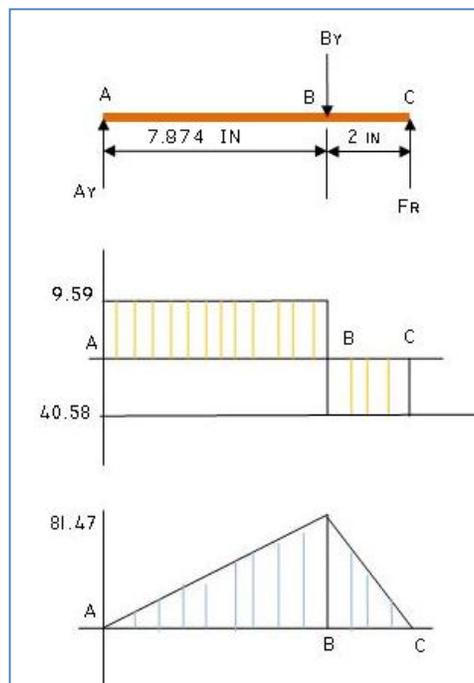


Figura 3.3: Diagramas Libre, Cortante y Momentos (Plano x-y)

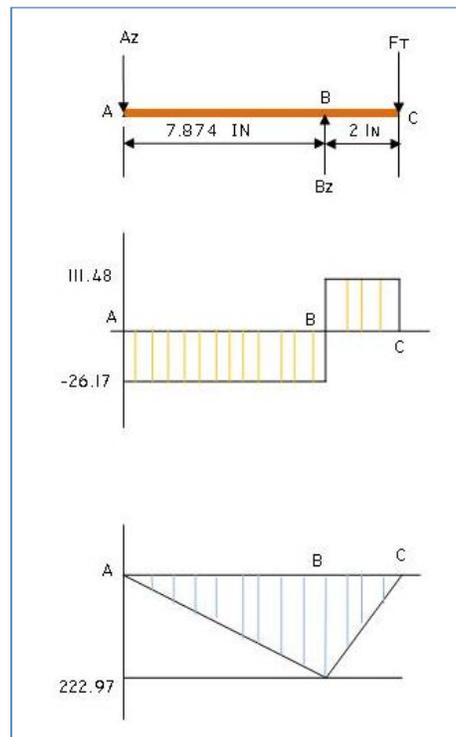


Figura 3.4: Diagramas Libre, Cortante y Momentos (Plano x-z)

$$M_B = 0$$

$$A_z(-8,52) - 111,48 * 2 = 0$$

$$A_z = 26,17 \text{ lb}$$

$$\Sigma F_z = 0$$

$$-26,17 + B_z - 111,48 = 0$$

$$B_z = 137,65 \text{ lb}$$

$$M_{B_{xz}} = 7,874 \text{ plg} * A_z$$

$$M_{B_{xz}} = 7,874 \text{ plg} * 26,17 \text{ lb}$$

$$M_{B_{xz}} = 222,97 \text{ lb} * \text{plg}$$

Momento resultante

$$M_B = \sqrt{(M_{B_{xy}}^2 + M_{B_{xz}}^2)}$$

$$M_B = \sqrt{81,47^2 + 222,97^2}$$

$$M_B = 237,39 \text{ lb} * \text{plg}$$

A continuación se realiza el diseño dinámico, para encontrar el diámetro:

$K=0$; $n=2$; asumido para el cálculo de diseño.

$$S_e = K * S_e$$

$$S_e = 0,4 * 0,5 * 57000 = 11400 \text{ psi}$$

$$\sigma_{\text{eqa}} = \frac{2418}{d^3}$$

$$\sigma_{eqm} = \frac{2862,2}{d^3}$$

$$\frac{2418}{11400d^3} + \frac{2862,2}{57000d^3} = \frac{1}{2}$$

$$d = 0,806\text{plg}$$

En el cálculo para el eje de salida se determinó un diámetro de 0,806 pulgadas, por razones de seguridad se elije un diámetro de una pulgada como se lo hizo en el eje de entrada.

3.4 Selección de Engranajes

La selección de los engranajes está basada, en una reducción de velocidad para lo cual se selecciona la relación de velocidades, de la misma manera se encuentra el módulo, para luego determinar en la tabla (Anexo B) y encontrar los valores del diente del engranaje recto. Se utiliza un material con dureza 250HB, material para engranajes (Anexo W), encontrado un acero 1040 (Anexo X).

3.4.1 Relación de Velocidades

$$z_1 = 24 ; z_2 = 64$$

A partir del rango de frecuencias del equipo de vibraciones hasta 1000Hz, se determina el número de dientes adecuado del piñón 24 dientes y del engranaje de 64 dientes

$$n_p = \frac{z_1 * n_g}{z_2} \text{ (rpm)} \quad (3.10)$$

Donde n_p = Revoluciones de entrada, en rpm

z_1 = Número de dientes del piñón

n_g = Revoluciones de salida, en rpm

z_2 = Número de dientes del engranaje

$$N_2 = \frac{24 * 1800 \text{rpm}}{64}$$

$N_2 = 675$ rpm Velocidad de salida

El seleccionamiento del módulo es 2, con el módulo se encuentra la característica del diente expresado en milímetros (Anexo B).

En la siguiente tabla 3.2, muestra las dimensiones de los dientes normales de de módulo 2.

Tabla 3.2: DIMENSIÓN DE LOS DIENTES PARA $m=2$

Addendum a	2
Dedendum b	2,50
Espacio libre de fondo c	0,50
Paso circular pitch p	2,238
Altura h	4,50

3.4.2 Cálculo del Piñón

3.4.2.1 Diámetro Primitivo

El cálculo del diámetro primitivo se realiza, con el número de dientes y el módulo.

$$D_G = m * z_1 \text{ (plg)} \quad (3.11)$$

Donde D_G = Diámetro primitivo, en plg

m = Módulo

z_1 = Número de dientes del piñón

$$D_G = 2 * 24$$

$$D_G = 48\text{mm} = 1,89 \text{ plg}$$

El diámetro primitivo de la rueda es 2,67 pulgadas

3.4.2.2 Diámetro de Fondo

El cálculo del diámetro de fondo se realiza, con el módulo y el número de dientes.

$$D_R = m * (z_1 - 2,5) \text{ (plg)} \quad (3.12)$$

Donde D_R = Diámetro de fondo, en plg

m = Módulo

z_1 = Número de dientes del piñón

$$D_R = 2 * (24 - 2,5)$$

$$D_R = 43\text{mm} = 1,70 \text{ plg.}$$

El diámetro de fondo es 1,70 pulgadas.

3.4.2.3 Diámetro Exterior

El cálculo del diámetro primitivo se realiza, con el número de dientes y el módulo.

$$D_E = m * (z_1 + 2) \text{ (plg)} \quad (3.13)$$

Donde D_E = Diámetro exterior, en plg

m = Módulo

z_1 = Número de dientes del piñón

$$D_E = 2 * (24 + 2)$$

$$D_E = 52\text{mm} = 2,04\text{plg}$$

El diámetro exterior del piñón es 2,04plg pulgadas

3.4.2.4 Cálculo del Ancho de Cara de Diente

$$F = \frac{12}{P_d} \text{ (plg)} \quad (3.14)$$

Donde: F = Ancho de cara, en plg

P_d = Paso

$$P_d = \frac{Z_1}{D_E} \text{ (plg)} \quad (3.15)$$

Donde P_d = Paso

z_1 = Número de dientes del piñón, en plg

D_E = Diámetro exterior del piñón, en plg

$$P_d = \frac{24}{1,89\text{plg}}$$

$$P_d = 12,7 \text{ plg}$$

El paso es 12,7 pulgadas.

Reemplazando en la Ec. 3.14

$$F = \frac{12}{12,7}$$

$$F = 0,94 \text{ plg}$$

El ancho de la cara del diente es a 0,94 plg.

3.4.2.5 Cálculo del Coeficiente de Seguridad

Coeficiente de seguridad

$$n = \frac{S_b}{\sigma_b} \quad (3.16)$$

Donde n = Coeficiente de seguridad

S_b = Resistencia a la flexión corregida, en psi

σ_b = Esfuerzo a la flexión, en psi

$$S_b = \frac{K_L}{K_T * K_R} * S_b' \text{ (psi)} \quad (3.17)$$

Donde S_b = Resistencia a la flexión corregida, en psi

K_R = Factor de vida (Anexo N)

K_T = Factor de temperatura = 1

K_L = Factor de confiabilidad (Anexo H)

S_b' = Resistencia a la fatiga por fricción, en psi (Anexo O)

$$S_b' = 6235 + 174HB - 0,126HB^2 = 41860 \text{ psi}$$

$$1800 \text{ rpm} = 1,04 * 10^9 \text{ ciclos}$$

$$K_L = 0,9368$$

$$K_T=1$$

$$K_R = 1$$

$$S_b = 0,9368 * 41860$$

$$S_b = 39214,45 \text{ psi}$$

Esfuerzo a flexión

$$\sigma_b = \frac{W_t * P_d}{F * J} \left(\frac{K_A * K_m}{K_V} \right) (K_S K_B K_J) \text{ (psi)} \quad (3.18)$$

Donde σ_b = Esfuerzo a la flexión, en psi

W_t = Carga de trabajo del piñón, en lbs

P_d = Paso

F = Ancho de la cara del diente, en plg

J = Factor geométrico de resistencia a flexión (Anexo K)

K_A = Factor de aplicación (Anexo J)

K_m = Factor de distribución (Anexo I)

K_V = Factor dinámico

K_S = Factor de tamaño = 1

K_B = Factor de espesor = 1

K_J = Factor de engrane intermedio = 1

$$J = 0,24$$

$$K_A=1$$

$$K_m = 1,6$$

$$W_t=111,48 \text{ lb}$$

Factor dinámico

$$K_V = \left(\frac{A}{A + \sqrt{v_t}} \right)^B \quad (3.19)$$

Donde K_V = Factor dinámico

A, B = Factor relacionado a la calidad

v_t = Velocidad en la línea de paso, en pie/min

Velocidad de paso

$$\omega_p = 11310 \text{ rad/s}$$

$$v_t = r_1 * \omega_p \text{ (pie/nim)} \quad (3.20)$$

Donde v_t = Velocidad en la línea de paso, en pie/min

r_1 = Radio exterior del piñón, en plg

ω_p = Velocidad angular del piñón, rad/s

$$v_t = 890 \text{ pie/min}$$

$$B = \frac{1}{4} (12 - Q_v)^2$$

$$B = \frac{1}{4} (12 - 6)^2$$

$$B = 0,826$$

$$A = 50 + 56(1 + B)$$

$$A = 50 + 56(1 + 0,826)$$

$$A = 59,744$$

$$K_V = \left(\frac{59,744}{59,744 + \sqrt{890}} \right)^{0,826}$$

$$K_V = 0,660$$

Reemplazando en la Ec. 3.18

$$\sigma_b = 111,48 \left(\frac{12,7}{\text{plg}} \right) \left(\frac{1}{0,94 \text{plg}} \right) \left(\frac{1}{0,24} \right) \left(\frac{1}{0,660} \right)$$

$$\sigma_b = 15231,78 \text{ psi}$$

Reemplazando en la Ec. 3.16

$$n = \frac{39214,45}{15231,78}$$

$$n = 2,58$$

3.4.3 Cálculo de la Rueda Dentada

3.4.3.1 Diámetro Primitivo

El cálculo del diámetro primitivo se realiza, con el número de dientes y el módulo. Cálculo del diámetro primitivo reemplazando en la Ec. 3.11, aplicando $z_2 = 64$.

$$D_G = 2 * 64$$

$$D_G = 128\text{mm} = 5,04 \text{ plg}$$

El diámetro primitivo de la rueda es 5,04 pulgadas

3.4.3.2 Diámetro de Fondo

El cálculo del diámetro de fondo se lo realiza, con el módulo y el numero de dientes, reemplazando en la Ec. 3.12, aplicando $z_2 = 64$.

$$D_R = 2 * (64 - 2,5)$$

$$D_R = 123\text{mm} = 4,84 \text{ plg.}$$

El diámetro de fondo es 4,84 pulgadas.

3.4.3.3 Diámetro Exterior

El cálculo del diámetro primitivo se realiza, con el módulo y número de dientes, reemplazando en la Ec. 3.13, aplicando $z_2 = 64$.

$$D_E = 2 * (64 + 2)$$

$$D_E = 132\text{mm} = 5,20\text{plg}$$

El diámetro exterior de la rueda es 5,20 pulgadas.

3.4.3.4 Cálculo del Ancho de Cara de Diente

Reemplazando en la Ec. 3.15, aplicando $z_2 = 64$.

$$P_d = \frac{64}{5,04\text{plg}}$$

$$P_d = 12,7 \text{ plg}$$

El paso del engranaje es 12,7 pulgadas, reemplazando en la Ec. 3.14, aplicando $z_2 = 64$.

$$F = 0,94 \text{ plg}$$

3.4.3.5 Cálculo del Coeficiente de Seguridad

Reemplazando en la Ec. 3.17.

$$J = 0,28$$

$$K_A = 1$$

$$K_m = 1,6$$

Resistencia a la flexión corregida

$$S_b = 0,94 \text{ psi} * 41860 = 39214,45 \text{ psi}$$

Reemplazando en la Ec. 3.20; para ω_e

$$\omega_e = \text{Velocidad angular del engranaje} = 17,71 \text{ rad/minuto}$$

Velocidad del paso del diente

$$v_t = 890,53 \text{ pie/min}$$

Reemplazando en la Ec. 3.19

$$A = 59,744$$

$$B = 0,826$$

Factor dinámico

$$K_v = 0,660$$

Reemplazando en la Ec. 3.18

$$\sigma_b = \frac{111,48 \text{ lb} * 12,7 * 1,6}{0,94 \text{ plg} * 0,28 \text{ plg} * 0,66}$$

$$\sigma_b = 13040,4 \text{ psi}$$

Reemplazando en la Ec. 3.16.

$$n = \frac{39214,45}{13040,4}$$

$$n = 3$$

3.4.4 Selección de Cojinetes

Como ya se conocen cuales son las cargas radiales y horizontales .Se calcula la carga equivalente para esto es necesario calcular la carga radial F_R , la carga axial no existe por motivo de que la máquina, no está trabajando con carga en esta dirección por lo tanto:

Carga en los cojinetes

$$C = x \sqrt{(F_T^2 + F_R^2)} + y F_A \quad (3.21)$$

Donde F_R = Fuerza radial, en lbs

F_T = Fuerza tangeccial, en lbs

C = Carga total, en lbs

x = 1 Factor de carga

y = Factor de carga axial, lb

F_A = Fuerza axial, en lbs

$$C = x * \sqrt{(40,58^2 + 111,48^2)} + 0$$

$$C = 148,64 \text{ lb} = 0,682 \text{ KN}$$

Para la capacidad de carga requerida se calcula con un factor de vida para 8 años, siendo seleccionado cojinetes, por la velocidad y carga se tiene que son cojinetes de bolas.

Carga requerida

$$C_{req.} = C \frac{f_L}{f_n} \text{ (N)} \quad (3.22)$$

Donde $C_{req.}$ = Carga requerida, en N

C = Carga total, en N

f_L = Factor de vida con el tiempo de trabajo

f_n = Factor de vida con rpm nominal

$$C_{req.} = 0,682 \frac{3,63}{0,265}$$

$$C_{req.} = 9,34KN$$

En el catálogo FAG (Anexo T), para esta carga requerida y el diámetro de construcción, se encuentra un cojinete 16205, con soportes F205 y FL205

3.5 Sistema de Lubricación

Se determinó, que la caja trabaja a lubricación hidrodinámica, ya que existe una película de lubricante que separa las superficies de los cuerpos sólidos, evitando que se produzcan el contacto entre las asperezas superficiales, por lo tanto se selecciona un sistema de lubricación por inmersión.

El lubricante seleccionado en este sistema de transmisión por engranajes es SAE 140, debido que es utilizado en cajas de transmisión y por sus características de aplicación como: alta velocidad; cargas de impacto a alta velocidad.

Tabla 3.3: CARACTERÍSTICAS SAE 90 Y 140

Grado SAE	90	140
Viscosidad Cinemática		
a 40 °C, cSt	179	538
a 100 °C, cSt	16.7	32
Indice de Viscosidad	99	90
Densidad a 15 °C, Kg./l	0.906	0.921
Punto de Inflamación, °C	168	174
Punto Escurrimiento, °C	-18	-9

3.6 Sistema Eléctrico

3.6.1 Selección del Arrancador

La selección del arrancador se establece de acuerdo a la potencia del motor y el voltaje; para así obtener la intensidad.

Intensidad de Arranque

$$I_A = I * n_E \text{ (Amperios)} \quad (3.23)$$

Donde I = Intensidad nominal, en amperios
 n_E = Coeficiente de seguridad eléctrico

$$I = 6A * 1,25$$

$$I = 7,5 A$$

Obteniendo un amperaje de 7,5 A, se coloca un arrancador de acuerdo a esta necesidad, seleccionando un arrancador EBC LE1D123 con intensidad variable, regulando a 7,5 A.

3.7 Diseño del Bastidor del Banco de Pruebas

Se realiza el análisis de la estructura para el banco de prueba seleccionado un ángulo 50x50x3 con referencia en el Anexo C

$$W_m = 20\text{kgf}$$

$$W_c = 45\text{kgf}$$

Donde:

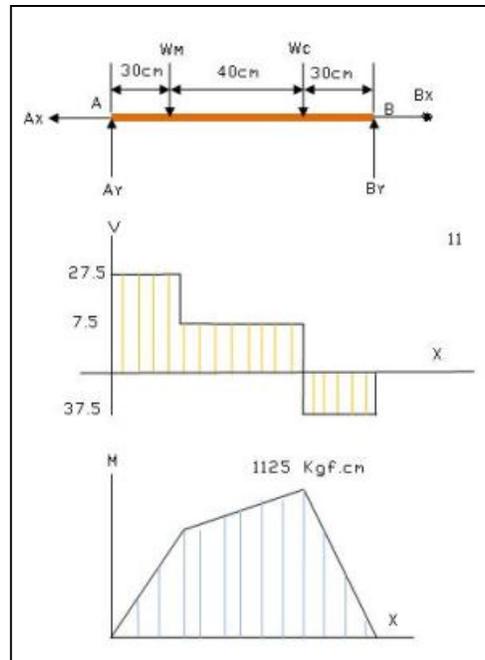


Figura 3.5: Diagrama Libre, Cortante y Momentos de la Estructura

Para

Deflexión

$$d_{le} = \frac{W_m a^2 b^2}{3 * E * I * L} \text{ (mm)} \quad (3.24)$$

Donde d_{le} = Deflexión, en mm

W_m = Peso del motor, en kgf

a = Distancia del punto A a la carga, mm

b = Distancia a la carga al punto B, en kgf

E = Módulo de elasticidad

I = Momento de inercia

L = Longitud total, mm

$$d_{le} = \frac{20\text{kgf} * (30\text{cm})^2 * (70\text{cm})^2}{3 * E * I * (100\text{cm})}$$

$$d_{le} = 0,016 \text{ cm}$$

Para W_c

Reemplazando en la Ec. (25)

$$d_{le} = \frac{W_c * a^2 b^2}{3 * E * I * L}$$

$$d_{le} = \frac{45\text{kgf} * (70\text{cm})^2 * (30\text{cm})^2}{3 * E * I * (100\text{cm})}$$

$$d_{le} = 0,037 \text{ cm}$$

$$d_{le_{total}} = d_{le_{caja}} + d_{le_{motor}} = 0,037\text{cm} + 0,016\text{cm}$$

$$d_{le_{total}} = 0,053 \text{ cm}$$

Se calculará la carga que soportará la estructura

Carga crítica

$$P_{er} = \frac{\pi * E * I}{\ell^2} \text{ (kgf)} \quad (3.25)$$

Donde P_{er} = Carga crítica, en kgf

E = Módulo de elasticidad, en $\frac{\text{kgf}}{\text{m}}$ (Anexo V)

I = Momento de inercia, en cm^4

ℓ = Altura de la estructura, en cm

Reemplazando en la Ec. (3.25)

$$P_{er} = \pi \left[2,1 * 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} \right] \left[\frac{7,03\text{cm}^4}{80\text{cm}^2} \right] * 3,5$$

$$P_{er} = 182312,12 \text{ kgf}$$

$$B_y = \frac{37,5}{2} \text{ kgf}$$

$$B_y = 18,75 \text{ kgf}$$

$P_{er} > B_y$ Condiciones para que resista la estructura

182312,12 kgf > 18,75 kgf Por lo tanto soporta la estructura.

3.8 Elaboración de Planos

Los planos de construcción y especificaciones se muestran en la sección de planos.

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS PARA DIAGNOSTICAR FALLAS EN ENGRANAJES

4.1 Construcción de la Estructura del Banco de Pruebas

El propósito que tiene este banco o plataforma es lograr introducir un desalineamiento controlado del eje del motor con respecto al eje de la caja.

La desalineación de la plataforma superior se logra a través de los pernos tensores y de regulación.

La base del motor debe fijarse a los pernos de regulación para que esta no sufra los efectos de vibración, por lo cual la plataforma está provista de perforaciones, ojos chinos para permitir la desalineación y luego fijar el motor.

En la sección de planos se muestra una figura del diseño del banco con la cual se logrará implementar al banco con la simulación de la falla de alineación de ejes y fallas en engranajes.

Para la construcción del banco se establece un curso-grama de procesos tabla 4.1, que representa en forma gráfica la secuencia que siguen las operaciones de construcción.

En la tabla 4.1, se muestra de forma detallada el proceso de construcción del banco con 14 pasos de operación, 2 pasos de transporte, 1 paso de espera, 8 pasos de inspección y 2 pasos de almacenamiento; tratando de optimizar los procesos de construcción.

Tabla 4.1: CURSO-GRAMA DE PROCESOS PARA LA CONSTRUCCIÓN

OBJETIVO: Construir el banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en engranajes mediante el análisis de espectros vibracionales.	Actividad	Simbología				
	OPERACIÓN TRANSPORTE ESPERA INSPECCIÓN ALMACENAMIENTO	O	→	D	□	▽
DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO					OBSERVACIONES
	O	→	D	□	▽	
Almacenamiento de materiales para la construcción					*	
Trasporte al área de trabajo		*				
Inspección de los materiales					*	
Cortar perfiles	*					
Cortar planchas	*					
Conformación de la estructura (soldado)	*					
Inspección de la estructura					*	
Perforación para los pernos de regulación en la estructura	*					
Perforación para los ejes y cojinetes en la caja	*					
Conformación de la caja (soldado)	*					
Inspección de la caja					*	
Amolado de la estructura y caja	*					
Maquinado y cortado de ejes	*					
Inspección de los ejes					*	
Maquinado del piñón y engranaje	*					
Inspección del piñón y engranaje					*	
Montaje de la estructura con el motor y caja	*					
Inspección del montaje					*	
Montaje de caja con cojinetes , ejes y acople	*					
Inspección del montaje (alineación de ejes de entrada y salida)					*	
Montaje de piñón y engranaje	*					
Inspección del montaje de piñón y engranaje					*	
Acabados	*					
Pintado	*					
Secado					*	
Transportado al laboratorio		*				
Almacenado en el laboratorio (anclaje)					*	
TOTAL: 27	14	2	1	8	2	

4.1.1 Ensamblaje de la Estructura del Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes

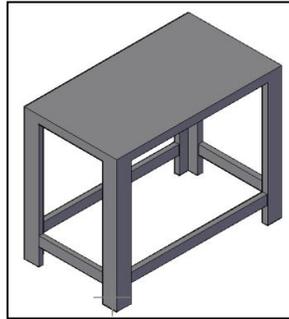


Figura 4.1: Estructura del Banco de Pruebas

4.1.2 Vistas de la Estructura del Banco de Pruebas

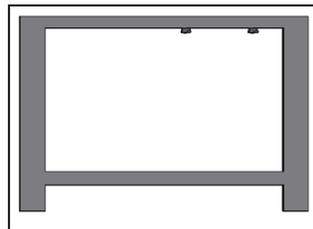


Figura 4.2: Vista Frontal de la Estructura del Banco de Pruebas

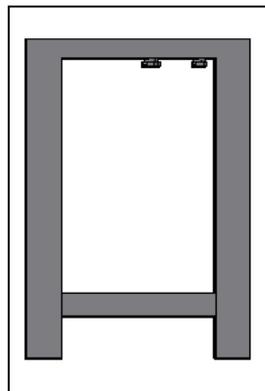


Figura 4.3: Vista Lateral de la Estructura del Banco de Pruebas

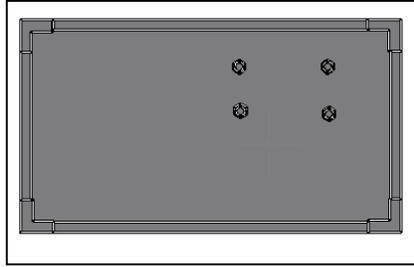


Figura 4.4: Vista Superior de la Estructura del Banco de Pruebas

4.1.3 Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes

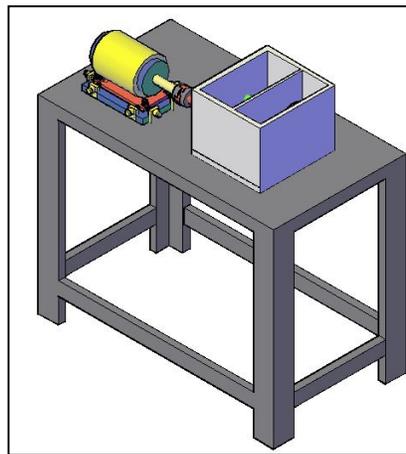


Figura 4.5: Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes

4.1.3.1 Vista Frontal del Banco de Pruebas

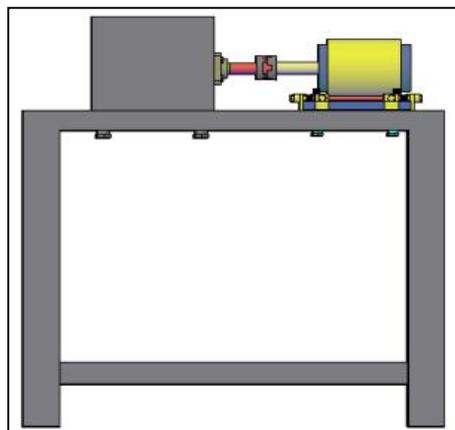


Figura 4.6: Vista Frontal del Banco de Pruebas

4.1.3.2 Vista Superior del Banco de Pruebas

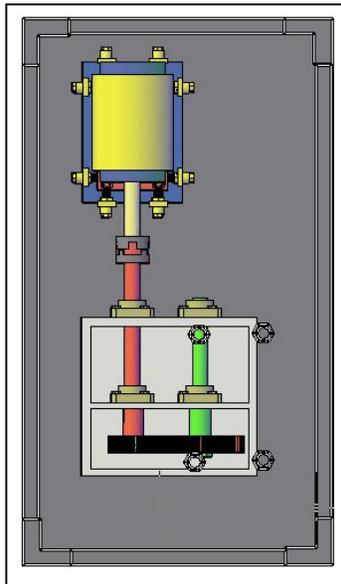


Figura 4.7: Vista Superior del Banco de Pruebas

4.1.3.3 Vista Lateral del Banco de Pruebas

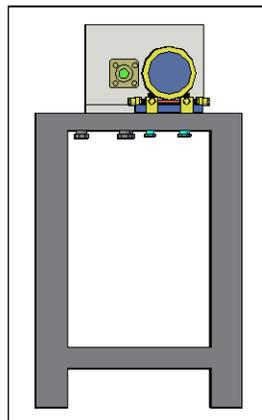


Figura 4.8: Vista Lateral del Banco de Pruebas

4.1.4 Elementos del Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes

4.1.4.1 Motor

En la figura 4.9, se observa el motor seleccionado de la maquinaria para diagnosticar fallas en engranajes.



Figura 4.9: Motor

4.1.5.2 Caja de Transmisión

El la figura 4.10 se observa la caja de transmisión, construida y ensamblada.



Figura 4.10: Caja de Transmisión.

4.1.5.3 Sistema de Transmisión

En la figura 4.11, se observa el piñón y engranaje respectivamente, en la posición que a ser ensamblada en la caja de transmisión.



Figura 4.11: Sistema de Transmisión.

4.1.5.4 Arrancador

En la figura 4.12 se observa el arrancador para el banco de pruebas para diagnosticar fallas en engranajes.



Figura 4.12: Arrancador

4.1.5.5 Acople Flexible

En la figura 4.13, se observa el acople flexible seleccionado para el banco de pruebas.



Figura 4.13: Acople Flexible.

4.2 Materiales Utilizados en la Construcción del Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes

- Planchas de tol de (3/16), (1/4) mm.
- Ángulos de (50x50x3) mm.
- Un acople flexible.
- Una caja de protección.
- 4 Chumacera de pared (1) plg.
- 2 Ejes (1) plg.
- 1 Piñón.
- 4 Engranajes.
- Dos litros de tiñer
- Dos litros de pintura negra
- Tres libras de electrodos E6011.

4.3 Especificaciones Técnicas

4.3.1 Motor

Las especificaciones técnicas del motor se puede observar en la tabla 3.1.

4.4 Ensamblaje Elementos del Banco de Pruebas

4.4.1 Perforación y Colocación del los Pernos Base

En la figura 4.14, se puede observar la perforación de la base del motor, las perforaciones son de tipo ojo chino para facilitar la alineación respectiva del equipo y facilitar la movilidad en los diferentes sentidos.



Figura 4.14: Colocación de la Base del Motor.

4.4.2 Ensamblaje de la Base del Motor y los Tensores

En la figura 4.15, se puede observar la ubicación de la base y los tensores de la forma ideal para realizar la alineación.



Figura 4.15: Base y Tensores

4.4.3 Ensamblaje del Motor en la Base

En la figura 4.16, se observa el motor ensamblado sobre una base móvil, que tiene como función principal la alineación del motor-caja.

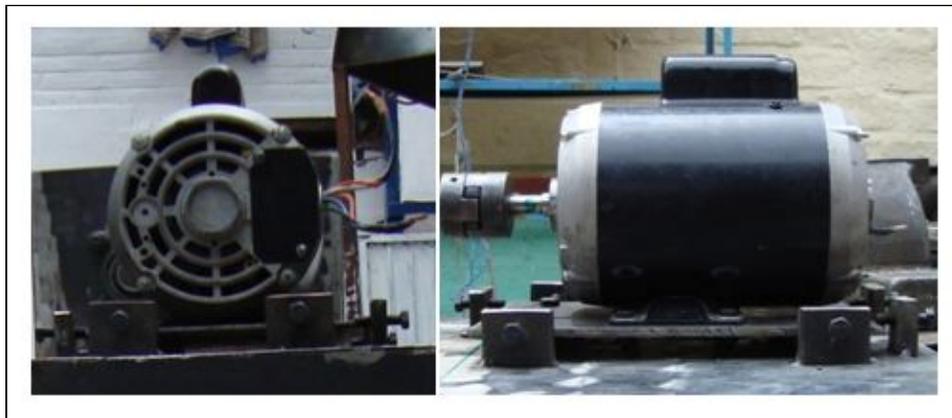


Figura 4.16: Ensamblaje del Motor en la Base.

4.4.4 Ensamblaje de la Caja de Transmisión por Engranajes

En la figura 4.17, se puede observar el armado de la caja con las perforaciones y medidas adecuadas.



Figura 4.17: Armado de la Caja.

En la figura 4.18, se puede observar el ensamblaje de las chumaceras de pared en la caja y sus respectivos ejes.



Figura 4.18: Montaje de las Chumaceras.

En la figura 4.19, se observa el montaje del piñón y posteriormente del engranaje en la caja, en la posición adecuada.



Figura 4.19: Montaje del Piñón y Engranaje.

En la figura 4.20, se observa la caja de transmisión armada y lista para funcionar.



Figura 4.20: Caja de Transmisión.

4.4.5 Ensamblaje del Acople Flexible

En la figura 4.21, se observa la preparación y ensamblaje del acople flexible en los ejes respectivos.



Figura 4.21: Acople Flexible.

4.5 Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes Ensamblado

4.5.1 Acabados del Banco de Pruebas para Diagnosticar Fallas en Engranajes

En la figura 4.22, se observa el banco de pruebas preparado y listo para la realización de la aplicación de la pintura.



Figura 4.22: Preparación del Banco.

Figura 4.23, pintado del banco de pruebas con la pintura seleccionada para proteger de la corrosión y estética propia del banco de pruebas.



Figura 4.23: Pintado del Banco de Pruebas.

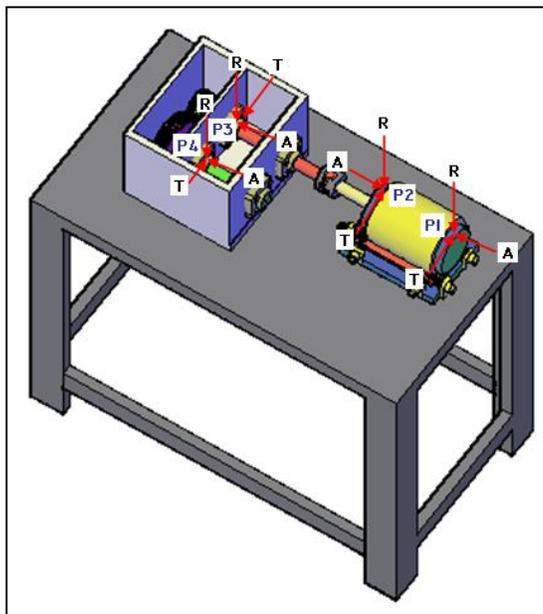
CAPÍTULO V

5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

5.1 Pruebas Funcionales del Banco de Pruebas

5.1.1 Ubicación de Puntos

En la figura 5.1, se colocan los puntos de medición para el motor y la caja, en los sentidos radial, axial y tangencial de los puntos en los cuales se ubica el transductor.



P1= Primer punto de medición
P2= Segundo punto de medición
P3= Tercer punto de medición
P4= Cuarto punto de medición
A = Axial
R = Radial
T = Tangencial

Figura 5.1: Puntos de Medición

5.1.2 Configuración del Software

5.1.2.1 Elaboración de la Ruta

Una vez creada una carpeta, selecciona un nuevo ítem, posteriormente se selecciona un sub ítem y se ingresa los datos que pide el software (figura 5.2).

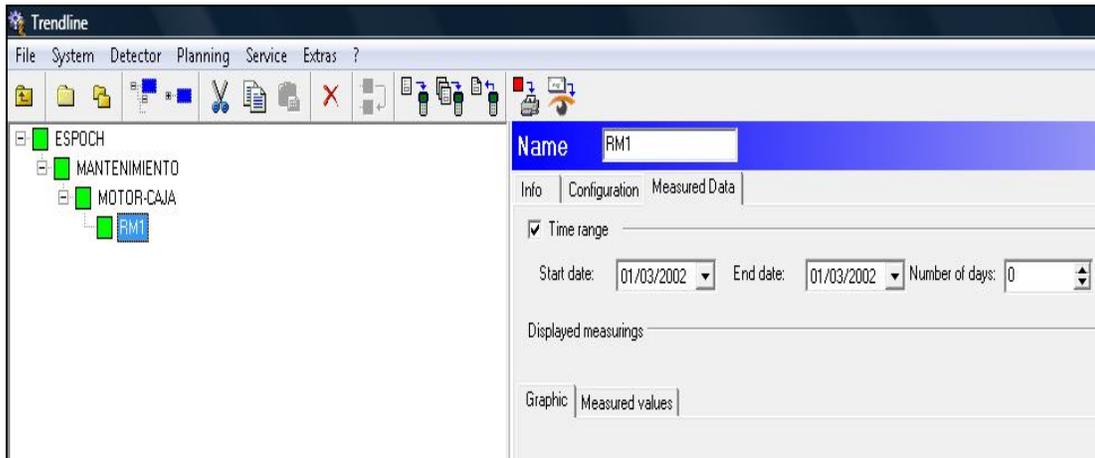


Figura 5.2: Pantalla de Elaboración de la Ruta

5.1.2.2 Configuración de los Puntos de Medición

La configuración de los puntos se realiza de acuerdo al transductor, las principales alarmas y la sensibilidad hasta 1000Hz como se muestra en la figura 5.3.

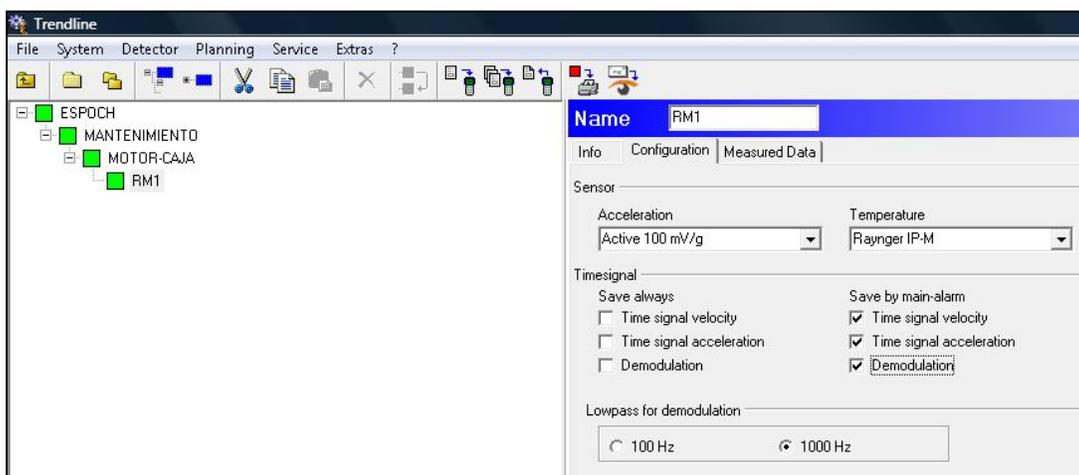


Figura 5.3: Pantalla de Configuración de los Puntos de Medición

5.1.2.3 Configuración de los Valores Característicos

Dentro de los valores característicos de alarma y pre alarma se selecciona los valores como se muestra en la figura 5.4.

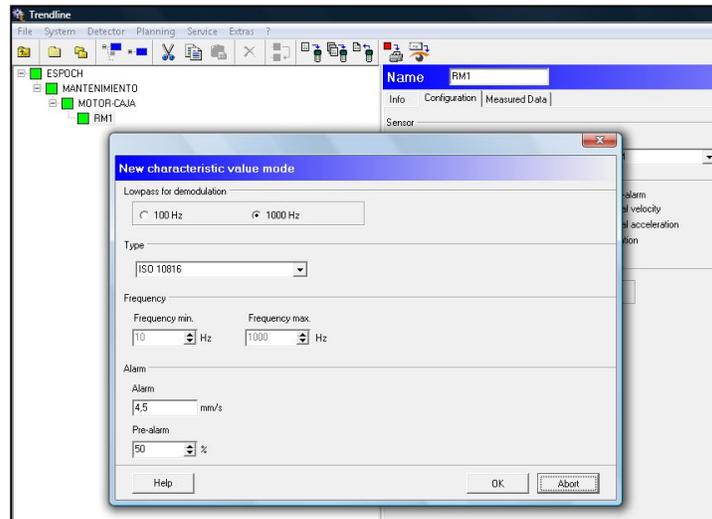


Figura 5.4: Configuración de los Valores Característicos

5.1.2.4 Ruta Creada

Luego de haber realizado los pasos anteriores la ruta creada se muestra como se indica en la figura 5.5.

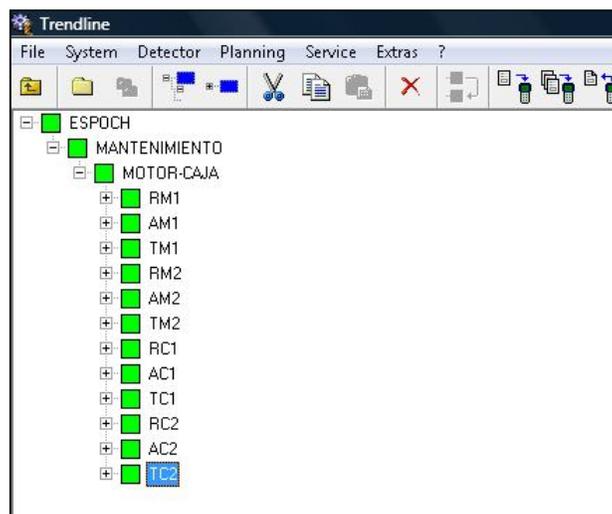


Figura 5.5: Ruta Creada

5.2 Cálculo de la Frecuencia de Engrane

La frecuencia de falla de engranajes, se calcula multiplicando el número de dientes del engranaje por la velocidad del motor.

$$F_e = z_1 * \text{velocidad de giro(HZ)} \quad (5.1)$$

Donde F_e = Frecuencia de engrane
 z_1 = Número de dientes del piñón
Velocidad de giro = Velocidad de giro del motor

$$F_e = 24 \times 1800(\text{RPM})$$

$$F_e = 43200(\text{RPM})$$

$$F_e = 720(\text{Hz})$$

5.3. Pruebas en Desalineación de la Máquina

Una vez creada la ruta en el software Trendline se envía al equipo Detector, para realizar las mediciones correspondientes en cada uno de los puntos requeridas por el equipo. Se analiza los espectros obtenidos de la máquina como se observa en las figuras 5.6 a la figura 5.11.

5.3.1 Espectros Obtenidos del Motor

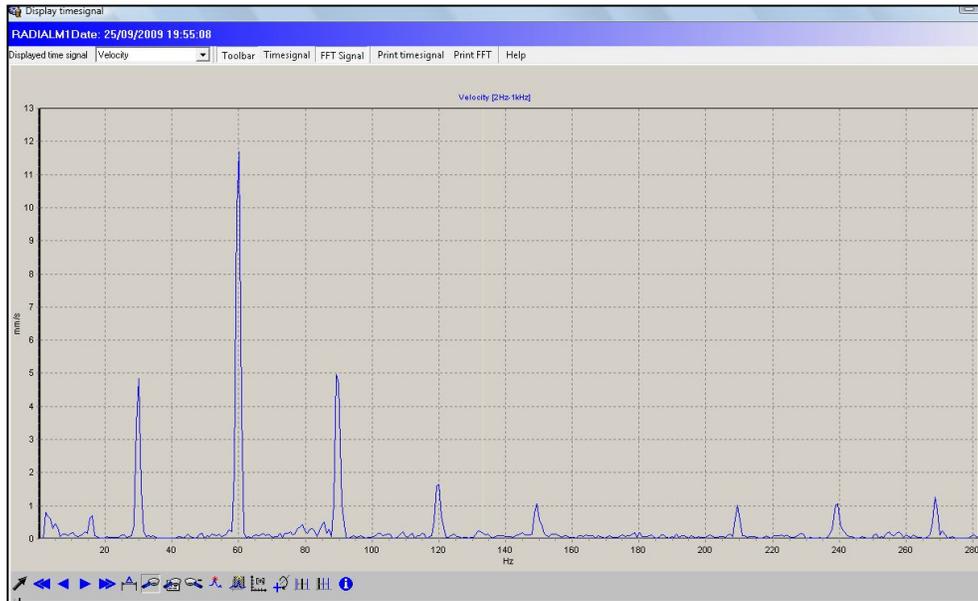


Figura 5.6: Punto Radial Motor

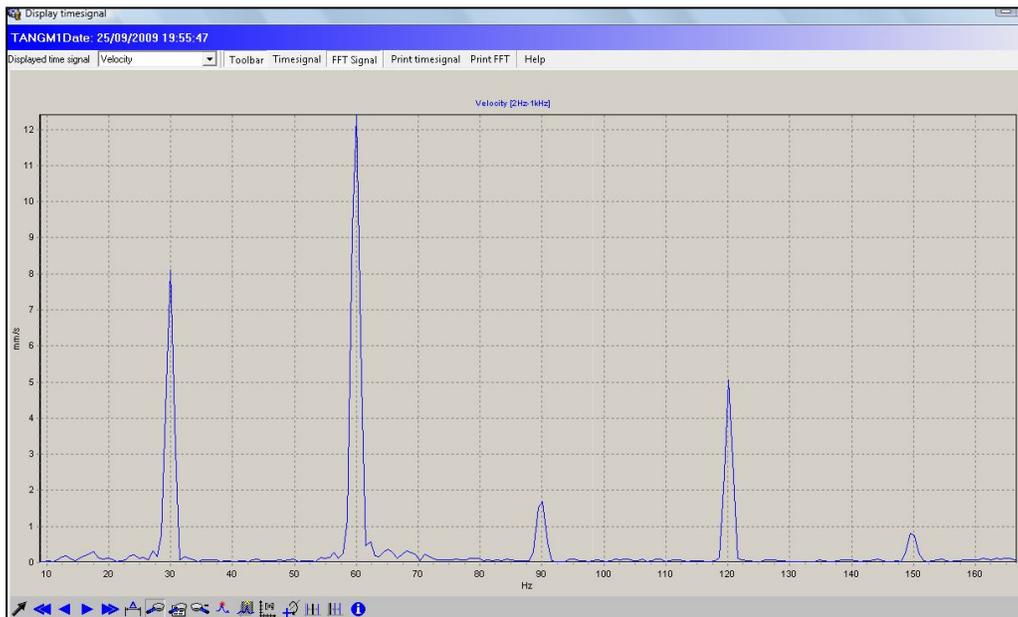


Figura 5.7: Punto Tangencial Motor

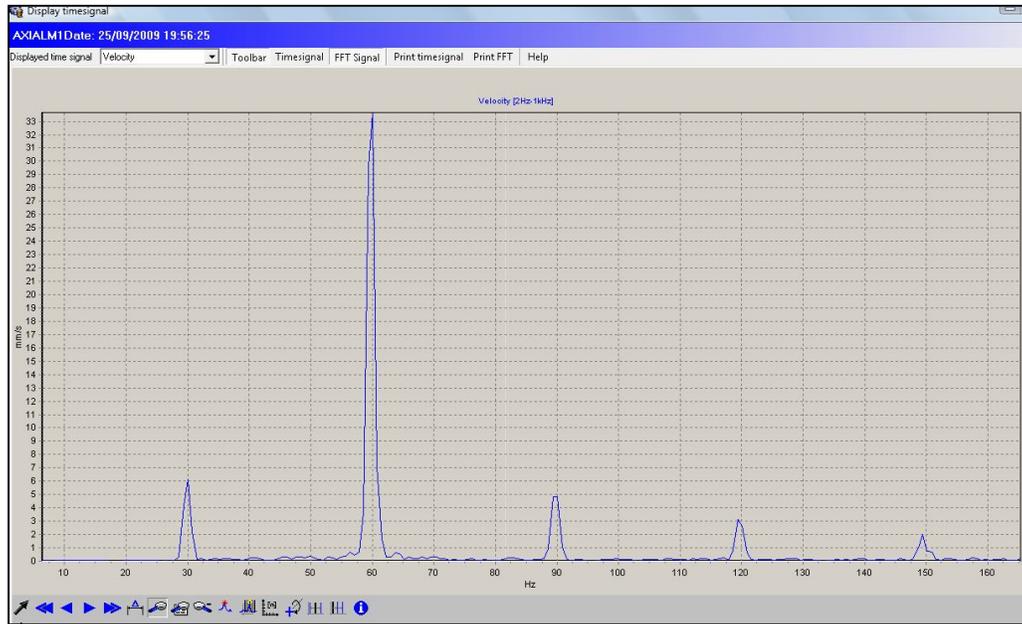


Figura 5.8: Punto Axial Motor

5.3.2 Espectros Obtenidos de la Caja

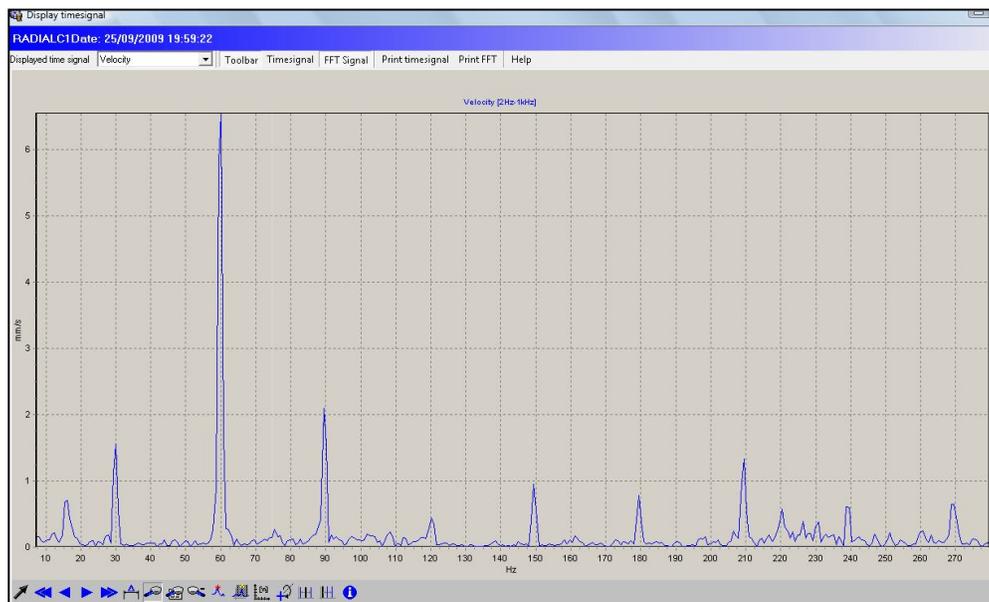


Figura 5.9: Punto Radial Caja

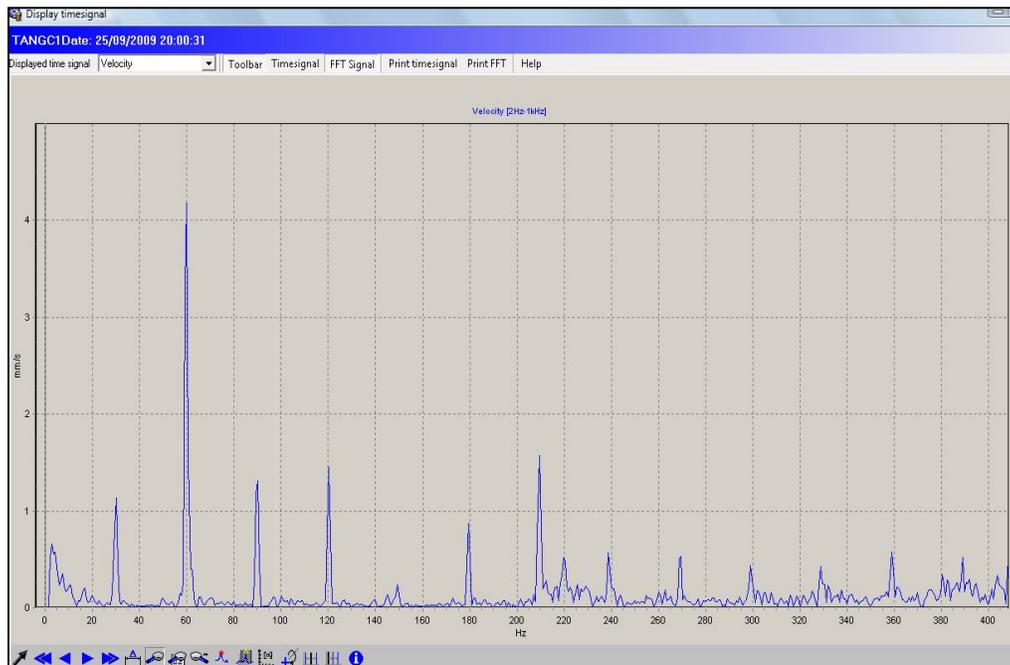


Figura 5.10: Punto Tangencial Caja

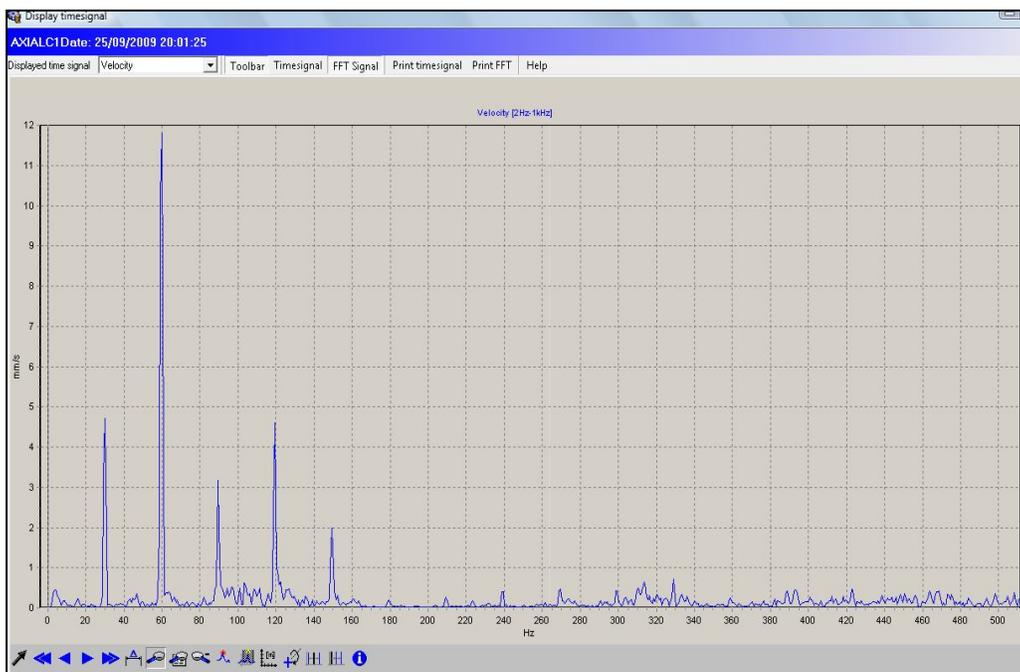


Figura 5.11: Punto Axial Caja

5.4 Pruebas con Engranaje en Buen Estado

Una vez creada la ruta en el software Trendline se envía al equipo Detector para realizar las mediciones correspondientes en cada uno de los puntos requeridas por el equipo. Se analiza los espectros obtenidos de la máquina como se observa en las figuras 5.12, a 5.14.

5.4.1 Espectros Obtenidos de la Caja

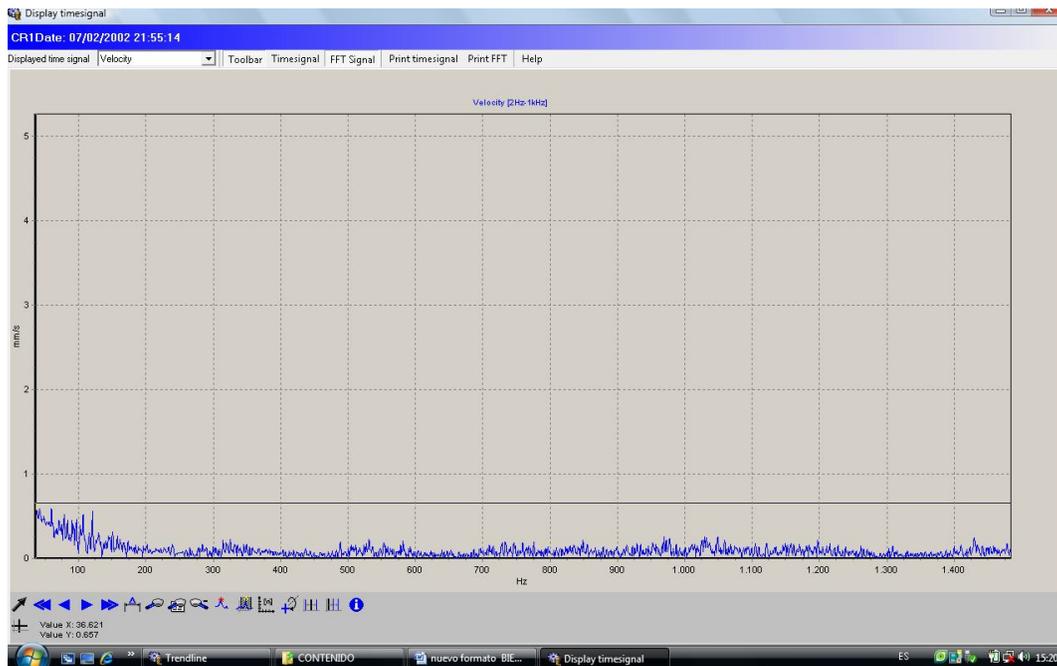


Figura 5.12: Punto Radial Caja

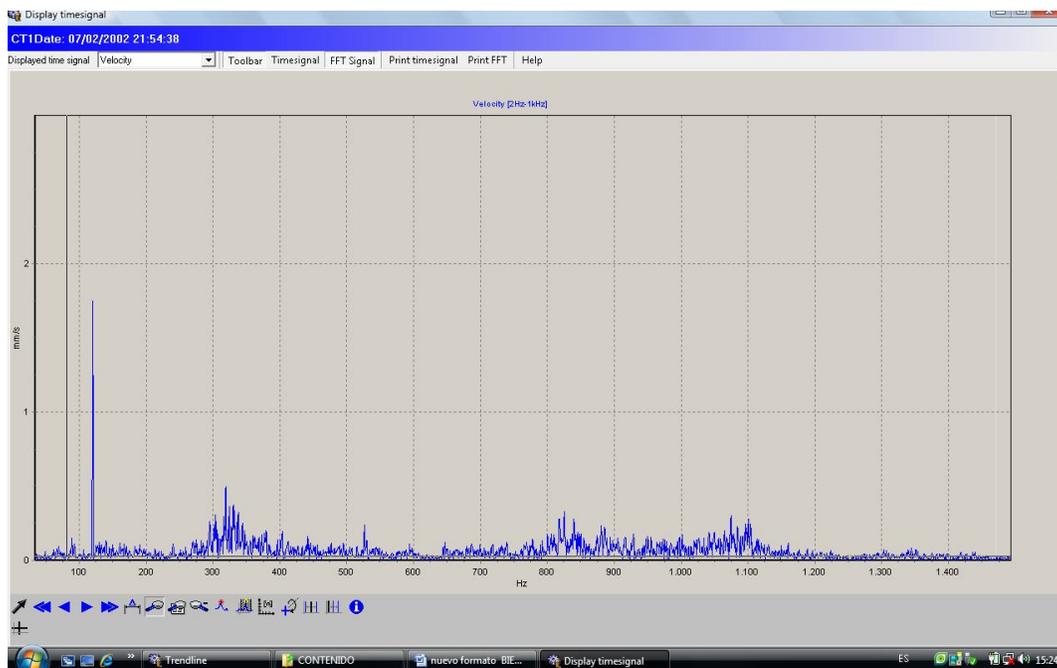


Figura 5.13: Punto Tangencial Caja

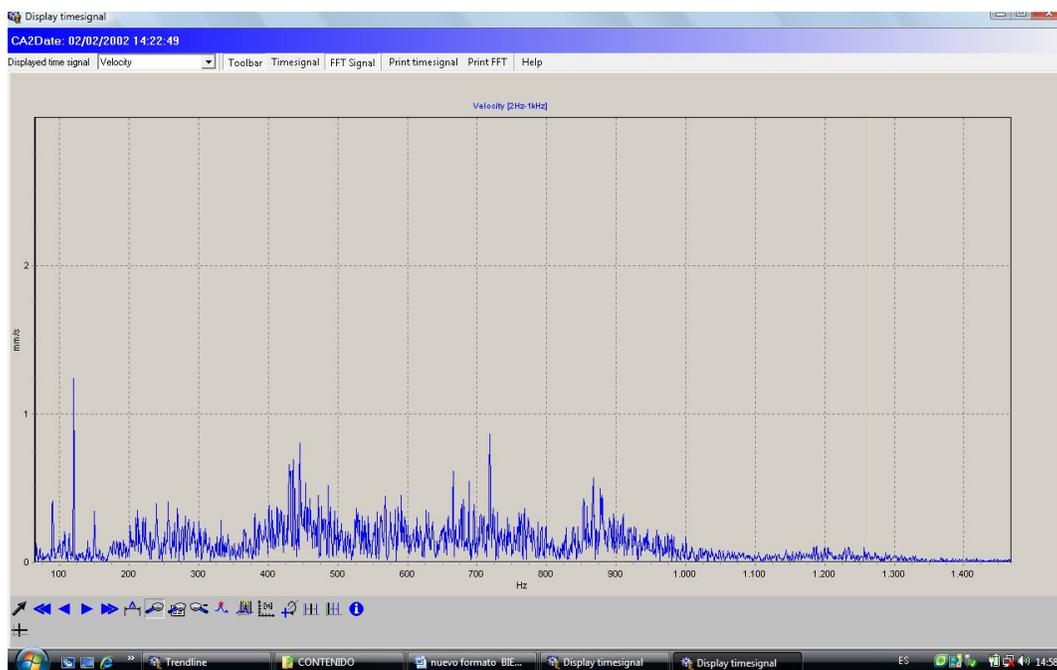


Figura 5.14: Punto Axial Caja

5.5 Pruebas con Engranaje Excéntrico

Una vez creada la ruta en el software Trendline se envía al equipo Detector para realizar las mediciones correspondientes en cada uno de los puntos requeridas por el equipo. Se analiza los espectros obtenidos de la máquina como se observa en las figuras 5.15, a 5.17.

5.5.1 Espectros Obtenidos de la Caja

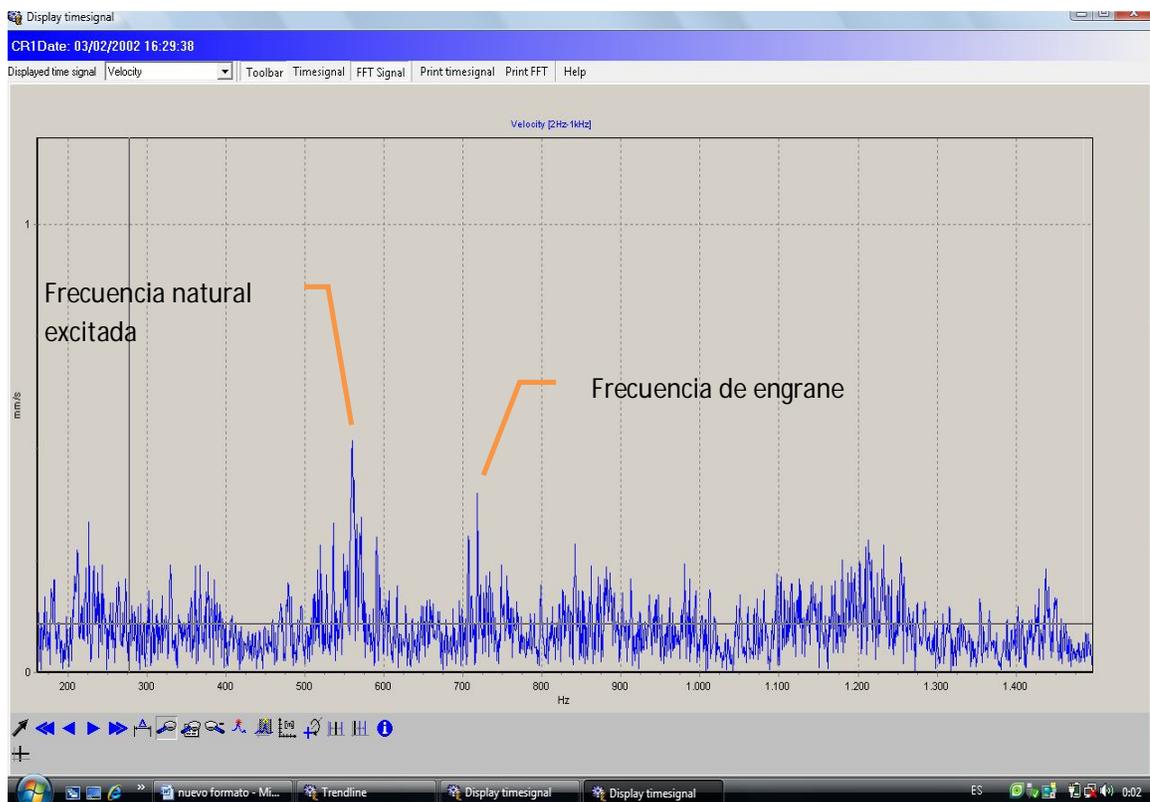


Figura 5.15: Punto Radial Caja

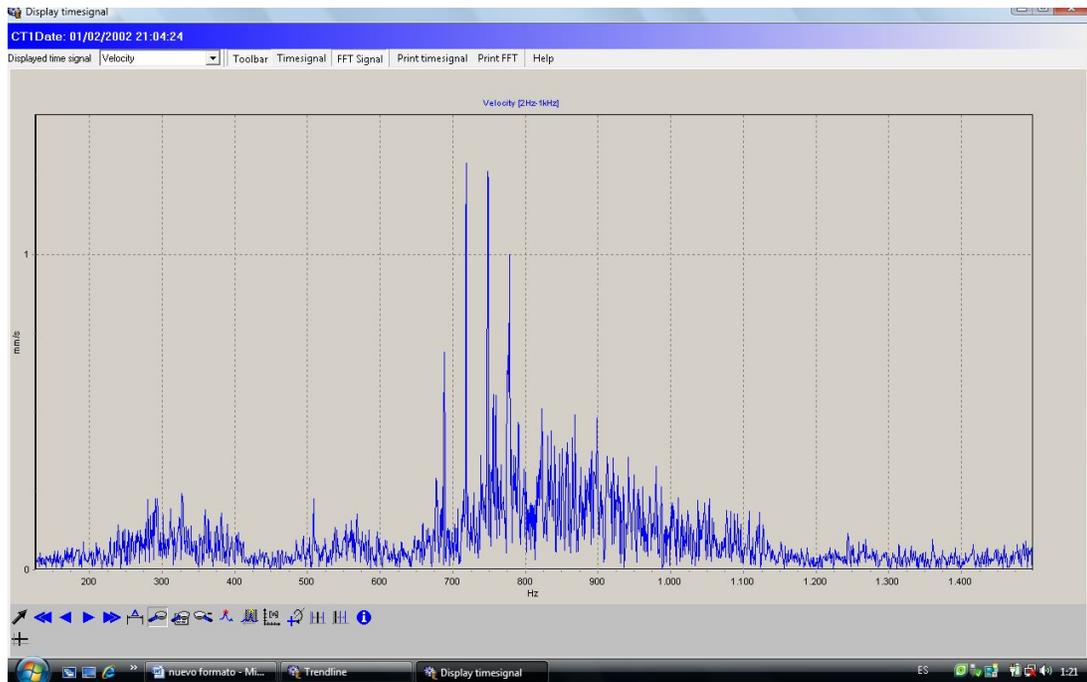


Figura 5.16: Punto Tangencial Caja

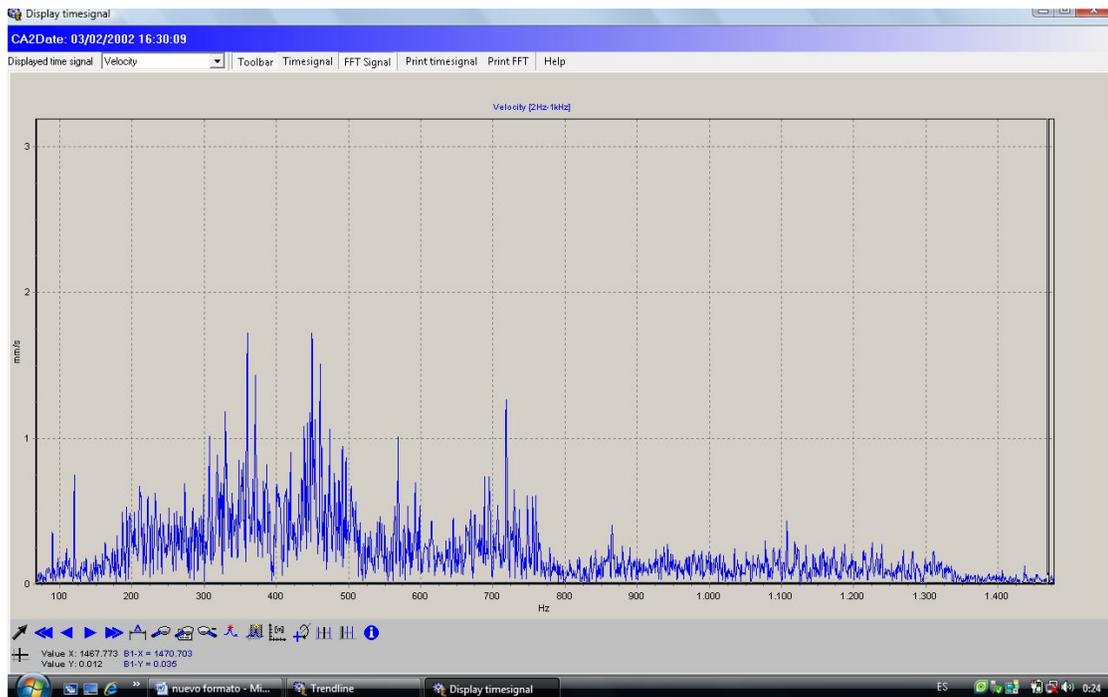


Figura 5.17: Punto Axial Caja

5.6 Pruebas con Engranaje Desgastado

Se realiza una nueva ruta con las mismas características en el software Trendline y se envía al equipo Detector para realizar las mediciones correspondientes en cada uno de los puntos requeridas por el equipo. Se analiza los espectros obtenidos de la máquina como se observa en las figuras 5.18, a 5.20.

5.6.1 Espectros Obtenidos de la Caja

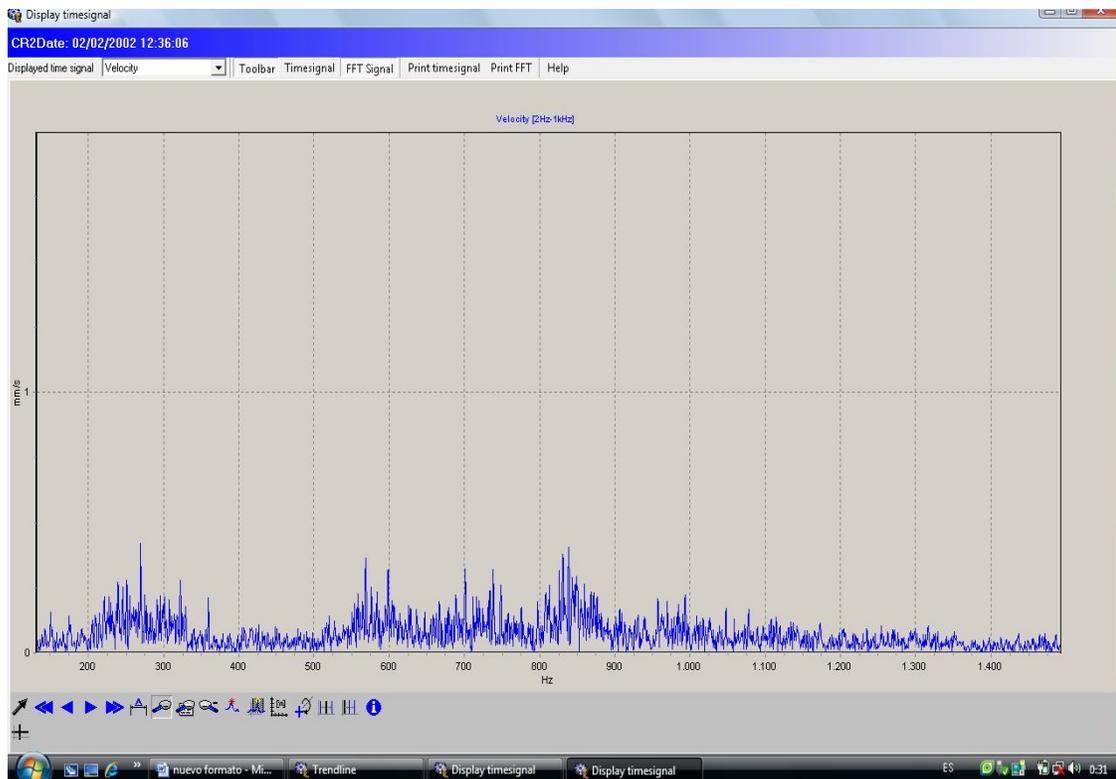


Figura 5.18: Punto Radial Caja

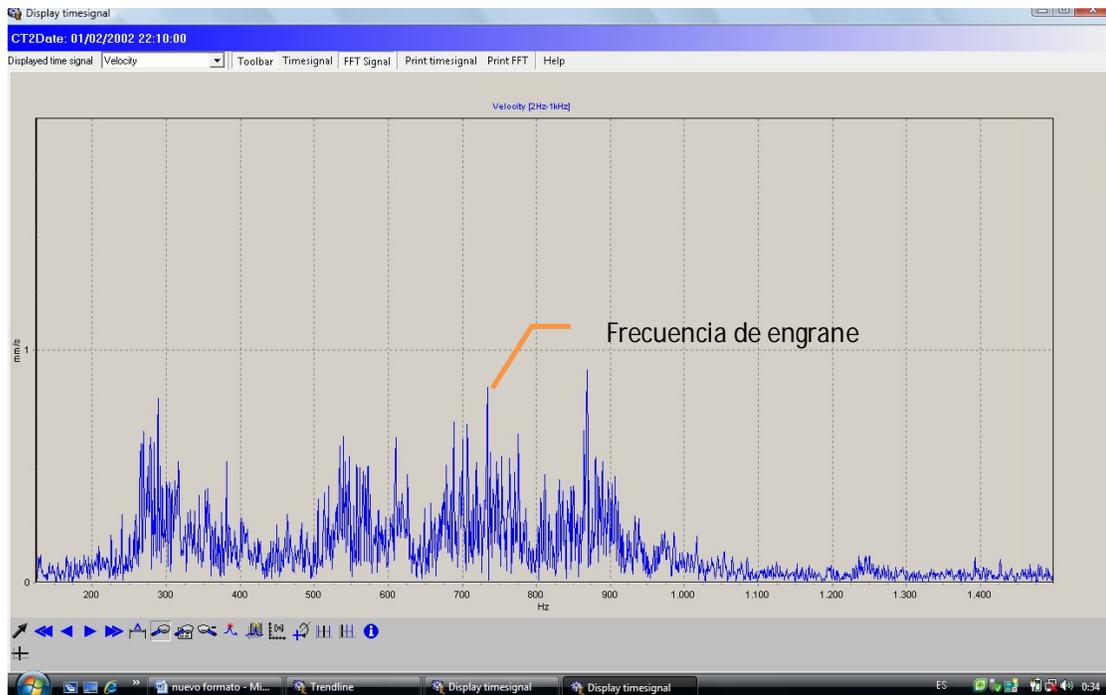


Figura 5.19: Punto Tangencial Caja

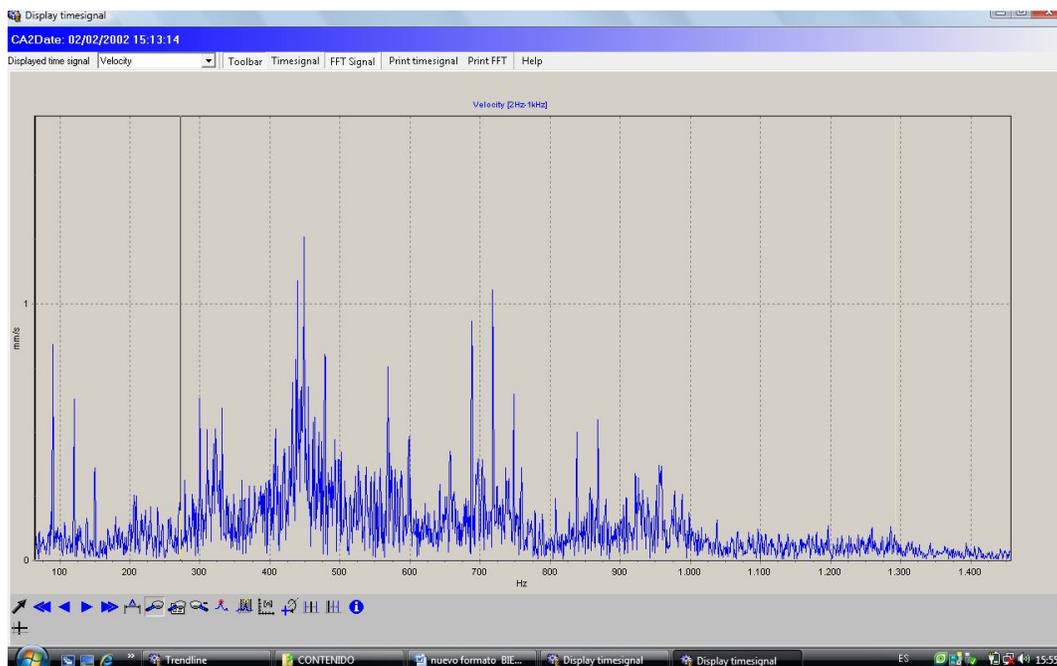


Figura 5.20: Punto Axial Caja

5.7 Pruebas con Engranaje con Diente Roto

Se realiza una nueva ruta con las mismas características en el software Trendline y se envía al equipo Detector para realizar las mediciones correspondientes en cada uno de los puntos requeridas por el equipo. Se analiza los espectros obtenidos de la máquina, como se observa en las figuras 5.21, a 5.23.

5.7.1 Espectros Obtenidos de la Caja

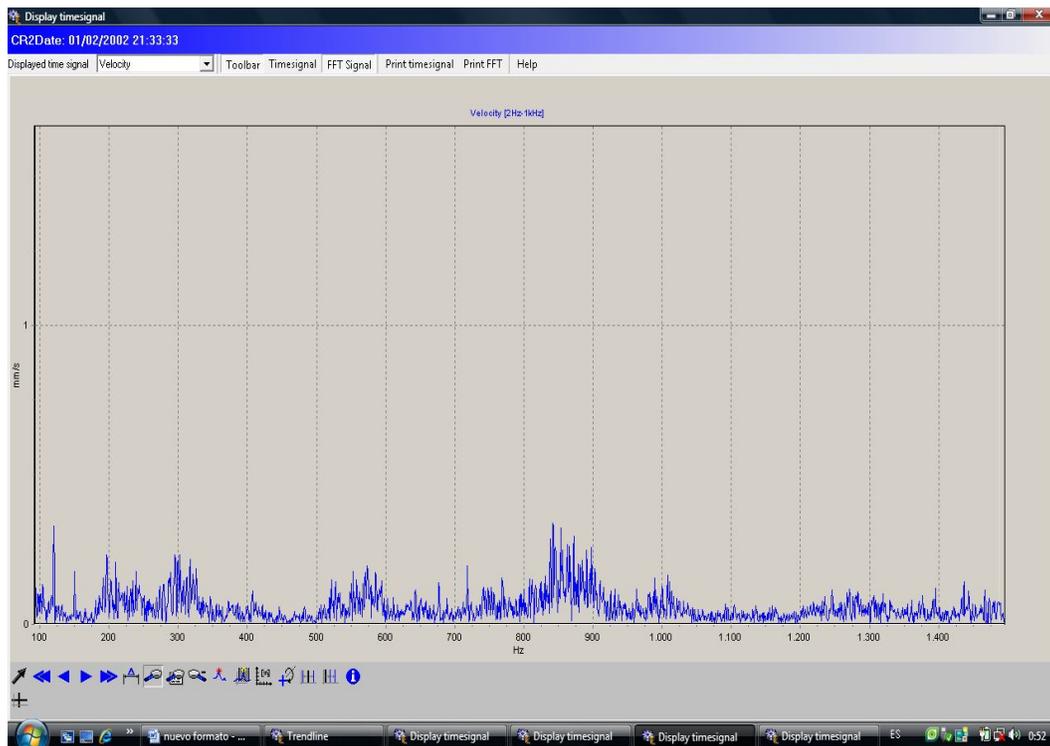


Figura 5.21: Punto Radial Caja

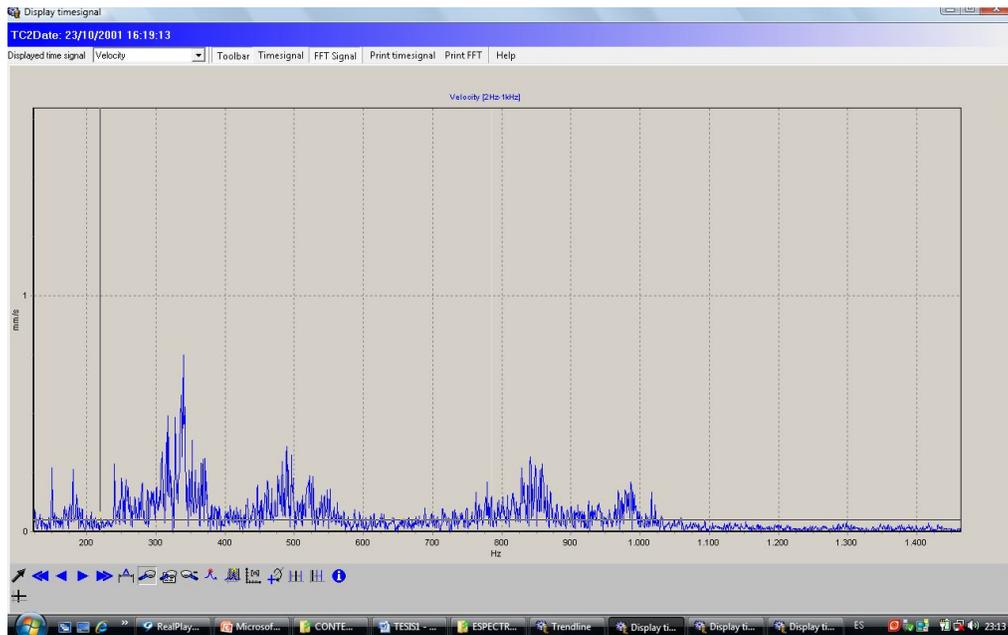


Figura 5.22: Punto Tangencial Caja

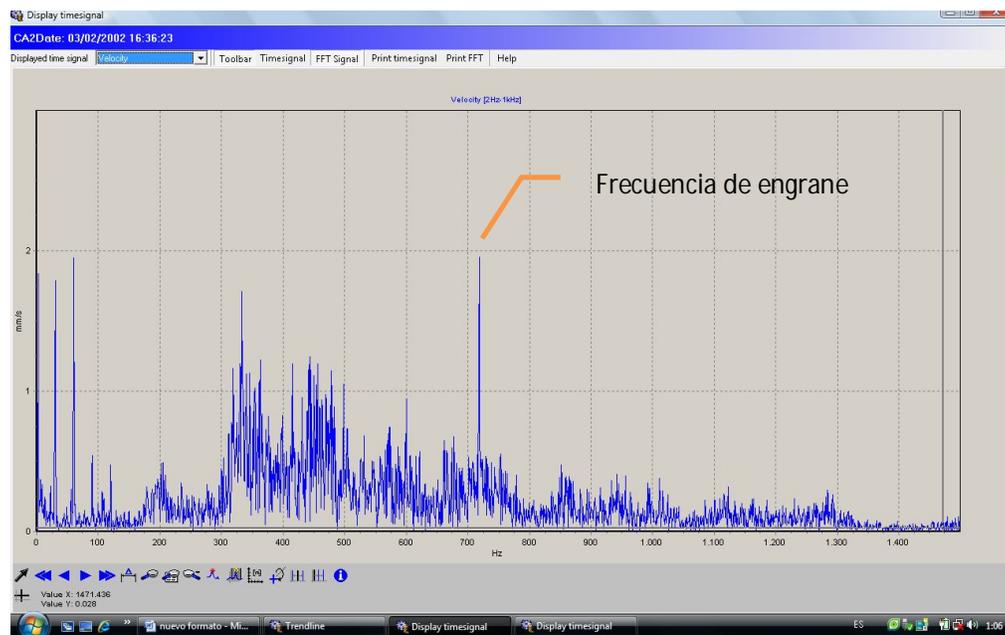


Figura 5.23: Punto Axial Caja

CAPÍTULO VI

6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN DE FALLAS

6.1 Análisis de los Espectros Obtenidos del Motor-Caja Desalineado

1. En la figura 5.6 se observa un valor pico de 4.9 mm/seg en 1X Radial, 11.8 mm/seg. en 2X Radial y 5 mm/seg en 3X Radial, valores que no es permisible.
2. En la figura 5.7 se observa un valor pico de 8.2 mm/seg en 1X Tangencial, 12.7 mm/seg. en 2X Tangencial y un valor pico de 5 mm/seg en 4XTangencial, valores que son admisibles.
3. En la figura 5.8 se observa un valor pico de 6 mm/seg en 1X Axial, 34 mm/seg en 2X Axial y un valor pico de 5 mm/seg en 3X Axial valor que no es admisible.

Una vez diagnosticado se tiene picos elevados en 2X radial y tangencial mayor, que 1X radial y tangencial se deduce que existe un problema de desalinamiento paralelo, debido a que los ejes del conductor y conducido no se encuentran alineados; se observa un pico 3X en axial y radial elevados se concluye que existe un problema de acople y 4X lo que demuestra un problema de fase eléctrica, según se verifica en las reglas de análisis de espectros, indicadas en los Anexos E y F.

6.1.2 Análisis de los Espectros Obtenidos de las Pruebas con Engranaje en Buen Estado

En las pruebas con engranaje en buen estado es de baja amplitud y uniforme como se observa en las figuras 5.12, a 5.14; lo cual nos indica que el engranaje se encuentra en condiciones buenas de funcionamiento.

6.1.3 Análisis de los Espectros Obtenidos de la Prueba con Engranaje

Excéntrico

En las pruebas con este engranaje se observa la variación de amplitud de los espectros con excitación de la frecuencia natural y la frecuencia de engrane como se observa en las figuras 5.15, a 5.17.

La frecuencia natural se ve excitada por lo que se puede deducir que existe un problema de engranaje.

6.1.4 Análisis de los Espectros Obtenidos de la Prueba con Engranaje

Desgastado

Al realizar las pruebas con el engranaje con dientes desgastados, los espectros tiene una amplitud más alta que el de buen estado, se produce una excitación en la frecuencia natural y si el desgaste es considerable se ve excitado la frecuencia de engrane, como se observa en las figuras 5.18, a 5.20.

6.1.5 Análisis de los Espectros Obtenidos de la Prueba con Engranaje de

Diente Roto

Al realizar las pruebas con el engranaje con diente roto, se observa la variación de amplitud de los espectros más alta que el de buen estado, se produce una excitación en la frecuencia natural con bandas laterales, como se observa en las figuras 5.21, a 5.23.

6.2 Corrección de los Fallos Encontrados en las Prueba de Funcionamiento

Para una corrección adecuada de las fallas observadas se realiza una alineación en rangos aceptables recomendados en el anexo G y con un engranaje en buen estado, para poder distinguir de mejor manera las fallas de engranajes.

6.2.1 Alineación del Conjunto Motor-Caja

6.2.1.1 Determinación de Niveles Recomendados de Alineación

Para realizar la alineación se guía de igual forma en el anexo G.

6.2.1.2 Procedimiento de Alineación

- Asegurarse que la máquina este desconectada.

Pulsar el botón de apagado (off) figura 6.1.



Figura 6.1: Arrancador

- Montar los soportes para la fijación del emisor y reflector figura 6.2.

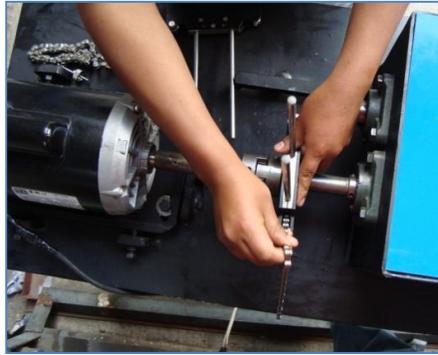


Figura 6.2: Montaje de los Soportes

- Determinar la posición para colocar el emisor y reflector respectivamente.

En la figura 6.3, se observa la posición del emisor y reflector para poder determinar esta posición de debe tener en cuenta; la parte fija y móvil del conjunto a ser alineado, en este caso el lado fijo es la caja en la que va ubicado el emisor y el lado móvil es el motor donde va ubicado el reflector.



Figura 6.3: Montaje de Emisor Reflector

- Encender el equipo de alineación figura 6.4.



Figura 6.4: Posición ON-OFF del Equipo

- Calibrar el láser entre el emisor y reflector

Para la calibración del láser se realiza primero en la tapa y luego con los mandos correspondientes arriba abajo o a los costados, dependiendo de las necesidades y de lo que pide el equipo de alineación figura 6.5. Realizar este procedimiento hasta que el equipo indique en la pantalla 0-0 en los ejes X; Y correspondientes.



Figura 6.5: Calibrar el Láser entre el Emisor y Reflector

- Girar lentamente el eje 45° para determinar la desalineación figura 6.6.



Figura 6.6: Giro del Eje

- Resultados obtenidos del equipo

Verificar en el equipo el estado del conjunto motor caja, posteriormente observar las correcciones que el equipo de alineación indica: subir, bajar, mover hacia la izquierda, derecha las patas del motor, para corregir las fallas de desalineación detectadas. Realizar este procedimiento hasta corregir el problema figura 6.7.



Figura 6.7: Desalineamiento Paralelo

6.2.2 Corrección de Desalineamiento

Una vez analizados los datos y corregidos el equipo arroja diferentes datos, que se encuentran dentro del rango admisible de acuerdo al Anexo G.



Figura 6.8: Resultado de la Alineación

6.3 Espectro Obtenido con la Corrección de las Fallas

Después de haber realizado la alineación correctamente desaparecen las alarmas, como se muestra en la figura 6.9; se analiza en donde está la alarma (color rojo) dando como resultado en el punto tangencial del motor en 120 Hz, que corresponde a falla en fase eléctrica figura 6.10.

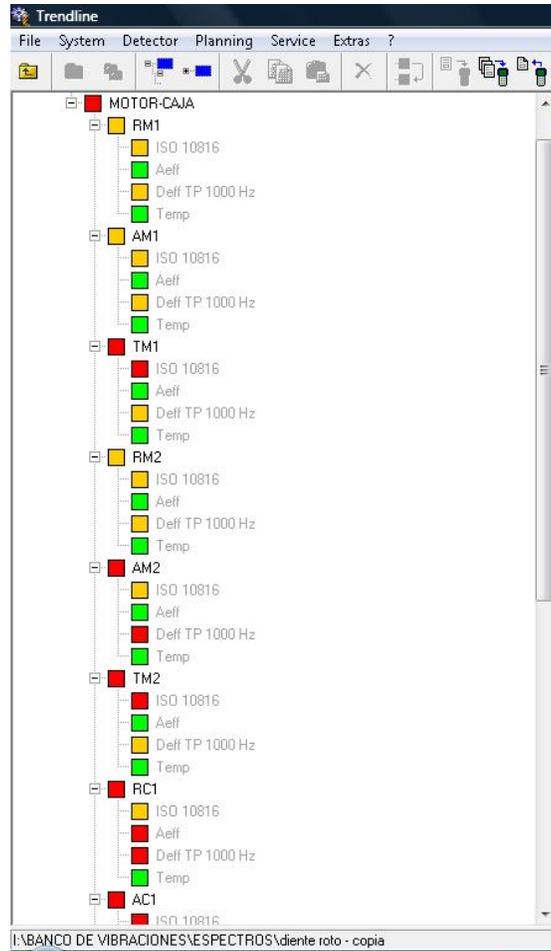


Figura 6.9: Estado de Alarmas

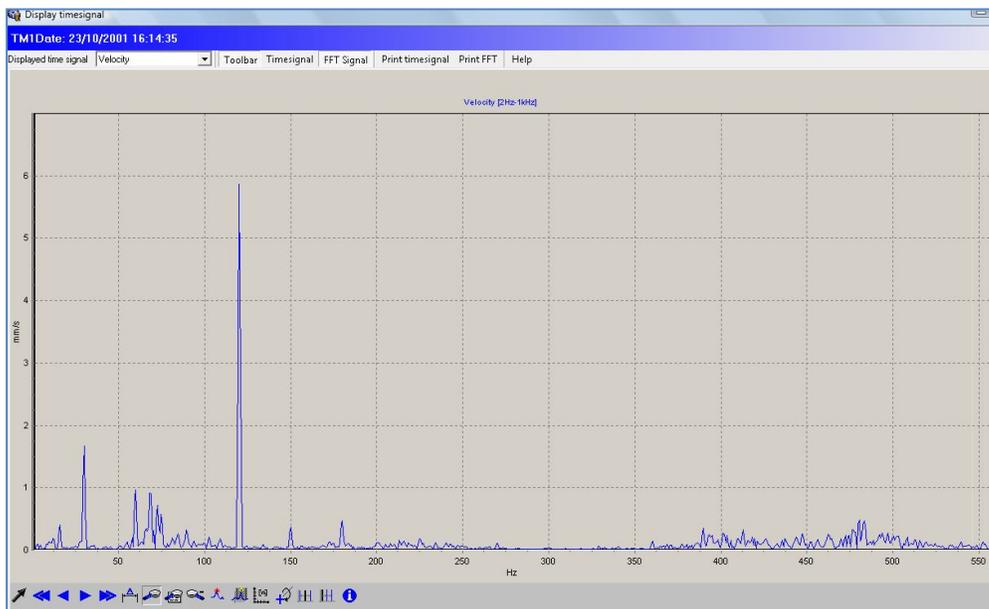


Figura 6.10: Punto Tangencial de Alarma

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

- Se diseñó y construyó un banco de pruebas para diagnosticar fallas en engranajes mediante espectros vibracionales y prácticas de alineación láser para el Laboratorio de Análisis de Vibraciones.
- A partir del rango de frecuencias del equipo de vibraciones hasta 1000Hz, se realiza un análisis para determinar el número de dientes adecuado del piñón donde se determinó uno de 24 dientes y un engranaje de 64 dientes; obteniendo una frecuencia de engrane a 720 Hz, que se observa con el equipo que posee la Facultad de Mecánica; con esta frecuencia se encuentran la ubicación de los espectros característicos de las diferentes fallas
- Se realizó el análisis de las diferentes fallas que se producen en engranajes, dentro de este trabajo de investigación se realizó cuatro prácticas de engranajes engranaje en buen estado, diente roto, excéntrico y desgastado.
- Las prácticas de engranaje en buen estado servirá como patrón para las pruebas con engranajes que sean defectuosos.
- Se analizó los tipos de fallas que se producen en engranajes, donde se conoció los espectros característicos de engranaje buen estado, diente roto, excéntrico y desgastado, que con mayor frecuencia se produce en la industria.

- Se conoció las técnicas de alineamiento que han ido evolucionando a través del tiempo, comenzando con la utilización de la regla, luego el reloj de carátula y llegando a la tecnología láser el cual se utilizó para el alineamiento del banco de pruebas.
- Se realizó el análisis de los diferentes tipos de desalineamientos que se puede realizar en este banco, conociendo de forma general los tres tipos de desalineamiento; el desalineamiento paralelo causado por la distancia perpendicular entre la línea central de un eje y la misma línea del otro eje, corrigiéndose al mover paralelamente la máquina, desalineamiento angular ocurre cuando la línea central de los ejes forma un ángulo entre sí y se corrige con el desplazamiento a través del ángulo formado y traslación paralela y por último el desalineamiento combinado siendo el más común y es la combinación de los anteriores.
- Se efectuó la alineación con el Optaling Plus, ya que éste es el equipo con el que cuenta la Facultad de Mecánica, para la alineación del banco de pruebas, el cual tiene una alta precisión para la medición, permitiéndonos de esta manera un margen de error muy bajo, dando como resultado una alineación en el rango de excelente.

7.2 Recomendaciones

- Se recomienda antes de realizar las pruebas con el kit de engranajes, verificar la alineación motor-caja, para observar de mejor manera de los espectros característicos de la diferentes fallas de engranajes y no verse confundido con los espectros de desalineación.
.
- Cuando se realice las prácticas con motores de mayor potencia, se utilizará un motor de frame G56H y además se tendrá que adaptarse un freno electromagnético para que se puedan observar de mejor manera los espectros característicos de los diferentes fallos.
- Antes de realizar las pruebas se debe controlar el lubricante que se encuentre en un nivel aceptable, evitando el contacto metal-metal, el desgaste y el recalentamiento del piñón y el engranaje.