



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS DE TRANSMISIÓN POR ENGRANES DE TIPO RECTO Y HELICOIDAL MEDIANTE ANÁLISIS COMPARATIVO DE ESPECTROS VIBRACIONALES”

Trabajo de integración curricular

Tipo: Proyecto técnico

Presentado para obtener el grado académico de:

INGENIERO/A MECÁNICO

AUTORES:

GUIDO ALEXANDER GARCÍA JARA

HILIA CECILIA CERÓN CHALACÁN

Riobamba – Ecuador

2021



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS
PARA EL DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS DE
TRANSMISIÓN POR ENGRANES DE TIPO RECTO Y
HELICOIDAL MEDIANTE ANÁLISIS COMPARATIVO DE
ESPECTROS VIBRACIONALES”**

Trabajo de integración curricular

Tipo: Proyecto técnico

Presentado para obtener el grado académico de:

INGENIERO/A MECÁNICO

AUTORES: GUIDO ALEXANDER GARCÍA JARA

HILIA CECILIA CERÓN CHALACÁN

DIRECTOR: ING. JAVIER ENRIQUE ORNA CHÁVEZ

Riobamba – Ecuador

2021

©2021, Guido Alexander García Jara; y Hilia Cecilia Cerón Chalacán

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Nosotros, Guido Alexander García Jara y Hilia Cecilia Cerón Chalacán, declaramos que el presente trabajo de integración curricular es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de integración curricular; El patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

Riobamba, 05 de julio del 2021



Guido Alexander García Jara

025015193-3



Hilia Cecilia Cerón Chalacán

040198652-6

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA MECÁNICA

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; Tipo: Proyecto técnico, “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL DIAGNÓSTICO DE FALLAS EN SISTEMAS DE TRANSMISIÓN POR ENGRANES DE TIPO RECTO Y HELICOIDAL MEDIANTE ANÁLISIS COMPARATIVO DE ESPECTROS VIBRACIONALES**” realizado por el señor **GUIDO ALEXANDER GARCÍA JARA** y la señorita **HILIA CECILIA CERÓN CHALACÁN**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal autoriza su presentación.

FIRMA

FECHA

Ing. Msc. Edwin Fernando Viteri Núñez

2021-07-05

PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

Ing. Msc. Javier Enrique Orna Chávez

2021-07-05

**DIRECTOR DEL TRABAJO DE
INTEGRACIÓN CURRICULAR**

Ing. Msc. Sócrates Miguel Aquino Arroba

2021-07-05

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DEDICATORIA

A mis padres Guido y Norma quienes con su amor, paciencia y sacrificio me han permitido llegar a cumplir una de las metas más importantes para mi vida, en especial a mi madre por inculcar en mí el ejemplo de esfuerzo, dedicación y valentía, a mis hermanos Mauro y Karla, por su apoyo y amor incondicional, a pesar de la distancia que nos separaba. Finalmente, a toda mi familia en especial a mis tías Carmen y Fanny quienes me apoyaron a lo largo de la carrera, gracias por su confianza, cariño y dedicación que me ayudaron a crecer profesionalmente.

Guido Alexander García Jara

A toda mi familia, por su apoyo incondicional, a mis padres por su esfuerzo y dedicación constante, a mi hermana Jessy por estar presta a ayudarme en todo momento, a mi hermano Darwin por darme las fuerzas para seguir luchando día a día, a mí pequeña sobrina Isabella que desde su llegada ha sido una gran inspiración y a cada una de las personas que formaron parte de esta bonita etapa.

Hilia Cecilia Cerón Chalcán

AGRADECIMIENTO

A toda mi familia por ser siempre la razón principal por la cual pueda cumplir mis objetivos indiferentemente de la complejidad y las dificultades.

Un agradecimiento especial al Ing. Javier Orna por ser la guía indiscutible compartiendo sus valiosos conocimientos y brindar su respaldo absoluto dentro del presente trabajo.

A mis amigos en especial a Adrian, Daniel, Omar y Santiago por su respaldo, palabras de aliento y colaboración, siempre gracias.

Finalmente, a la ESPOCH, por todo lo que me ha brindado y enseñado.

Guido Alexander García Jara

Un enorme agradecimiento a mis padres, a mi hermana, a mis hermanos, a mis familiares que me apoyaron en todo momento y como no, a mis amigos que hicieron este camino mucho mas agradable.

Agradezco a la ESPOCH y a la Carrera de Mecánica, por haberme dado la oportunidad de formarme en sus aulas para ser una gran profesional. Al Ing. Edwin Viteri, gran ser humano y en calidad de Director de Carrera siempre ha estado presto a brindar toda su ayuda, al Ing. Javier Orna por el gran aporte de sus conocimientos, su paciencia y su gran predisposición a colaborar para la culminación del presente trabajo.

Hilia Cecilia Cerón Chalacán

TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xvi
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xviii
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xix
RESUMEN.....	xx
SUMMARY.....	xxi
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I	
1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA.....	2
1.1 Antecedentes.....	2
1.2 Delimitación.....	2
1.2.1 <i>Delimitación espacial</i>	2
1.2.2 <i>Delimitación sectorial</i>	2
1.3 Formulación del problema.....	3
1.4 Objetivos.....	3
1.4.1 <i>Objetivo general</i>	3
1.4.2 <i>Objetivos específicos</i>	3
CAPÍTULO II	
2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	4
2.1 Engranés.....	4
2.2 Tipos de engranes.....	4
2.2.1 <i>Engranés de eje paralelo</i>	4
2.2.1.1 <i>Engranés rectos</i>	4
2.2.1.2 <i>Engranés helicoidales</i>	5
2.2.2 <i>Engranés no paralelos coplanares</i>	5
2.2.2.1 <i>Engranés cónicos</i>	6
2.2.3 <i>Engranés no paralelos no coplanares</i>	6
2.2.3.1 <i>Tornillo sin fin</i>	6

2.3	Geometría y nomenclatura de engranes.....	7
2.3.1	<i>Círculo de paso.....</i>	<i>7</i>
2.3.2	<i>Paso circular.....</i>	<i>7</i>
2.3.3	<i>Módulo.....</i>	<i>8</i>
2.3.4	<i>Addendum.....</i>	<i>9</i>
2.3.5	<i>Dedendum.....</i>	<i>9</i>
2.3.6	<i>Profundidad total.....</i>	<i>9</i>
2.3.7	<i>Círculo del claro.....</i>	<i>9</i>
2.3.8	<i>Claro.....</i>	<i>9</i>
2.3.9	<i>Distancia entre centros.....</i>	<i>9</i>
2.3.10	<i>Diámetro exterior.....</i>	<i>9</i>
2.3.11	<i>Ancho de cara (F).....</i>	<i>10</i>
2.3.12	<i>Cara.....</i>	<i>10</i>
2.3.13	<i>Chaflán.....</i>	<i>10</i>
2.3.14	<i>Flanco.....</i>	<i>10</i>
2.4	Análisis de Fuerzas en engranes rectos.....	10
2.5	Ecuación de flexión de Lewis.....	11
2.6	Efectos dinámicos.....	13
2.7	Durabilidad de la superficie.....	14
2.8	Ecuaciones del esfuerzo AGMA en engranes rectos.....	15
2.8.1	<i>Esfuerzo de flexión.....</i>	<i>15</i>
2.8.1.1	<i>Factor de sobrecarga K_o.....</i>	<i>15</i>
2.8.1.2	<i>Factor dinámico K_v.....</i>	<i>16</i>
2.8.1.3	<i>Factor de tamaño K_s.....</i>	<i>17</i>
2.8.1.4	<i>Factor de distribución de carga K_m.....</i>	<i>17</i>
2.8.1.5	<i>Factor de espesor del aro K_B.....</i>	<i>19</i>
2.8.1.6	<i>Factor geométrico J de resistencia a la flexión.....</i>	<i>20</i>
2.8.1.7	<i>Esfuerzo de flexión permisible.....</i>	<i>21</i>
2.8.1.8	<i>Resistencia a la flexión, S_t.....</i>	<i>21</i>
2.8.1.9	<i>Factor de ciclos de esfuerzo a flexión, Y_N.....</i>	<i>22</i>
2.8.1.10	<i>Factor de temperatura Y_θ.....</i>	<i>23</i>

2.8.1.11	<i>Factor de confiabilidad Y_Z</i>	23
2.8.1.12	<i>Factor de seguridad S_F</i>	23
2.8.2	Desgaste superficial o esfuerzo de contacto en engranes rectos	23
2.8.2.1	<i>Coefficiente elástico C_P</i>	24
2.8.2.2	<i>Factor de condición superficial C_f</i>	24
2.8.2.3	<i>Factor geométrico de resistencia superficial, I</i>	25
2.8.2.4	<i>Esfuerzo de contacto permisible $\sigma_{C,perm}$</i>	25
2.8.2.5	<i>Esfuerzo de contacto permisible, S_C</i>	25
2.8.2.6	<i>Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura, Z_N</i>	26
2.8.2.7	<i>Factor de relación de la dureza Z_W</i>	26
2.8.2.8	<i>Factor de seguridad S_H</i>	28
2.9	Geometría y nomenclatura de engranes helicoidales	28
2.10	Análisis de fuerzas en engranes helicoidales	30
2.11	Ecuaciones del esfuerzo AGMA para engranes helicoidales	31
2.11.1	<i>Esfuerzo de flexión</i>	31
2.11.1.1	<i>Factor geométrico J</i>	31
2.11.2	Factor de seguridad S_F para engranes helicoidales	32
2.11.3	Desgaste superficial o esfuerzo de contacto en engranes helicoidales	33
2.11.3.1	<i>Factor geométrico de resistencia superficial, I</i>	33
2.11.4	Factor de seguridad S_H para engranes helicoidales	34
2.12	Vibraciones	34
2.12.1	Tipos de vibraciones	35
2.12.1.1	<i>Vibración armónica</i>	35
2.12.1.2	<i>Vibración periódica</i>	35
2.12.1.3	<i>Vibración aleatoria</i>	36
2.12.2	Dominios del tiempo y de la frecuencia	37
2.12.3	Composición del espectro vibratorio	38
2.12.4	Adquisición de datos	39
2.12.4	Datos de vibración.....	39
2.12.5	Medida de señal	40
2.11.5	Transductores	40

2.12.6	<i>Colector de datos: Sensor QuickCollect</i>	40
2.12.7	<i>Vibraciones en transmisiones por engranajes</i>	42
2.12.7.1	<i>Frecuencias propias de engranajes</i>	42
2.12.7.2	<i>Fallos en engranajes</i>	44
2.13	Diseño de árboles de transmisión	45
2.13.1	<i>Definición</i>	45
2.13.2	<i>Etapas del diseño de árboles</i>	46
2.13.3	<i>Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga</i>	46
2.13.4	<i>Diseño de ejes para el esfuerzo</i>	46
2.13.4.1	<i>Esfuerzos en ejes</i>	47
2.14	Rigidez de los árboles	51
2.15	Resonancia	51
2.15.1	<i>Método de Rayleigh-Ritz</i>	52
2.15.2	<i>Método de Dunkerley</i>	52
2.16	Selección de rodamientos rígidos de bolas	52
2.16.1	<i>Dimensionamiento</i>	53
2.16.1.1	<i>Rodamientos solicitados estáticamente</i>	53
2.16.1.2	<i>Rodamientos solicitados dinámicamente</i>	55
2.17	Metodología QFD	56
2.17.1	<i>Definición</i>	56
2.17.2	<i>La metodología de QFD</i>	56
2.17.3	<i>Beneficios del QFD</i>	57
2.18	Diagrama de flujo	58
2.18.1	<i>Simbología según norma ASME</i>	58
CAPÍTULO III		
3.	MARCO METODOLÓGICO	59
3.1	Definición del producto	59
3.1.1	<i>Identificación de las necesidades</i>	59
3.1.2	<i>Despliegue de la función de calidad (casa de la calidad)</i>	59
3.1.2.1	<i>Evaluación del usuario</i>	60
3.1.2.2	<i>Análisis de competitividad</i>	61

3.2	Diseño conceptual.....	66
3.2.1	<i>Análisis funcional y modular</i>	66
3.2.2	<i>Matriz morfológica.....</i>	67
3.2.3	<i>Análisis funcional.....</i>	67
3.3	Diseño de detalle.....	72
3.3.1	<i>Diseño de engranes.....</i>	72
3.3.1.1	<i>Diseño del engrane recto (piñón y corona)</i>	72
3.3.1.2	<i>Diseño de engranes helicoidales (piñón y corona)</i>	82
3.3.2	<i>Diseño de árboles de transmisión.....</i>	94
3.3.2.1	<i>Árbol de transmisión 1.....</i>	94
3.3.2.2	<i>Árbol de transmisión 2.....</i>	100
3.3.2.3	<i>Árbol de transmisión 3.....</i>	102
3.3.3	<i>Selección de rodamientos.....</i>	103
3.4	Construcción.....	106
3.4.1	<i>Construcción a detalle por elementos.....</i>	108
3.4.1.1	<i>Engranes.....</i>	108
3.4.1.2	<i>Ejes.....</i>	109
3.4.1.3	<i>Tensores.....</i>	110
3.4.1.4	<i>Coraza.....</i>	110
3.4.1.5	<i>Bridas.....</i>	112
3.4.1.6	<i>Ensamble.....</i>	113
3.5	Evaluación de costos.....	115
3.5.1	<i>Costos directos.....</i>	115
3.5.2	<i>Costos indirectos.....</i>	117
3.5.3	<i>Costo total.....</i>	117
CAPÍTULO IV		
4.	RESULTADOS.....	118
4.1	Pruebas de funcionamiento.....	118
4.1.1	<i>Objetivo.....</i>	118
4.1.2	<i>Alcance.....</i>	118
4.1.3	<i>Especificaciones del equipo de medición.....</i>	118

4.2	Cálculo de frecuencia de engranes GMF.....	118
4.2.1	<i>Cálculo de frecuencia del piñón recto.....</i>	119
4.2.2	<i>Cálculo de frecuencia del piñón helicoidal.....</i>	119
4.3	Toma de vibraciones.....	119
4.3.1	<i>Condiciones de operación.....</i>	120
4.3.2	<i>Severidad de las vibraciones.....</i>	120
4.3.3	<i>Cartas de Charlotte.....</i>	122
4.3.4	<i>Características del lubricante ISO 320.....</i>	123
4.3.5	<i>Método de salpicadura.....</i>	123
4.4	Análisis e interpretación de espectros de respuesta vibracional.....	124
4.4.1	<i>Engranes rectos.....</i>	124
4.4.1.1	<i>Piñón recto en buen estado.....</i>	124
4.4.1.2	<i>Piñón recto con falla inducida.....</i>	125
4.4.1.3	<i>Comparación entre el piñón recto en buen estado y el piñón con falla inducida.....</i>	126
4.4.2	<i>Engranes helicoidales.....</i>	127
4.4.2.1	<i>Piñón helicoidal en buen estado.....</i>	127
4.4.2.2	<i>Piñón helicoidal con falla inducida.....</i>	128
4.4.2.3	<i>Comparación entre el piñón helicoidal en buen estado y el piñón con falla inducida.....</i>	129
4.4.3	<i>Análisis de la influencia del lubricante.....</i>	130
4.4.3.1	<i>Ensayo sin lubricación.....</i>	130
4.4.3.2	<i>Ensayo con lubricación por salpicadura.....</i>	131
4.5	Conclusiones.....	131
4.6	Recomendaciones.....	132
	CONCLUSIONES.....	133
	RECOMENDACIONES.....	134
	BIBLIOGRAFÍA	
	ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-2:	Módulos normalizados.....	8
Tabla 2-2:	Valores del factor de forma de Lewis Y (estos valores son para un ángulo normal de presión de 20°, dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad, en el plano de rotación).....	12
Tabla 3-2:	Valores comunes para el factor de sobrecarga.....	16
Tabla 4-2:	Constantes empíricas A, B y C.....	18
Tabla 5-2:	Factores de confiabilidad	23
Tabla 6-2:	Factor de superficie (k_a).....	48
Tabla 7-2:	Factor de temperatura (k_d).....	49
Tabla 8-2:	Factor de confiabilidad (k_e).....	50
Tabla 9-2:	Deformaciones permisibles en árboles.....	51
Tabla 10-2:	Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas.....	54
Tabla 11-2:	Símbolos de la norma ASME para elaborar diagramas de flujo.....	58
Tabla 1-3:	Voz del usuario.....	58
Tabla 2-3:	Resultados de las encuestas aplicadas.....	60
Tabla 3-3:	Análisis de competitividad.....	61
Tabla 4-3:	Voz del usuario y voz del ingeniero.....	62
Tabla 5-3:	Parámetros técnicos Edibon	63
Tabla 6-3:	Parámetros técnicos Valenian.....	64
Tabla 7-3:	Casa de la calidad.....	65
Tabla 8-3:	Matriz morfológica.....	67
Tabla 9-3:	Evaluación de los criterios más importantes para la selección del tipo de engrane a ensayar.....	68
Tabla 10-3:	Evaluación de soluciones con respecto a versatilidad.....	68
Tabla 11-3:	Evaluación de soluciones con respecto a costo.....	69
Tabla 12-3:	Evaluación de soluciones con respecto a espacio disponible.....	69
Tabla 13-3:	Evaluación de soluciones con respecto al peso.....	69

Tabla 14-3:	Ponderaciones finales de las alternativas de solución para la selección del tipo de engrane a ensayar.....	69
Tabla 15-3:	Evaluación de los criterios más importantes para la selección del material del soporte estructural.....	70
Tabla 16-3:	Evaluación de soluciones con respecto a disponibilidad.....	71
Tabla 17-3:	Evaluación de soluciones con respecto a proceso constructivo.....	71
Tabla 18-3:	Evaluación de soluciones con respecto a costo.....	71
Tabla 19-3:	Ponderaciones finales de las alternativas de solución para la selección del material del soporte estructural.....	71
Tabla 20-3:	Propiedades mecánicas del acero AISI 4340.....	94
Tabla 21-3:	Datos del piñón del engrane helicoidal.....	94
Tabla 22-3:	Valores de momentos flectores y torsores.....	96
Tabla 23-3:	Deflexión máxima del árbol 1.....	98
Tabla 24-3:	Datos de la corona helicoidal.....	100
Tabla 25-3:	Presentación de resultados.....	100
Tabla 26-3:	Presentación de resultados de resonancia.....	102
Tabla 27-3:	Datos del piñón del recto.....	102
Tabla 28-3:	Presentación de resultados.....	102
Tabla 29-3:	Cargas en el apoyo crítico.....	104
Tabla 30-3:	Consideraciones de selección de rodamientos.....	104
Tabla 31-3:	Costos de materiales.....	115
Tabla 32-3:	Costo de mano de obra.....	116
Tabla 33-3:	Costos de equipos y herramientas.....	116
Tabla 34-3:	Costos de transporte.....	116
Tabla 35-3:	Costo directo total.....	116
Tabla 36-3:	Costos de indirectos.....	117
Tabla 37-3:	Costos totales.....	117
Tabla 1-4:	Velocidad de operación.....	119
Tabla 2-4:	Condiciones de operación.....	120
Tabla 3-4:	Criterio de severidad de las vibraciones acorde con las normas ISO 2372, VDI 2056 y BS 4675.....	121
Tabla 4-4:	Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones.....	122

Tabla 5-4:	Características del lubricante ISO 320.....	123
Tabla 6-4:	Magnitudes de espectros de respuesta para la primera armónica 1xGMF en el piñón recto en buen estado y con falla inducida.....	126
Tabla 7-4:	Magnitudes de espectros de respuesta para las armónicas 1xGMF, 2xGMF, 3xGMF en el piñón helicoidal en buen estado y con falla inducida.....	129

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-2:	Engranaje recto.....	5
Figura 2-2:	Engranaje helicoidal.....	5
Figura 3-2:	Engranajes cónicos.....	6
Figura 4-2:	Tornillo sinfín.....	6
Figura 5-2:	Nomenclatura de los dientes de engranes rectos.....	7
Figura 6-2:	Acción entre dientes.....	10
Figura 7-2:	Definiciones de las distancias S y S_1	18
Figura 8-2:	Nomenclatura de los engranes helicoidales.....	29
Figura 9-2:	Fuerzas que actúan en los dientes de un engranaje helicoidal.....	30
Figura 10-2:	Vibración armónica.....	35
Figura 11-2:	Vibración periódica.....	36
Figura 12-2:	Vibración aleatoria.....	36
Figura 13-2:	Registro primitivo de las vibraciones en un sistema máquina–soporte...	38
Figura 14-2:	Componentes de un espectro.....	38
Figura 15-2:	Cadena de medida.....	40
Figura 16-2:	Sensor QuickCollect.....	41
Figura 17-2:	Espectro característico de un engranaje en buen estado.....	44
Figura 18-2:	Presencia de bandas laterales.....	45
Figura 19-2:	Componentes de los rodamientos.....	53
Figura 1-3:	Set de defectos en engranajes.....	63
Figura 2-3:	Sistema de simulación de fallas mecánicas.....	64
Figura 3-3:	Análisis funcional nivel 0.....	66
Figura 4-3:	Modulos funcionales.....	66
Figura 5-3:	Dimensionamiento árbol de transmisión 1.....	95
Figura 6-3:	Diagrama de cuerpo libre.....	95
Figura 7-3:	Reacciones en los apoyos.....	95
Figura 8-3:	Diagrama de momento flector respecto eje y	96
Figura 9-3:	Diagrama de momento flector respecto eje z	96
Figura 10-3:	Ubicación de masas en el árbol de transmisión 1.....	99

Figura 11-3:	Rango susceptible a resonancia.....	100
Figura 12-3:	Ubicación de masas en el árbol de transmisión 2.....	101
Figura 13-3:	Flujograma de procesos de construcción.....	108
Figura 14-3:	Dimensiones del eje 1 y eje 3.....	109
Figura 15-3:	Dimensiones del eje 2.....	109
Figura 16-3:	Dimensiones del estriado correspondiente al eje 2.....	109
Figura 17-3:	Planchas frontales de la coraza.....	110
Figura 18-3:	Perforaciones para los ejes en las planchas de la coraza.....	111
Figura 19-3:	Planchas frontales terminadas y tensores.....	111
Figura 20-3:	Armado final y pintado de la coraza.....	112
Figura 21-3:	Dimensiones de las bridas huecas.....	112
Figura 22-3:	Dimensiones de las bridas ciegas.....	112
Figura 23-3:	Armado de los ejes con sus respectivos.....	113
Figura 24-3:	Montaje de los ejes con los engranes.....	114
Figura 25-3:	Ensamble de engranes, ejes y bridas.....	114
Figura 26-3:	Ensamble final.....	114
Figura 1-4:	Puntos de ubicación del recolector de datos.....	119
Figura 2-4:	Lubricación por salpicadura.....	123

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfica 1-2:	Factor dinámico K_v	17
Gráfica 2-2:	Factor de corrección de alineamiento C_{ma}	19
Gráfica 3-2:	Factor de espesor del aro, K_B	20
Gráfica 4-2:	Factores geométricos J de engranes rectos.....	20
Gráfica 5-2:	Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión, Y_N	22
Gráfica 6-2:	Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura Z_N	26
Gráfica 7-2:	Factor de relación de la dureza (acero completamente endurecido)	27
Gráfica 8-2:	Factor de relación de la dureza Z_W	28
Gráfica 9-2:	Factor geométrico J' de engranes helicoidales.....	32
Gráfica 10-2:	Multiplicadores del factor J' para emplearlos con la gráfica 9-2 para encontrar, J.....	32
Gráfico 1-4:	Espectros de respuesta del piñón recto en buen estado.....	124
Gráfico 2-4:	Espectros de respuesta del piñón recto con falla inducida.....	125
Gráfico 3-4:	Espectros de respuesta del piñón helicoidal en buen estado.....	127
Gráfico 4-4:	Espectros de respuesta del piñón helicoidal en buen estado.....	128
Gráfica 5-4:	Espectros de respuesta para el ensayo sin lubricación.....	130
Gráfica 6-4:	Espectros de respuesta para el ensayo con lubricación por salpicadura.	131

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A. Valores del coeficiente elástico C_p

ANEXO B. Resultados cuestionario de evaluación de Kano

ANEXO C. Planos de detalle

ANEXO D. Certificado de tratamiento térmico

RESUMEN

Este proyecto tuvo como objetivo diseñar y construir un banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas de transmisión por engranes de tipo recto y helicoidal, se presenta como un proyecto factible en términos técnicos, tecnológicos y aplicativos. El problema se abordó con el uso de herramientas de investigación, definición de requerimientos y planteamiento de soluciones por las cuales se ha implementado la metodología QFD para analizar el desempeño, usabilidad, costo y por último el diseño para de esta forma conceptualizar el desarrollo del equipo. El diagnóstico de fallas se realizó mediante análisis comparativo de espectros vibracionales, los cuales se obtuvo por medio de la utilización de un colector de datos SKF QuickCollect sensor el cual proporciona los datos para formar la gráfica del espectro vibracional (amplitud vs frecuencia) además de la temperatura de operación del equipo en tiempo real, de este modo se buscó patrones y tendencias en los espectros obtenidos en los respectivos ensayos con engranes en buen estado y con falla inducida, para comparar con las cartas de Charlotte la cual permite caracterizar el tipo de falla que se presenta en los engranes, dando como resultado en los engranes con falla inducida, en el piñón recto a la falla del desgaste del diente y en el caso del piñón helicoidal a la falla del diente estrellado o roto. Se concluye que en las gráficas obtenidas con estos piñones se observó bandas laterales a la frecuencia de engrane, las cuáles son características importantes para identificar que existe daño en los engranes. Se recomienda registrar al menos tres lecturas en cada posición de las bridas correspondientes, de modo que se pueda visualizar la diferencia al obtener los datos en las bridas donde esta montado el eje de entrada con el eje de salida.

Palabras clave: <SISTEMA DE TRANSMISIÓN> <ENGRANES> <ESPECTRO VIBRACIONAL> <FRECUENCIA DE ENGRANE> <BANDAS LATERALES>



Firmado electrónicamente por:
**HOLGER GERMAN
RAMOS UVIDIA**

1520-DBRA-UPT-2021

2021-08-10

ABSTRACT

The objective of this project was to design and build a test bench for diagnosing faults in straight and helical gear transmission systems, it is presented as a feasible project in technical, technological and application terms. The problem was addressed with the use of research tools, definition of requirements and proposal of solutions for which the QFD methodology has been implemented to analyze performance, usability, cost and finally the design to conceptualize the development of the team. The fault diagnosis was carried out through comparative analysis of vibrational spectra, which was obtained using an SKF QuickCollect sensor data collector which provides the data to form the graph of the vibrational spectrum (amplitude vs frequency) and the operating temperature of the equipment in real time. Thus, looking for patterns and trends in the spectra obtained in the respective tests with gears in good condition and with induced failure, to compare with the Charlotte charts. It allowed characterizing the type of failure that occurs in the gears, resulting in the gears with induced failure, in the spur pinion to the failure of tooth wear and in the case of the helical pinion to the failure of the starred or broken tooth. It is concluded that in the graphs obtained with these pinions, lateral bands were observed at the meshing frequency, which are important characteristics to identify that there is damage in the gears. It is recommended to record at least three readings in each position of the corresponding flanges, so that the difference can be visualized when obtaining the data in the flanges where the input shaft is mounted with the output shaft.

Keywords: <TRANSMISSION SYSTEM> <GEARS> <VIBRATIONAL SPECTRUM>
<GEAR FREQUENCY> <SIDE BANDS>

INTRODUCCIÓN

Los sistemas mecánicos pueden estar compuestos por distintos elementos en este caso engranajes, que serán los encargados de transmitir y transformar la potencia desde el punto de entrada al mecanismo hasta el punto de salida. Un engranaje se define como un elemento dentado diseñado para recibir o transmitir movimiento a otro elemento dentado, a través de la interferencia entre sus dientes. Los sistemas mecánicos por transmisión de engranajes tienen la capacidad de cambiar la velocidad y el par de fuerza entre un elemento conductor y uno conducido, estos sistemas pueden fallar por varios factores, pero estos modos de falla varían en importancia por lo que es necesario reconocer que son máquinas compactas, robustas, confiables y que los principales fallos se ocasionan por el mal montaje, por mala operación o una puesta en marcha errónea y con el tiempo de funcionamiento (Roda Casanova, 2015).

El presente proyecto a desarrollar consiste en diseñar y construir un banco de pruebas de sistemas mecánicos por transmisión de engranajes que permite diagnosticar las posibles fallas, las cuales deberán ser determinadas mediante el análisis de espectros de respuesta vibratoriales en sistemas mecánicos en engranes con y sin falla inducida, para esto se utiliza criterios de diseño, normas y especificaciones técnicas que demuestran y garantizan el buen desempeño de la máquina con la finalidad que en nuestra carrera se puedan llevar a cabo experimentos o prácticas de manera física donde se permitirá visualizar el comportamiento vibracional que generan las fallas inducidas que se realizaron a los piñones, siendo importante afianzar los conocimientos teóricos, por ello uno de los parámetros de diseño implícitos es que este proyecto muestre características didácticas y sea multifuncional, es decir, que se pueda analizar engranes recto y helicoidales en el mismo equipo.

CAPÍTULO I

1. DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

1.1 Antecedentes

La transmisión por engranajes se presenta desde épocas muy antiguas, a través del tiempo se han creado varios mecanismos con diferentes tipos de engranajes, pero en el año de 1897 el alemán Robert Hermann Pfauter inventó y patentó una máquina universal de dentar engranajes rectos y helicoidales por fresa madre, con este aporte y otros inventos se ha ido desarrollando la tecnología de los engranajes (Albarrán Ligeró, 2008).

El principio del sistema mecánico por transmisión de engranajes es transmitir potencia de un elemento a otro, a través del movimiento circular se ponen en contacto las ruedas dentadas. Actualmente este sistema se caracteriza por ofrecer grandes ventajas tales como tener un mejor control de velocidad, mayor eficiencia de transmisión, alta potencia, alto torque de trabajo y amplio rango de velocidades también se pueden emplear para cambiar el sentido de rotación y la dirección del eje de transmisión.

Por otro lado, las vibraciones generalmente han sido asociadas a las fallas de las máquinas, como en sistemas de transmisión mecánica debido a causas tales como; desgaste, mal funcionamiento, ruido y daños estructurales. Este fenómeno normalmente no es detectable en forma visual, pero si es perceptible al tacto y en ocasiones puede oírse. En la actualidad el estudio en este campo es tan grande que basta con ver algunas acciones causa-efecto para entender su importancia, por lo que existen en la industria diversos instrumentos que permiten monitorear y recopilar datos en pruebas de ensayo para visualizar el comportamiento vibracional del equipo.

1.2 Delimitación

1.2.1 *Delimitación espacial*

El presente trabajo se desarrollará en la ciudad de Riobamba, provincia de Chimborazo del territorio nacional del Ecuador.

1.2.2 *Delimitación sectorial*

El estudio y desarrollo de este trabajo se acoge al Plan Nacional de Desarrollo 2017-2021, en base al objetivo 1 el cual indica; Garantizar una vida digna con iguales oportunidades para todas las personas.

1.3 Formulación del problema

En la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en la carrera de Mecánica existen las cátedras de diseño de elementos de máquinas, diseño de sistemas y equipos mecánicos, donde se analiza como contenido, fallas resultantes de carga estática, fallas por fatiga, diseño de elementos mecánicos como ejes, engranajes, y más. Por otra parte, existe la cátedra de vibraciones donde se analiza sus origen y fundamentos para así caracterizar fenómenos vibracionales mediante espectros de respuesta.

Debido a ello nace un vacío en los estudiantes por no poder complementar los conocimientos teóricos con la práctica ya que en la carrera no se dispone de un laboratorio donde se pueda aplicar dichos conocimientos por lo que surge la necesidad de la implementación de un banco de pruebas que permita diagnosticar las fallas en las cajas de engranajes.

1.4 Objetivos

1.4.1 *Objetivo general*

Diseñar y construir un banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas de transmisión por engranes de tipo recto y helicoidal mediante análisis comparativo de espectros vibracionales.

1.4.2 *Objetivos específicos*

- Analizar el estado del arte de tipos de fallas existentes en sistemas mecánicos por transmisión de engranes.
- Diseñar y construir un banco de pruebas para detección de fallas en engranes.
- Analizar espectros vibracionales en sistemas mecánicos de engranes con y sin falla inducida.
- Desarrollar una guía de prácticas para la detección de fallas en engranes.

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Engranés

Un engrane se puede considerar como una rueda dentada que cuando se encaja con otra rueda dentada de menor diámetro, transferirá movimiento rotacional de un eje a otro. La función principal de un engrane es transferir potencia de un eje a otro, manteniendo una razón definida entre las velocidades rotacionales de los ejes. Su eficiencia de transmisión de potencia puede ser tan alta como de 98%. Los engranes están altamente estandarizados respecto a la forma de los dientes y a su tamaño. La American Gear Manufacturers Association (AGMA) publica normas para el diseño, manufactura y ensamblado de engranes (Hamrock, Jacobson y Schmid, 2000, p. 615).

Los engranajes son compactos, sencillos de fabricar, pueden transmitir grandes potencias y están normalizados, razones por las que su presencia se ubica en todo tipo de máquinas, en forma de reductores, multiplicadores, cajas de cambios, diferenciales y más (Avello, 2014, p. 215).

2.2 Tipos de engranes

Una de las principales clasificaciones de los engranes se efectúa según la disposición de sus ejes; la cual se divide en tres clases principales: engranes de eje paralelo, engranes no paralelos coplanares, y engranes no paralelos no coplanares.

2.2.1 *Engranés de eje paralelo*

Los engranes de eje paralelo son el tipo de engrane más simple y popular. Estos engranajes unen ejes paralelos los cuáles son capaces de transferir altas cantidades de potencia con gran eficiencia. En este grupo tienen mayor presencia los engranajes rectos y helicoidales y son considerados entre los más importantes (Hamrock, Jacobson y Schmid, 2000, p. 615).

2.2.1.1 *Engranés rectos*

Los engranes rectos, poseen dientes paralelos al eje de rotación, los cuáles son utilizados para transferir movimiento de un eje a otro. La forma curva de las caras de los dientes de este tipo de engranajes cuentan con una geometría particular, conocida como curva involuta (Budynas y Nisbett, 2012, p. 648).



Figura 1-2. Engranaje recto

Fuente: (Avello, 2014)

2.2.1.2 *Engranajes helicoidales*

Este tipo de engranajes, tienen dientes inclinados con respecto al eje de rotación, es decir, se crea un ángulo llamado ángulo de hélice el cuál puede tomar cualquier ángulo. Los ángulos más comunes se encuentran en un intervalo de 10° a 30° , y en ciertas ocasiones se emplean los ángulos de 45° (Mott, 2006, p. 302). Estos engranajes pueden usarse para las mismas aplicaciones que los engranajes rectos, estos se caracterizan por tener un engranado progresivo de sus dientes al momento de acoplarse, por lo tanto, producen menor ruido. Los engranajes helicoidales se utilizan cuando se desea transferir movimiento entre ejes no paralelos. El diente inclinado produce cargas axiales y momentos flectores que no existen en los engranajes rectos (Budynas y Nisbett, 2012. p. 648).



Figura 2-2. Engranaje helicoidal

Fuente: (Avello, 2014)

2.2.2 *Engranajes no paralelos coplanares*

Los engranes cónicos, rectos, y espirales se ubican en la categoría coplanar no paralela. En esta categoría se tiene una característica semejante que es la reexpedición de la potencia al contorno de una esquina, como se podría requerir, un claro ejemplo es cuando se conecta un motor montado horizontalmente al eje del rotor montado verticalmente en un helicóptero (Hamrock, Jacobson y Schmid, 2000, p. 617).

2.2.2.1 Engranajes cónicos

En los engranajes cónicos sus dientes se forman en superficies cónicas, primordialmente se utilizan para transferir el movimiento entre ejes que se cruzan (Budynas y Nisbett, 2012).



Figura 3-2. Engranajes cónicos

Fuente: (Avello Iturriagoitia, 2014)

2.2.3 Engranajes no paralelos no coplanares

Los engranajes no paralelos no coplanares se consideran más complicados en su geometría, por lo tanto, su concepción resulta de mayor dificultad, lo cual se refleja en el costo respecto a los engranajes estudiados anteriormente (Hamrock, Jacobson y Schmid, 2000, p. 617).

2.2.3.1 Tornillo sinfín

Se puede describir a este tipo como la unión de dos elementos perpendiculares que transmiten movimiento entre sus ejes mediante dos piezas, el tornillo y la corona se puede considerar que es la combinación de una corona con un elemento de dentado helicoidal. Este tipo de engranes se realizan de modo que los dientes de uno o de ambos elementos se envuelvan de forma parcial alrededor del otro (Budynas y Nisbett, 2012, p. 648).



Figura 4-2. Tornillo sinfín

Fuente: (Avello, 2014)

2.3 Geometría y nomenclatura de engranes

Cuando dos engranajes se engranan, al de menor diámetro se lo conoce como piñón y el que posee mayor diámetro es denominado como engrane, rueda o corona. Para hacer referencia al número de dientes en el piñón se usará N_p , y N_G para representar a la corona (Mott, 2006, p. 309). Para analizar las relaciones cinemáticas que son características en la forma de los dientes por simplicidad se empleara los engranes rectos (Budynas y Nisbett, 2012, p. 648).

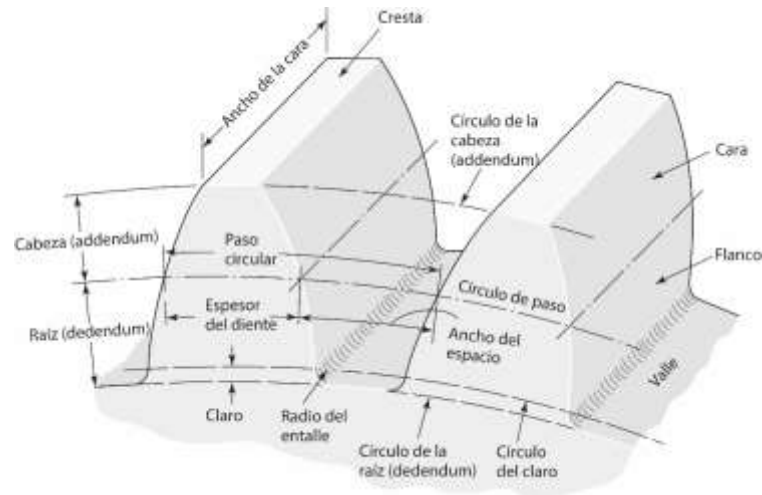


Figura 5-2. Nomenclatura de los dientes de engranes rectos.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012)

2.3.1 *Círculo de paso*

El círculo de paso es uno de los parámetros más importantes para el análisis de engranajes, ya que comúnmente a partir de este se desarrollan los demás cálculos teniendo en cuenta que este círculo se considera teórico; su diámetro es el diámetro de paso o también conocido como diámetro primitivo. Es necesario notar que existe tangencia entre los círculos de paso de dos engranes cuando estos se acoplan entre sí (Budynas y Nisbett, 2012, p. 649).

2.3.2 *Paso circular*

El paso circular p es el resultado de la adición del espesor del diente y del ancho del espacio que existe entre los dientes adyacentes (Budynas y Nisbett, 2012, p. 649).

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad (1)$$

Donde:

- N : número de dientes
- m : módulo, mm
- d : diámetro de paso, mm

2.3.3 Módulo

El módulo m es un parámetro que simboliza la relación que existe entre el diámetro de paso y el número de dientes. La unidad de longitud es el milímetro. El módulo señala el índice del tamaño de los dientes dentro del sistema internacional (Mott, 2006, p. 312). Además, el módulo hace referencia al tamaño de la fresa madre con la cual se va a maquinar el elemento.

$$m = \frac{D_G}{N_G} = \frac{D_p}{N_p} \quad (2)$$

Donde:

D_G : diámetro del engrane o rueda

N_G : número de dientes del engrane o rueda

D_p : diámetro del piñón

N_p : número de dientes del piñón.

Para que engrane dos engranes, deben tener el mismo paso (Mott, 2006, p. 310).

Tabla 1-2: Módulos normalizados

Módulo (mm)	Paso diametral equivalente	Paso diametral normalizado más cercano (dientes/pulg)
0.3	84.667	80
0.4	63.500	64
0.5	50.800	48
0.8	31.750	32
1	25.400	24
1.25	20.320	20
1.5	16.933	16
2	12.700	12
2.5	10.160	10
3	8.466	8
4	6.350	6
5	5.080	5
8	3.175	3
10	2.540	2.5
12	2.117	2
16	1.587	1.5
20	1.270	1.25
25	1.016	1

Fuente: (Mott, 2006)

Realizado: Cerón H; García, G, 2021.

2.3.4 Addendum

El addendum a es un término que se encuentra definido por la distancia radial entre el círculo de paso y la cresta (Budynas y Nisbett, 2012, p. 650).

2.3.5 Dedendum

El dedendum b corresponde a la longitud radial a partir del fondo hasta el círculo de paso (Budynas y Nisbett, 2012, p. 650).

2.3.6 Profundidad total

Para determinar la profundidad total h_t , se debe realizar una adición entre el valor del addendum y dedendum (Budynas y Nisbett, 2012, p. 650).

$$h_t = a + b \quad (3)$$

2.3.7 Círculo del claro

El círculo del claro es el que muestra tangencia con el círculo del dedendum del engrane acoplado (Budynas y Nisbett, 2012, p. 650).

2.3.8 Claro

El claro c en un engranaje dado se define por el valor por el cual el dedendum sobrepasa al addendum del engranaje con el que encuentra engranado (Budynas y Nisbett, 2012, p. 650).

2.3.9 Distancia entre centros

Es la longitud medida entre centros del piñón y la corona, su valor se obtiene de la adición de los radios de paso de los engranes acoplados (Mott, 2006, p. 316).

$$C = r_G + r_P = \frac{N_G + N_P}{2P} \quad (4)$$

2.3.10 Diámetro exterior

En un engrane es el valor que delimita al exterior de los dientes del engrane (Mott, 2006, p. 312).

$$D_o = D + 2a \quad (5)$$

En función del módulo se tiene:

$$D_o = mN + 2m = m(N + 2) \quad (6)$$

2.3.11 Ancho de cara (F)

El ancho de cara F es el valor que se encuentra en sentido paralelo al eje del diente, además, a este parámetro se lo conoce como ancho de flanco (Mott, 2006, p. 315).

2.3.12 Cara

El valor de la cara se encuentra a partir del círculo de paso y llega al círculo externo del engrane, es decir, es la superficie del diente (Mott, 2006, p. 315).

2.3.13 Chablán

Es la curva que resulta de la unión del perfil de involuta del diente con la raíz de la separación que existe entre dientes. A este término también se lo conoce como filete (Mott, 2006, p. 315).

2.3.14 Flanco

El flanco es el valor que se encuentra a partir de la raíz del espacio entre dientes, incluyendo el chablán (Mott, 2006, p. 315).

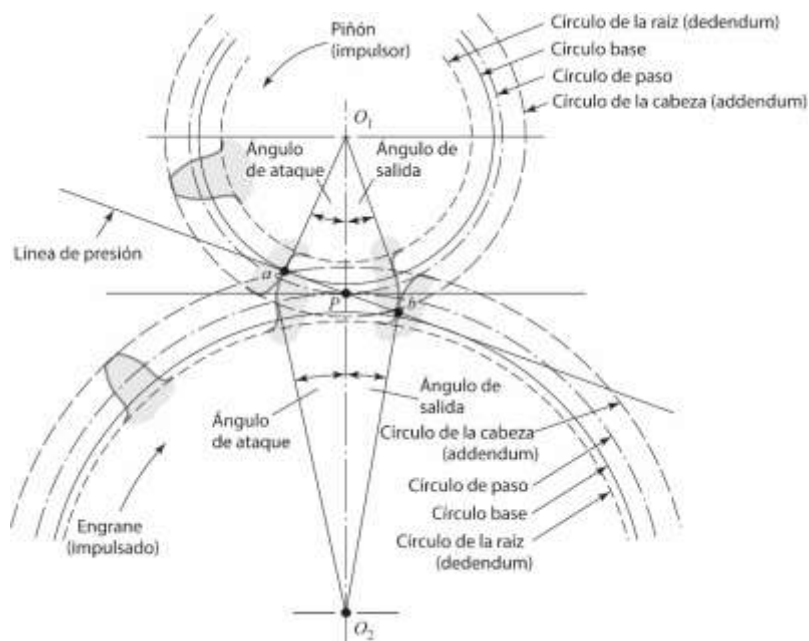


Figura 6-2. Acción entre dientes.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012)

2.4 Análisis de fuerzas en engranes rectos

En un engranaje giratorio una vez hallado el par de torsión T y la velocidad angular ω es posible encontrar la potencia transferida H realizando el producto de estos valores (Budynas y Nisbett, 2012, p. 680).

$$H = T\omega = (W_t d/2)\omega \quad (7)$$

Mientras que se pueda hacer uso de cualquier unidad en esta ecuación, la unidad de la potencia resultante dependerá obviamente de las unidades de los otros parámetros. Se recomienda realizar los cálculos a partir de la potencia, ya que los engranes encajados presenta alta eficiencia con pérdidas menores a dos por ciento, recordando que en el sistema internacional se tiene como unidad de medida el kilowatt mientras que, en el sistema inglés en caballos de fuerza, se debe tomar en cuenta que la potencia no varía en la transmisión. Entonces, se obtendrá el mismo valor de potencia en cualquiera engranaje analizado en base a la ecuación (7), sea este el piñón o la corona, teniendo presente que se encuentran engranados (Budynas y Nisbett, 2012, p. 680).

Con frecuencia, los valores de engranes son cuantificados por medio de la velocidad tangencial, la cual es la velocidad lineal de un punto sobre el engrane en el radio del círculo de paso, así $V = (d/2)\omega$ (Budynas y Nisbett, 2012, p. 680).

Cuando se hace la conversión a las unidades de uso común en el SI, se tiene que:

$$V = \frac{\pi dn}{60} \quad (8)$$

Donde:

- V: velocidad de la línea de paso, m/s
- d: diámetro de paso del engrane, mm
- n: velocidad del engrane, rpm

La potencia y la velocidad se detallan en varios problemas de diseño de engranes, por lo tanto, es necesario resolver la ecuación (7) para W_t .

$$W_t = \frac{60\,000\,H}{\pi dn} \quad (9)$$

Donde:

- W_t : carga transmitida, kN
- H: potencia, kW
- d: diámetro de paso del engrane, mm
- n: velocidad del engrane, rpm

2.5 Ecuación de flexión de Lewis

Wilfred Lewis presentó por primera vez una ecuación que permitió evaluar el esfuerzo de flexión en los dientes que poseen los engranajes. A pesar que la ecuación fue formulada y anunciada en

el año 1892, en la actualidad tiene gran importancia ya que se considerada fundamental para el análisis de engranajes (Budynas y Nisbett, 2012, p. 706).

$$\sigma = \frac{W_t}{Fpy} \quad (10)$$

Es necesario desarrollar un esquema gráfico del diente o también se puede realizar un cálculo computacional para obtener el factor de *Lewis* y.

Cuando se emplea esta ecuación, muchos de los diseñadores hacen uso del paso diametral ya que permite hallar los esfuerzos. Para llevar a cabo lo explicado se reemplaza el valor de *P* por π/p y el valor de *Y* por πy en la ecuación (10). Dando como resultado:

$$\sigma = \frac{W_t P}{FY} \quad (11)$$

$$Y = \frac{2xP}{3} \quad (12)$$

Si se analiza la ecuación (12) se puede observar que se omite la compresión que ocasiona la presencia de una carga radial, pero si se toma en cuenta la flexión del diente.

En la tabla 2-2 se muestra los valores del factor de Lewis que resultan de la ecuación descrita (Budynas y Nisbett, 2012, p. 709).

Tabla 2-2: Valores del factor de forma de Lewis *Y* (estos valores son para un ángulo normal de presión de 20°, dientes de altura completa y paso diametral igual a la unidad, en el plano de rotación)

Número de dientes	<i>Y</i>	Número de dientes	<i>Y</i>
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Rack	0.485

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012)

Realizado: Cerón H; García, G, 2021.

2.6 Efectos dinámicos

Estos efectos tienen mayor influencia cuando la transmisión trabaja a grandes o medias velocidades, lo cual se refleja en el ruido que estos producen. Uno de los pioneros fue Carl G. Barth quien manifestó el factor de velocidad. En base a la norma AGMA se expresa en las ecuaciones siguientes (Budynas y Nisbett, 2012, p. 710):

$$K_v = \frac{3.05 + V}{3.05} \quad (\text{hierro fundido, perfil moldeado}) \quad (13)$$

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1} \quad (\text{perfil cortado o fresado}) \quad (14)$$

$$K_v = \frac{3.56 + \sqrt{V}}{3.56} \quad (\text{perfil generado con fresa madre o cepillado}) \quad (15)$$

$$K_v = \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{V}}{5.56}} \quad (\text{perfil cepillado o esmerilado}) \quad (16)$$

La *Velocidad* está dada en (m/s)

En la ecuación (11) si se incluye el factor de velocidad se obtiene:

$$\sigma = \frac{K_v W_t}{F m Y} \quad (17)$$

Donde:

σ : esfuerzo de flexión admisible (MPa)

W_t : componente tangencial de la carga en Newtons (N)

F : ancho de cara (mm)

m : módulo (mm)

Y : factor de Lewis

En los engranajes rectos se recomienda que la longitud de cara se encuentre en un rango de 3 a 5 veces el paso circular p (Budynas y Nisbett, 2012, p. 710).

$$3p < F < 5p \quad (18)$$

La ecuación (17) es muy importante debido a que representa un principio fundamental en el desarrollo de la metodología AGMA de la resistencia a la flexión de dientes de los engranajes (Budynas y Nisbett, 2012, p. 710).

2.7 Durabilidad de la superficie

Este parámetro tiene gran importancia debido a que examina las fallas que se presentan en la superficie de los dientes del engranaje, a lo que se conoce como desgaste, teniendo en cuenta que cuando existe fatiga producida por la alta reincidencia del esfuerzo de contacto se presenta una falla superficial conocida como picadura (Budynas y Nisbett, 2012, p. 714).

La ausencia de lubricación ocasiona un tipo de falla conocida como *rayado*, la abrasión también es una falla superficial que aparece por la existencia de partículas sólidas en la transmisión (Budynas y Nisbett, 2012, p. 714).

La teoría de Hertz es de gran utilidad al momento de calcular el esfuerzo de contacto superficial (Budynas y Nisbett, 2012, p. 715).

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{2F}{\pi bl} \quad (19)$$

Donde: $P_{m\acute{a}x}$: presión superficial máxima

F : fuerza que presiona los dos cilindros

l : longitud de los cilindros

y b se obtiene por medio de la ecuación:

$$b = \left\{ \frac{2F [(1 - \nu_1^2)/E_1] + [(1 - \nu_2^2)/E_2]}{\pi l [(1/d_1) + (1/d_2)]} \right\}^{1/2} \quad (20)$$

Donde ν_1 , ν_2 , E_1 y E_2 son las constantes elásticas y d_1 y d_2 son los diámetros de los cilindros en contacto, respectivamente.

Se debe adaptar los cálculos realizados donde se requiere reemplazar F por $W_t/\cos\theta$, d por $2r$ y l por el ancho de cara F . Después de realizar estas sustituciones se tiene la posibilidad de reemplazar el valor de b según la ecuación (20) en la ecuación (19).

Ahora se sustituye la presión superficial máxima por el factor de seguridad, donde se encuentra el *esfuerzo de compresión en la superficie* por medio de la ecuación.

$$\sigma_c^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos \phi} \frac{(1/r_1) + (1/r_2)}{[(1 - \nu_1^2)/E_1] + [(1 - \nu_2^2)/E_2]} \quad (21)$$

Donde r_1 y r_2 son los valores instantáneos de los radios de curvatura en los perfiles de los dientes del piñón y de la corona, respectivamente, en el punto de contacto (Budynas y Nisbett, 2012, p. 715).

$$r_1 = \frac{d_p \text{sen} \phi}{2} \quad (22)$$

$$r_2 = \frac{d_G \text{sen} \phi}{2} \quad (23)$$

Donde: ϕ : ángulo de presión

d_p : diámetro de paso del piñón

d_G : diámetro de paso de la corona

2.8 Ecuaciones del esfuerzo AGMA en engranajes rectos

La norma AGMA tiene aspectos primordiales para el cálculo del esfuerzo por lo cual presenta dos ecuaciones, la primera se refiere al esfuerzo de flexión y la segunda a la resistencia a la picadura (Budynas y Nisbett, 2012, p. 716).

2.8.1 Esfuerzo de flexión:

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{F m_t} \frac{K_m K_B}{J} \quad (24)$$

Donde:

W_t : carga tangencial transmitida, en N

K_o : factor de sobrecarga

K_v : factor dinámico

K_s : factor de tamaño

F : ancho de cara del elemento más angosto en mm

m_t : módulo transversal métrico

K_m : factor de distribución de la carga

K_B : factor del espesor del aro

J : factor geométrico de resistencia a la flexión (incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle K_f)

2.8.1.1 Factor de sobrecarga K_o

Este factor considera la totalidad de las cargas que actúan externamente en forma excesiva de la carga tangencial W_t (Budynas y Nisbett, 2012, p. 729).

Entre los valores más comunes para el factor de sobrecarga se tiene:

Tabla 3-2: Valores comunes para el factor de sobrecarga.

	Máquina impulsada		
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012)

Realizado: Cerón H; García, G, 2021.

2.8.1.2 Factor dinámico K_v

Este factor se presenta con el objetivo de caracterizar las imperfecciones al momento de realizar la construcción y engranado de los dientes de los engranes en operación. La norma AGMA ha establecido un grupo de números de control de calidad, los cuales determinan las tolerancias admisibles para varios tamaños de engranes manufacturados con un número de calidad específico (Budynas y Nisbett, 2012, p. 727).

En engranes la calidad comercial comúnmente corresponde a los números de calidad que se encuentran en un rango entre 3 y 7, para un rango entre 8 y 12 a una calidad de precisión. En ciertas ocasiones el *nivel de exactitud en la transmisión* de AGMA Q_v es permitido estimarlo como el número de calidad (Budynas y Nisbett, 2012, p. 727).

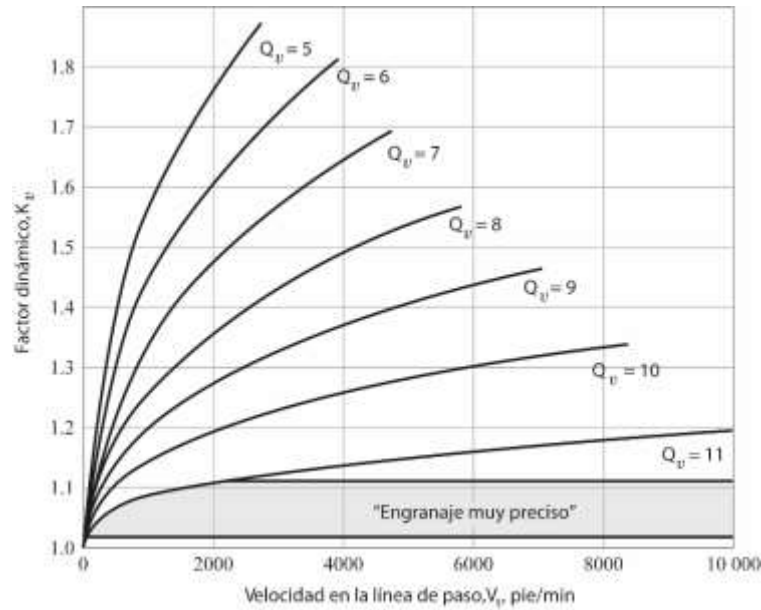
Como base en estos números Q_v , el factor dinámico es igual a:

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (25)$$

V: velocidad en línea de paso (m/s)

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (26)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3} \quad (27)$$



Gráfica 1-2. Factor dinámico K_v

Fuente: (American Gear Manufactures Association, 2004)

2.8.1.3 Factor de tamaño K_s

Este factor permite determinar la ausencia de igualdad en las características mecánicas del material relacionando el tamaño (Budynas y Nisbett, 2012, p. 730).

AGMA considera que el factor de tamaño K_s puede considerarse un valor unitario, $K_s = 1$ o se puede aplicar la ecuación siguiente:

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0.0535} \quad (28)$$

Se debe tener en cuenta que si se decide aplicar la ecuación y el valor K_s obtenido es menor a 1, se debe considerar $K_s = 1$ (Budynas y Nisbett, 2012, p. 730).

2.8.1.4 Factor de distribución de carga K_m

La presencia de este factor altera las ecuaciones de esfuerzo lo que permite visualizar la no homogeneidad de la carga a través de toda la línea de contacto (Budynas y Nisbett, 2012, p. 730).

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (29)$$

Donde:

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{para dientes sin coronar} \\ 0.8 & \text{para dientes coronados} \end{cases} \quad (30)$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0.025 & F \leq 25 \text{ mm} \\ \frac{F}{10d} - 0.0375 + 0.000492F & 25 < F \leq 432 \text{ mm} \\ \frac{F}{10d} - 0.1109 + 0.0207F - 0.000228F^2 & 432 < F \leq 1020 \text{ mm} \end{cases} \quad (31)$$

Se debe considerar que para los valores $\frac{F}{10d} < 0.05$, se usa $\frac{F}{10d} = 0.05$.

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S < 0.175 \\ 1.1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S \geq 0.175 \end{cases} \quad (32)$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2 \quad (33)$$

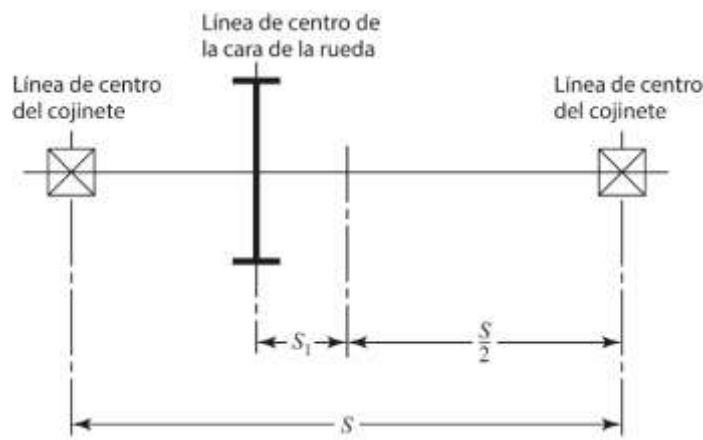


Figura 7-2. Definiciones de las distancias S y S_1

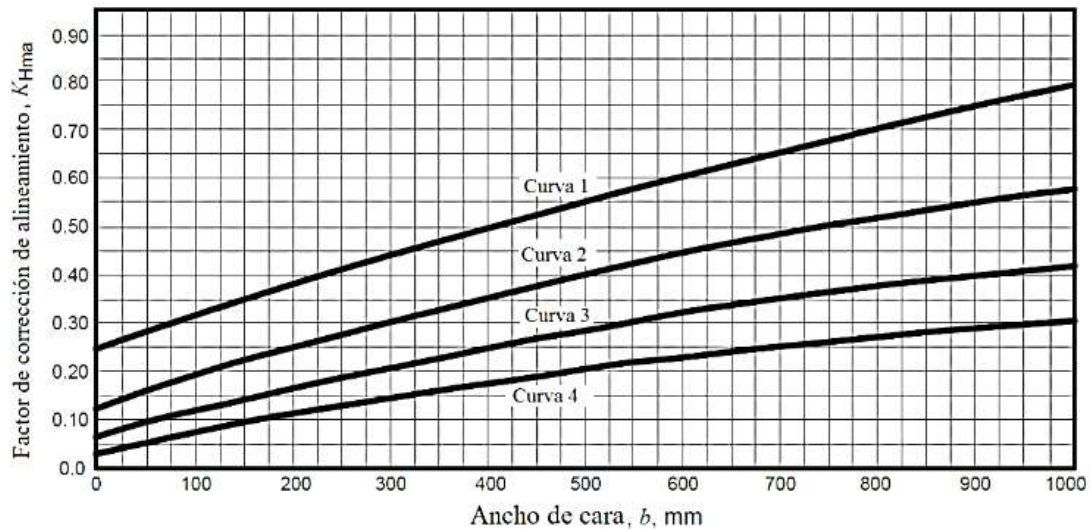
Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012)

Tabla 4-2: Constantes empíricas A, B y C

Curva	A	B	C
Curva 1: Engranajes abiertos	2.47×10^{-1}	0.675×10^{-3}	-1.186×10^{-7}
Curva 2: Engranajes cerrados de calidad comercial	1.27×10^{-1}	0.622×10^{-3}	-1.69×10^{-7}
Curva 3: Engranajes cerrados de precisión	0.675×10^{-1}	0.504×10^{-3}	-1.44×10^{-7}
Curva 4: Engranajes cerrados de alta precisión	0.380×10^{-1}	0.402×10^{-3}	-1.27×10^{-7}

Fuente: ANSI/AGMA: 2101-D04. Tabla Traducida

Realizado: Cerón H; García, G, 2021.



Gráfica 2-2. Factor de corrección de alineamiento C_{ma}

Fuente: ANSI/AGMA 2101 D-04. Imagen traducida

$$C_e = \begin{cases} 0.8 & \text{para engranajes ajustados durante el ensamble o si la compatibilidad} \\ & \text{se mejora mediante lapeado o ambos} \\ 1 & \text{para todas las otras condiciones} \end{cases} \quad (34)$$

2.8.1.5 Factor de espesor del aro K_B

Este factor interviene al no existir un espesor idóneo para brindar la totalidad de apoyo a la raíz del diente, en ciertas ocasiones la falla por fatiga por flexión se puede presentar en el aro del engrane y no en el entalle de la raíz (Budynas y Nisbett, 2012, p. 735).

Este criterio K_B ajusta el esfuerzo de flexión estimado de un engrane con aro delgado. Es una función de la relación de apoyo m_B (Budynas y Nisbett, 2012, p. 735).

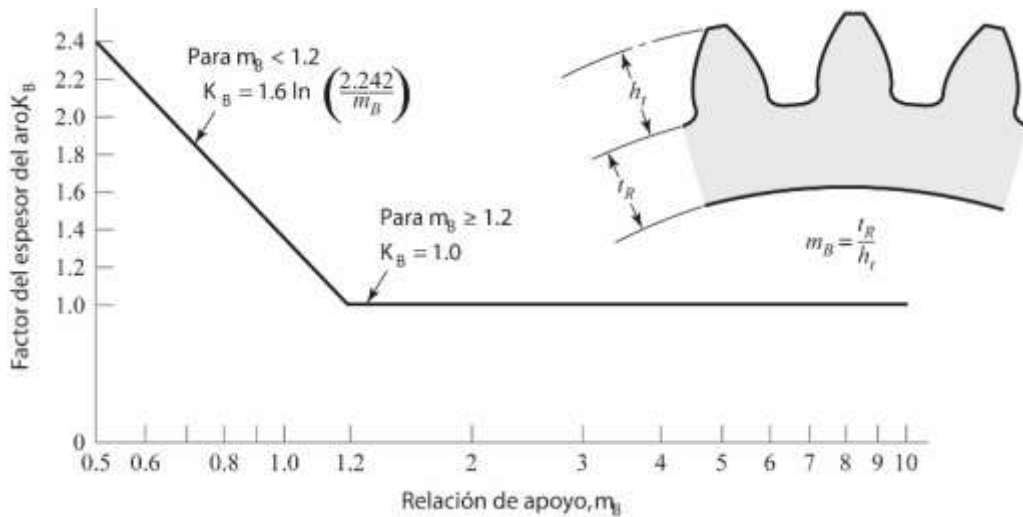
$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (35)$$

Donde t_R : espesor del aro bajo del diente, mm

h_t : altura del diente

El factor del espesor del aro K_B esta dado por:

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.241}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases} \quad (36)$$



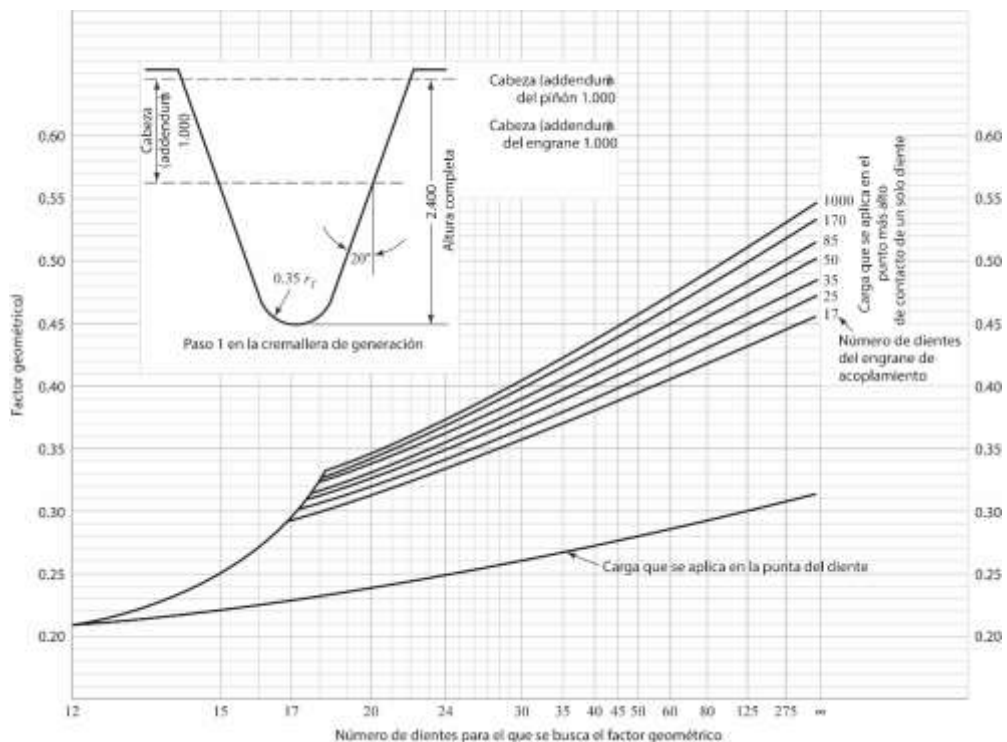
Gráfica 3-2. Factor de espesor del aro, K_B

Fuente: ANSI/AGMA 2101 D-04. Imagen Traducida

2.8.1.6 Factor geométrico J de resistencia a la flexión

La norma AGMA se caracteriza por realizar una alteración al factor de Lewis, este valor se describe por J , un *factor de concentración de esfuerzo por fatiga* K_f y una *relación de repartición de la carga* m_N del diente (Budynas y Nisbett, 2012, p. 724).

$$J = \frac{Y}{K_f m_N} \quad (37)$$



Gráfica 4-2. Factores geométricos J de engranes rectos

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012)

2.8.1.7 Esfuerzo de flexión permisible

La ecuación del esfuerzo de flexión permisible es:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t Y_N}{S_F Y_\theta Y_Z} \quad (38)$$

Donde, según las unidades SI,

- S_t : esfuerzo de flexión permisible, N/mm²
- Y_N : factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión
- Y_θ : factor de temperatura
- Y_Z : factor de confiabilidad
- S_F : factor de seguridad AGMA, una relación de esfuerzo.

2.8.1.8 Resistencia a la flexión, S_t

La norma AGMA utiliza valores llamados *números de esfuerzo permisible* a los cuales los denota por s_{at} y s_{ac} , por lo que nosotros emplearemos el término *resistencia de engrane* y los designaremos con S_t (Budynas y Nisbett, 2012, p. 718).

El número de esfuerzo de flexión permisible de aceros completamente endurecidos se obtiene mediante las ecuaciones siguientes (Budynas y Nisbett, 2012, p. 719):

Grado 1:

$$S_t = 0.533H_B + 88.3 \text{ MPa} \quad (39)$$

Grado 2:

$$S_t = 0.703H_B + 113 \text{ MPa} \quad (40)$$

El número de esfuerzo de flexión admisible de un engranaje manufacturado con materiales en base a aceros nitrurado endurecido completamente (es decir AISI 4140, 4340) se obtiene mediante las siguientes ecuaciones (Budynas y Nisbett, 2012, p. 719):

Grado 1:

$$S_t = 0.568H_B + 83.8 \text{ MPa} \quad (41)$$

Grado 2:

$$S_t = 0.749H_B + 110 \text{ MPa} \quad (42)$$

El número de esfuerzo de flexión permisible de engranes de aceros nitrurado, se obtiene mediante las siguientes ecuaciones (Budynas y Nisbett, 2012, p. 720):

Nitralloy, grado 1:

$$S_t = 0.594H_B + 87.76 \text{ MPa} \quad (43)$$

Nitralloy, grado 2:

$$S_t = 0.784H_B + 114.81 \text{ MPa} \quad (44)$$

2.5% cromo, grado 1:

$$S_t = 0.7255H_B + 63.89 \text{ MPa} \quad (45)$$

2.5% cromo, grado 2:

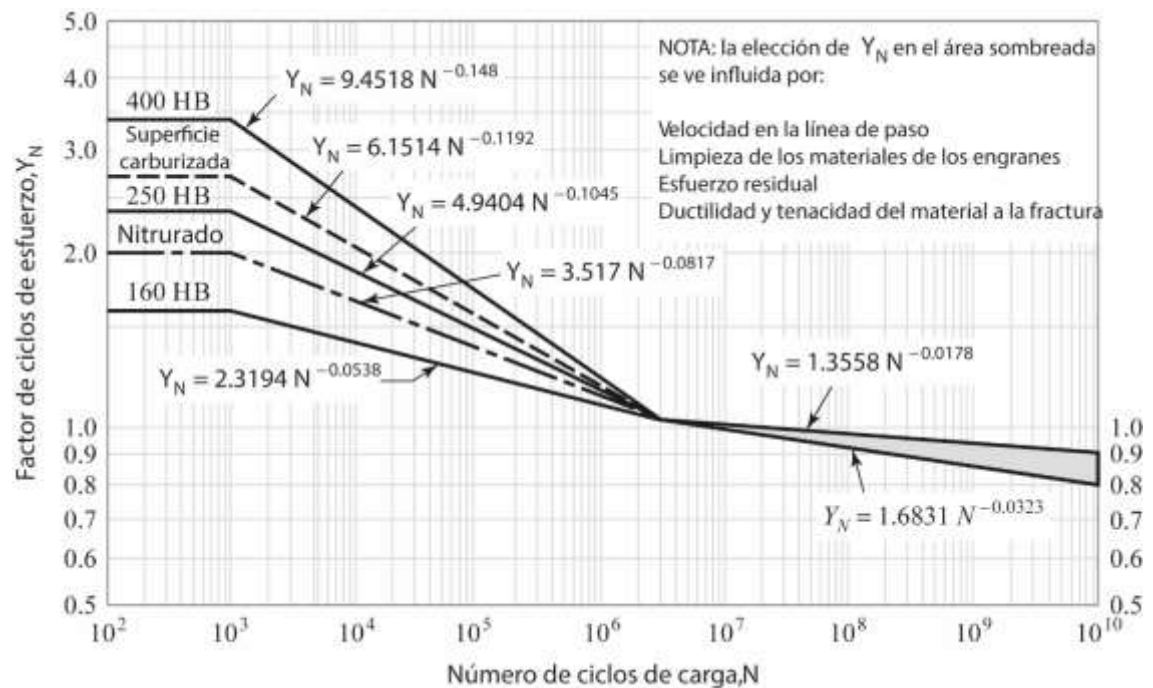
$$S_t = 0.7255H_B + 153.63 \text{ MPa} \quad (46)$$

2.5% cromo, grado 3:

$$S_t = 0.7255H_B + 201.91 \text{ MPa} \quad (47)$$

2.8.1.9 Factor de ciclos de esfuerzo a flexión, Y_N

Este factor tiene la finalidad de variar la resistencia AGMA en caso de una durabilidad diferente a 10^7 ciclos (Budynas y Nisbett, 2012, p. 733).



Gráfica 5-2. Factor de ciclos de esfuerzo repetidamente aplicados de resistencia a la flexión Y_N

Fuente: (American Gear Manufacturers Association, 2004)

2.8.1.10 Factor de temperatura Y_θ

Cuando el aceite tiene una temperatura igual o menor a 250 °F se utiliza $Y_\theta = 1$, pero cuando la temperatura es superior a este valor, el factor Y_θ tiene que exceder a la unidad (Budynas y Nisbett, 2012, p. 735).

2.8.1.11 Factor de confiabilidad Y_Z

Este factor evalúa la incidencia de la disposición estadística de las fallas por fatiga del material. Las resistencias AGMA S_t y S_c se fundamenta para una confiabilidad de 99% (Budynas y Nisbett, 2012, p. 735).

Tabla 5-2: Factores de confiabilidad

Confiabilidad	Y_Z
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Fuente: (American Gear Manufactures Association, 2004)

Realizado: Cerón H; García, G, 2021.

2.8.1.12 Factor de seguridad S_F

La metodología AGMA 2001-D04 y 2101-D04 presenta un factor de seguridad S_F el cual respalda al engrane contra la fatiga por flexión (Budynas y Nisbett, 2012, p. 736).

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma} \quad (48)$$

El esfuerzo σ se halla mediante la ecuación (24).

Con el propósito de valorar el origen y el impacto de la amenaza para la pérdida de función se requiere establecer una relación entre el valor de S_F con S_H . La norma AGMA recomienda que se realice un análisis comparativo de S_F con S_H^2 , en el caso de observar que la flexión represente un riesgo para la función (Budynas y Nisbett, 2012, p. 736).

2.8.2 *Desgaste superficial o esfuerzo de contacto en engranes rectos*

El esfuerzo de contacto o también conocido como resistencia a la picadura posee una ecuación principal, la cual se formula de la siguiente manera (Budynas y Nisbett, 2012, p. 718):

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}} \quad (49)$$

Donde:

- C_p : coeficiente elástico
- W_t : carga tangencial transmitida
- K_o : factor de sobrecarga
- K_v : factor dinámico
- K_s : factor de tamaño
- K_m : factor de distribución de la carga
- F : ancho de cara del elemento más angosto en mm
- C_f : factor de condición superficial
- d_p : diámetro de paso del piñón (mm)
- I : factor geométrico de resistencia a la picadura

2.8.2.1 *Coefficiente elástico C_p*

AGMA define un coeficiente elástico C_p empleando los valores elásticos, de los cuales 2 para el engrane conductor (piñón) y 2 para el engrane conducido (corona) partiendo de la ecuación (21) (Budynas y Nisbett, 2012, p. 727).

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (50)$$

Los valores de C_p también se los puede obtener mediante tabla. ANEXO A

2.8.2.2 *Factor de condición superficial C_f*

Este valor se caracteriza por el acabado superficial, en vista que resulta perjudicado por los procesos de maquinado tales como el rectificado, esmerilado, cepillado, granallado, corte, también depende de los esfuerzos residuales y efectos plásticos (endurecimiento por trabajo).

AGMA recomienda tomar el valor $C_f = 1$ siempre que la condición de superficie apropiada sea lograda (Budynas y Nisbett, 2012, pp. 729-730).

2.8.2.3 Factor geométrico de resistencia superficial, I

La norma AGMA reconoce este parámetro como *factor geométrico de resistencia a la picadura* (Budynas y Nisbett, 2012, p. 726).

$$I = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{engranes externos} \\ \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{engranes internos} \end{cases} \quad (51)$$

La relación de velocidades m_G se define como:

$$m_G = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p} \quad (52)$$

Donde $m_N = 1$ para engranes rectos.

2.8.2.4 Esfuerzo de contacto permisible $\sigma_{c,perm}$

La ecuación del esfuerzo de contacto permisible es:

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_C Z_N Z_W}{S_H Y_\theta Y_Z} \quad (53)$$

Donde, según las unidades SI,

- S_C : esfuerzo de contacto permisible, N/mm²
- Z_N : factor de vida de ciclos de esfuerzo
- Z_W : factor de la relación de durezas de resistencia a la picadura
- Y_θ : factor de temperatura
- Y_Z : factor de confiabilidad
- S_H : factor de seguridad AGMA, una relación de esfuerzo.

2.8.2.5 Esfuerzo de contacto permisible, S_C

La norma AGMA utiliza valores llamado *números de esfuerzo permisible* y los denota por medio de s_{at} y s_{ac} , por lo que nosotros emplearemos el término *resistencia de engrane* y los designaremos con S_C (Budynas y Nisbett, 2012, p. 718).

Los números de esfuerzo admisible de acuerdo a la norma AGMA de esfuerzos de contacto son para carga en una sola dirección, diez millones de ciclos de esfuerzo y confiabilidad de 99% (Budynas y Nisbett, 2012, p. 721).

La resistencia a la fatiga por contacto en engranes de aceros completamente endurecidos se obtiene mediante las siguientes ecuaciones en unidades SI:

Grado 1:

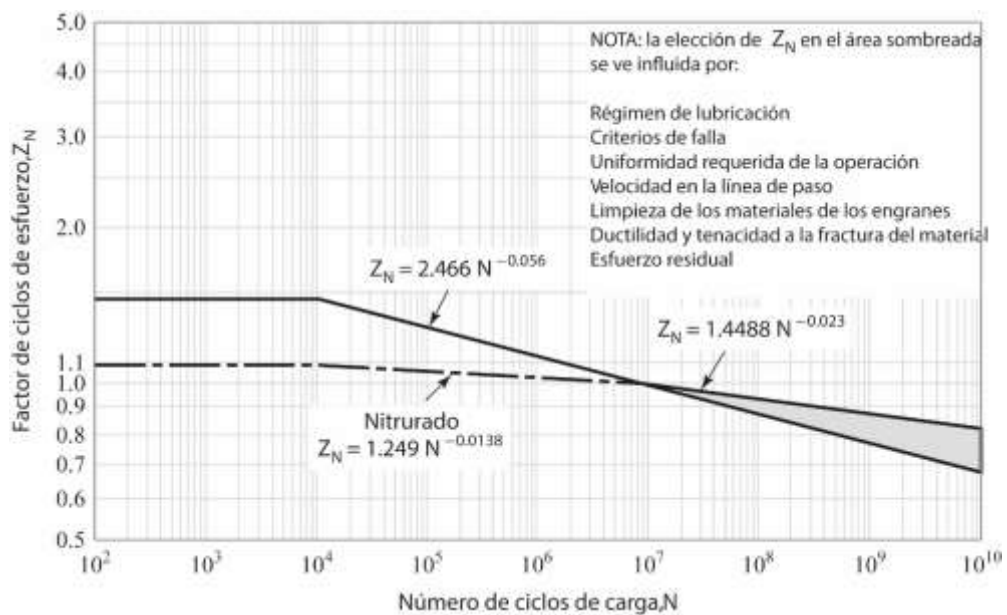
$$S_C = 2.22H_B + 200 \text{ MPa} \quad (54)$$

Grado 2:

$$S_C = 2.41H_B + 237 \text{ MPa} \quad (55)$$

2.8.2.6 Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura, Z_N

El objetivo de este factor Z_N es variar la resistencia AGMA cuando la vida útil sea diferente de 10^7 , $Z_N = 1$ (Budynas y Nisbett, 2012, p. 733).



Gráfica 6-2. Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura Z_N

Fuente: (American Gear Manufacturers Association, 2004)

2.8.2.7 Factor de relación de la dureza Z_W

Teniendo en cuenta que la corona posee mayor número de dientes que el piñón, este experimenta más ciclos de esfuerzo de contacto. Cuando se realiza un total endurecimiento a los dos engranes, se logra alcanzar una resistencia superficial uniforme si resulta el piñón más duro que la rueda. Este factor Z_W es empleado únicamente para la corona, es decir $Z_W = 1$ en los piñones (Budynas y Nisbett, 2012, p. 732).

Los valores de Z_W se obtiene mediante la ecuación:

$$Z_W = 1.0 + A'(m_G - 1.0) \quad (56)$$

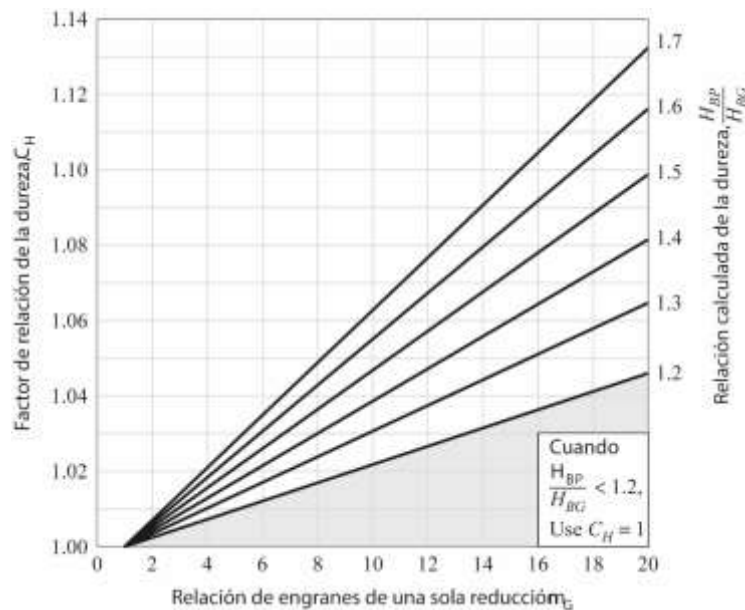
Donde:

$$A' = 8.98(10^{-3}) \left(\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8.29(10^{-3}) \quad 1.2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1.7 \quad (57)$$

Los símbolos H_{BP} y H_{BG} se relacionan con los grados de dureza HB (este ensayo se realiza con una esfera de 10 mm de diámetro con una carga aplicada de 3000 kg) del piñón y la corona, respectivamente.

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1.2, \quad A' = 0 \quad (58)$$

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} < 1.7, \quad A' = 0.00698 \quad (59)$$



Gráfica 7-2. Factor de relación de la dureza (acero completamente endurecido)

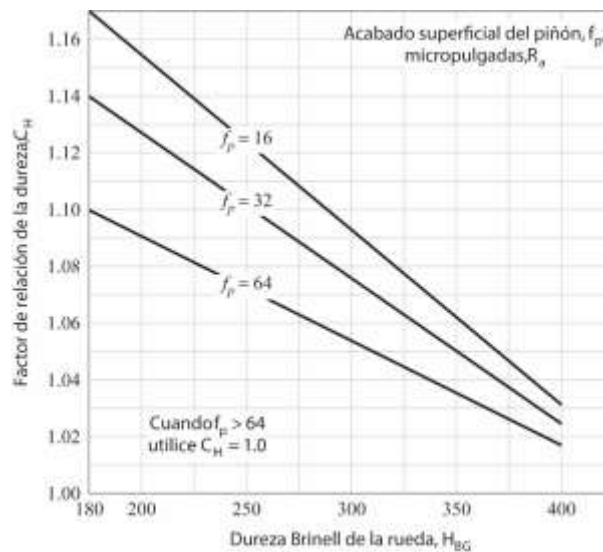
Fuente: (American Gear Manufacturers Association, 2004)

Al trabajar con piñones endurecidos superficialmente, que tengan valores de dureza de 48 en la escala Rockwell C (Rockwell C48) o con valores mayores, con coronas endurecidas por completo (180-400 Brinell), da origen a un endurecimiento por trabajo. El factor Z_W representa el acabado superficial del piñón f_p y de la dureza de la rueda engranada (Budynas y Nisbett, 2012, p. 732).

$$Z_W = 1.0 + B'(450 - H_{BG}) \quad (60)$$

Donde $B' = 0.00075 \exp[-0.0112f_p]$

En la gráfica 8-2, se encuentra f_p , el cual se denota como la raíz media cuadrática de la rugosidad R_a en μ pulg, este factor se obtiene al intersecar la dureza Brinell de la rueda H_{BG} con el factor de relación de dureza C_H .



Gráfica 8-2. Factor de relación de la dureza Z_W

Fuente: (American Gear Manufactures Association, 2004)

2.8.2.8 Factor de seguridad S_H

Según la metodología desarrollada en las normas ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04 las mismas que presentan un factor de seguridad S_H que resguarda contra la falla por picadura (Budynas y Nisbett, 2012, p. 736).

$$S_H = \frac{S_C Z_N C_H / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_C} = \frac{\text{resistencia al contacto completamente corregida}}{\text{esfuerzo de contacto}} \quad (61)$$

Donde σ_C se puede encontrar mediante la ecuación (49)

Con la finalidad de evaluar el origen y el impacto de la amenaza para la pérdida de función se necesita establecer una relación entre el valor de S_F con S_H . La norma AGMA sugiere que se realice un análisis comparativo de S_F con S_H^2 , en el caso de observar que la flexión represente un riesgo para la función (Budynas y Nisbett, 2012, p. 736)

2.9 Geometría y nomenclatura de engranes helicoidales

El uso más frecuente que se encuentra a los engranajes helicoidales es la transmisión de movimiento entre ejes paralelos, es importante notar que estos poseen un ángulo de hélice el cual se origina por la inclinación de sus dientes (Mott, 2006, p. 329).

El *ángulo de hélice* es el mismo en cada engrane (piñón y rueda o engrane), pero uno debe ser hélice a derecha y el otro hélice izquierda (Budynas y Nisbett, 2012, p. 664).

Los engranes helicoidales presentan cargas radial y axial, las mismas que se transfieren a los rodamientos en los que se montan al eje de rotación. Los engranes helicoidales dobles son recomendables en aplicaciones que se tenga cargas axiales muy altas (Budynas y Nisbett, 2012, p. 665). Cuando dos o más engranes helicoidales individuales se montan en el mismo eje, es necesario seleccionar el sentido de los engranes para producir la carga de empuje mínima (Budynas y Nisbett, 2012, p. 665).

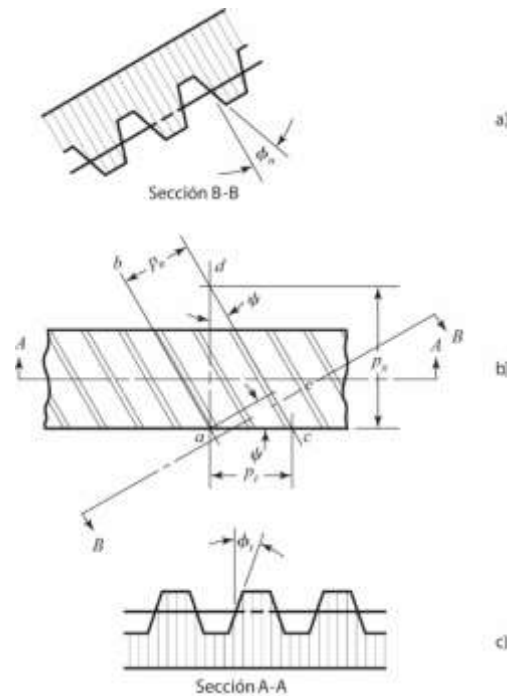


Figura 8-2. Nomenclatura de los engranes helicoidales

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012)

En la figura 8-2 se observa la vista superior de una cremallera helicoidal, en la cual el ángulo ψ indica el ángulo de hélice. Realizando un análisis podemos observar que las líneas centrales de los dos dientes helicoidales adyacentes son representadas por las líneas ab y cd . El *paso circular transversal* p_t , está representado por la línea ac , en el plano de rotación. Se encuentra una relación entre la distancia ae que es el *paso circular normal* p_n con el paso circular transversal de acuerdo a la siguiente ecuación (Budynas y Nisbett, 2012, p. 665):

$$p_n = p_t \cos \psi \quad (62)$$

El *paso axial* p_x es representado por la distancia ad como se observa en la siguiente ecuación:

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi} \quad (63)$$

Para obtener el *paso diametral normal* se debe tener en consideración que $p_n P_n = \pi$ y se representa como:

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \psi} \quad (64)$$

En base a la angularidad de los dientes, existe diferencia en las direcciones, el ángulo de presión ϕ_n en la dirección normal con el ángulo ϕ_t , en la dirección de rotación. La relación en estos ángulos se expresa de la manera siguiente (Budynas y Nisbett, 2012, p. 666):

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t} \quad (65)$$

2.10 Análisis de fuerzas en engranes helicoidales

La figura 9-2 representa una vista tridimensional de las fuerzas que actúan contra un diente de un engrane helicoidal. El punto de aplicación de las fuerzas se encuentra en el plano de paso y en el centro de la cara del engrane (Budynas y Nisbett, 2012, p. 684).

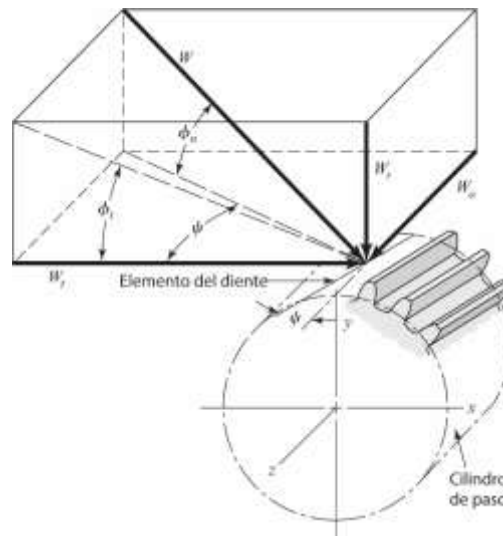


Figura 9-2. Fuerzas que actúan en los dientes de un engranaje helicoidal

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012)

De acuerdo a la figura 9-2, las tres componentes de la fuerza total (normal) W del diente viene dado por (Budynas y Nisbett, 2012, p. 684):

$$W_r = W \operatorname{sen} \phi_n \quad (66)$$

$$W_t = W \cos \phi_n \cos \psi \quad (67)$$

$$W_a = W \cos \phi_n \operatorname{sen} \psi \quad (68)$$

La *componente radial* W_r , ejerce acción hacia el centro del engrane, a lo largo de un radio, y tiende a alejar los dos engranes encajados (Mott, 2006, p. 331). Por otro lado, la *componente tangencial* W_t , se presenta en dirección tangencial a la superficie de paso del engrane, y es perpendicular al eje. Esta fuerza W_t es la que provoca el impulso al engrane, ya que genera el torque que transferirá del engrane motriz hacia el engrane conducido (Mott, 2006, p. 331).

Además, se tiene la componente axial W_a , también llamada carga de empuje la cual es paralela al eje del engrane y tiene presencia en la superficie tangencial. Es necesario que esta carga axial se

contrarreste por uno de los rodamientos que se encuentra montado en el eje, por tal razón esta carga resulta perjudicial para la transmisión (Mott, 2006, p. 331).

La carga W_t se obtiene inicialmente con base a la potencia y velocidad angular suministrada, por lo que cargas W_r y W_a se pueden calcular en función de esta, como se indica:

$$W_r = W_t \tan \phi_t \quad (69)$$

$$W_a = W_t \tan \psi \quad (70)$$

$$W = \frac{W}{\cos \phi_n \cos \psi} \quad (71)$$

Siendo,

ψ : ángulo de la hélice

ϕ_n : ángulo de presión normal

ϕ_t : ángulo de presión transversal (Mott, 2006, p. 331).

Al aplicar la ecuación siguiente es posible obtener el ángulo faltante:

$$\tan \phi_n = \tan \phi_t \cos \psi \quad (72)$$

2.11 Ecuaciones del esfuerzo AGMA para engranes helicoidales

La norma AGMA tiene aspectos primordiales para el cálculo del esfuerzo por lo cual presenta dos ecuaciones, la primera se refiere al esfuerzo de flexión y la segunda a la resistencia a la picadura (Budynas y Nisbett, 2012, p. 716).

En los dientes de engranes helicoidales se aplicará la ecuación fundamental para obtener el número de esfuerzo flexionante, de la misma manera que se desarrolló anteriormente en los engranajes rectos de acuerdo a la ecuación (24) (Mott, 2006, p. 455).

2.11.1 Esfuerzo de flexión:

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{F m_t} \frac{K_m K_B}{J}$$

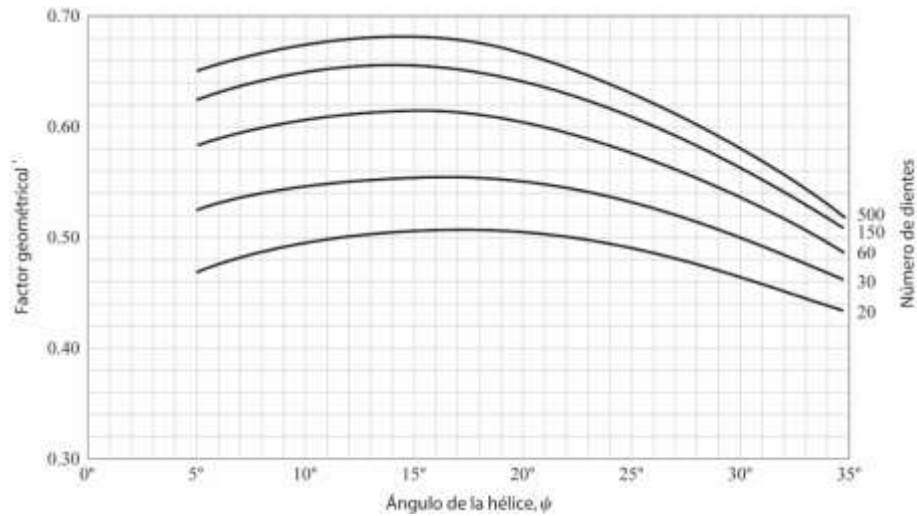
Ya que la ecuación es igual en caso de engranes rectos (Ec. 24) y engranes helicoidales los factores K_o, K_v, K_s, K_m, K_B se calculan con el mismo criterio que en engranes rectos anteriormente analizados. Es importante observar que el factor geométrico J tiene un análisis diferente.

2.11.1.1 Factor geométrico J

La norma AGMA se caracteriza por realizar una alteración al factor de Lewis, este valor se describe por J , un *factor de concentración de esfuerzo por fatiga* K_f y una *relación de repartición de la carga* m_N del diente (Budynas y Nisbett, 2012, p. 724).

$$J = \frac{Y}{K_f m_N} \quad (73)$$

Los valores del factor geométrico se pueden obtener de la siguiente gráfica.

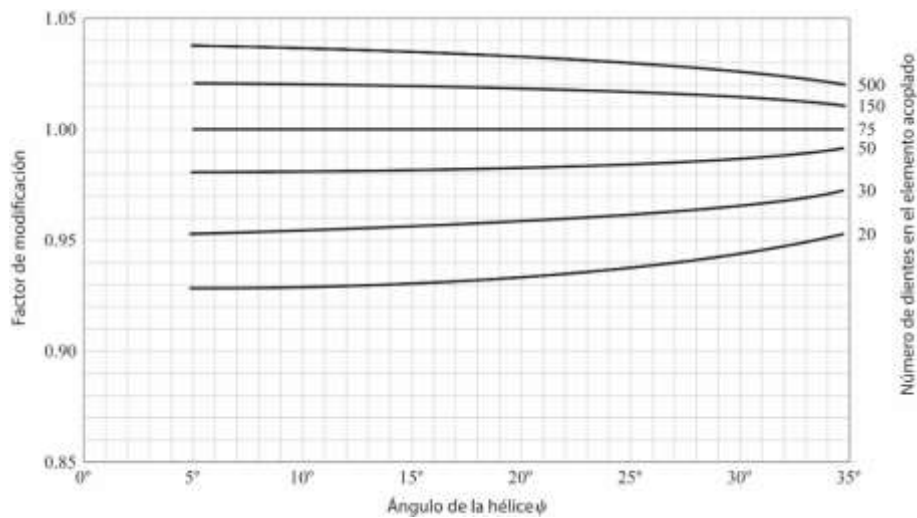


Gráfica 9-2. Factor geométrico J' de engranes helicoidales

Fuente: AGMA 218.01

Es necesario corregir el factor J introduciendo el factor de modificación en el caso que el engrane acoplado posea un número de dientes distinto a 75 (Budynas y Nisbett, 2012, p. 726).

$$J = J'(fm) \quad (74)$$



Gráfica 10-2. Multiplicadores del factor J' para emplearlos con la gráfica 9-2 para encontrar J .

Fuente: AGMA 218.01

2.11.2 Factor de seguridad S_F

La metodología AGMA 2001-D04 y 2101-D04 presenta un factor de seguridad S_F el cual respalda al engrane contra la fatiga por flexión (Budynas y Nisbett, 2012, p. 736).

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma} \quad (75)$$

El esfuerzo σ se halla mediante la ecuación (24).

Los factores S_t, Y_N, Y_θ, Y_Z se obtienen de la misma manera que en engranes rectos.

2.11.3 Desgaste superficial o esfuerzo de contacto en engranes helicoidales

El esfuerzo de contacto o también conocido como resistencia a la picadura de los dientes de engranes helicoidales, se obtiene aplicando el proceso detallado anteriormente en los engranajes rectos por lo que aquí se repite en la ecuación siguiente (Budynas y Nisbett, 2012, p. 718):

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}}$$

Todos los factores ($C_p, W_t, K_o, K_v, K_s, K_m, F, C_f, d_p$) son similares al análisis anterior de engranes helicoidales, se debe tener en consideración que el cálculo del factor de geometría para la resistencia a la picadura I conlleva un procedimiento diferente.

2.11.3.1 Factor geométrico de resistencia superficial, I

La norma AGMA reconoce este parámetro como *factor geométrico de resistencia a la picadura* (Budynas y Nisbett, 2012, p. 726).

$$I = \begin{cases} \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1} & \text{engranes externos} \\ \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G - 1} & \text{engranes internos} \end{cases} \quad (76)$$

La relación de velocidades m_G se define como:

$$m_G = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p} \quad (77)$$

La relación de repartición de carga es igual a:

$$m_N = \frac{p_N}{0.95Z} \quad (78)$$

$$p_N = p_n \cos \phi_n \quad (79)$$

$$p_n = \pi * m_n \quad (80)$$

$$Z = [(r_p + a)^2 - r_{bp}^2]^{1/2} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{1/2} - (r_p + r_G) \text{sen} \phi_t \quad (81)$$

Los términos denotados por r_p y r_G representan a los radios de paso del piñón y de la corona, respectivamente y r_{bp} y r_{bG} hacen referencia a los radios del círculo base definido por:

$$r_b = r \cos \phi_t \quad (82)$$

Ángulo de presión transversal:

$$\phi_t = \tan^{-1} \frac{\tan \theta}{\cos \phi} \quad (83)$$

2.11.4 Factor de seguridad S_H para engranes helicoidales

Según la metodología desarrollada en las normas ANSI/AGMA 2001-D04 y 2101-D04 las mismas que presentan un factor de seguridad S_H que resguarda contra la falla por picadura (Budynas y Nisbett, 2012, p. 736).

$$S_H = \frac{S_C Z_N C_H / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_C} = \frac{\text{resistencia al contacto completamente corregida}}{\text{esfuerzo de contacto}} \quad (84)$$

Donde σ_C se obtiene de la ecuación (49)

Los factores $S_C, Z_N, C_H, Y_\theta, Y_Z$ se obtienen de la misma manera que en engranes rectos.

2.12 Vibraciones

Una vibración se puede considerar como la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio. La posición de equilibrio es a la que llegará cuando la fuerza que actúa sobre él sea cero. Este tipo de vibración se llama vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento (White, 2010, p. 16).

La vibración de un objeto es causada por una fuerza de excitación. Esta fuerza se puede aplicar externamente al objeto o puede tener su origen dentro del objeto. La proporción (frecuencia) y la magnitud de la vibración de un objeto dado, están completamente determinados por la fuerza de excitación, su dirección y frecuencia. Esa es la razón porque un análisis de vibración puede determinar las fuerzas de excitación actuando en una máquina. Esas fuerzas dependen del estado de la máquina, y el conocimiento de sus características e interacciones permite diagnosticar un problema de la máquina (White, 2010, p. 16).

El movimiento físico de una máquina rotatoria se interpreta como una vibración cuyas frecuencias y amplitudes tienen que ser cuantificadas a través de un dispositivo que convierta éstas en un producto que pueda ser medido y analizado posteriormente. Así, la FRECUENCIA describirá *¿qué está mal?* en la máquina y la AMPLITUD *¿cuán severo?* es el problema. Las vibraciones pueden ser de naturaleza ARMÓNICA, PERIÓDICA o ALEATORIA (Palomino Marín, 2007, p. 17).

2.12.1 Tipos de vibraciones

2.12.1.1 Vibración armónica

Constituye la forma más simple de oscilación (Figura 10-2). Caracterizada por una senoide, puede ser generada en sistemas lineales debido a la presencia de algún problema potencial, un desbalance, por ejemplo. Este movimiento puede ser estudiado a través de un vector rotatorio con velocidad angular constante ω a partir de la cual se define la frecuencia de oscilación f expresada en *Hertz [Hz]*, a diferencia de la frecuencia angular que se expresa en $[1/s]$ (Palomino Marín, 2007, p. 17).

$$y = A \cdot \text{sen}(\omega \cdot t + \varphi) = A \cdot \text{sen}(2\pi \cdot f \cdot t + \varphi) \quad (85)$$

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (86)$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T} \quad (87)$$

Donde:

φ : ángulo de fase de la vibración.

ω : velocidad angular

t : tiempo

A : amplitud

Frecuencia es el recíproco del período fundamental. Se expresa en Hertz [Hz], lo cual se corresponde con un ciclo por segundo (Palomino Marín, 2007, p. 18).

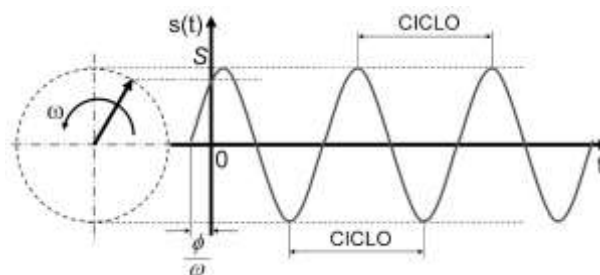


Figura 10-2. Vibración armónica

Fuente: (Palomino Marín, 2007)

2.12.1.2 Vibración periódica

Es un movimiento que se repite periódicamente tal y como se observa en la Figura 11-2. Por ejemplo, un problema en una transmisión dentada puede producir una vibración que, aunque no es armónica es periódica (Palomino Marín, 2007, p. 19).

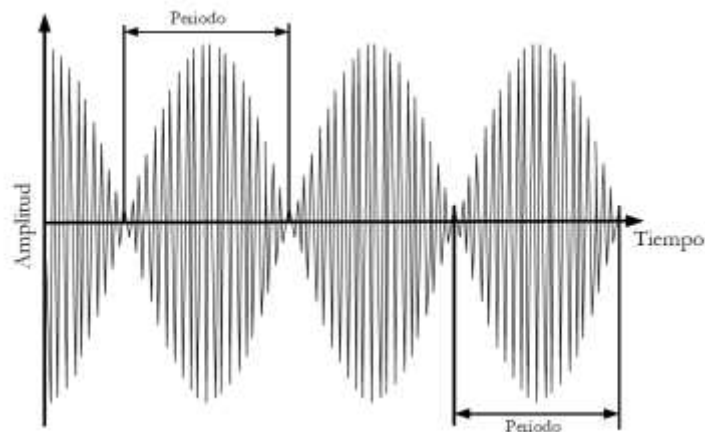


Figura 11-2. Vibración periódica

Fuente: (Lojano Armijos, 2018)

2.12.1.3 Vibración aleatoria

Ocurre en forma errática y tiene contenidos de frecuencias en toda la banda de frecuencias analizada. Observe la Figura 12-2. Esto quiere decir que las vibraciones aleatorias producirán un espectro continuo o lo que es lo mismo, el espectro estará constituido por "infinitas" vibraciones armónicas, cada una caracterizada por amplitud, frecuencia y fase respectivamente (Palomino Marín, 2007).

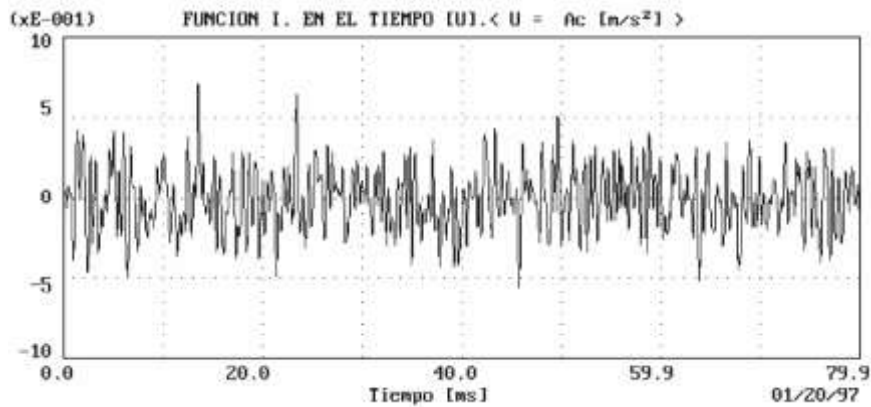


Figura 12-2. Vibración aleatoria

Fuente: (Palomino Marín, 2007)

Las vibraciones pueden ser observadas en el *tiempo* o en *frecuencia*. Al efectuar la medición del nivel de vibraciones es necesario definir qué magnitud física se desea cuantificar para describir la vibración, para ello pueda ser empleado, el *desplazamiento*, la *velocidad* y/o la *aceleración* (Palomino Marín, 2007).

- **Desplazamiento:** Es una cantidad vectorial que describe el cambio de posición de un cuerpo o partícula con respecto a un sistema de referencia.
- **Velocidad:** Es un vector que especifica la derivada del desplazamiento en el tiempo.
- **Aceleración:** Es un vector que especifica la derivada de la velocidad en el tiempo.

Estas magnitudes pueden ser expresadas según las siguientes relaciones:

$$d(t) = D \cdot \text{sen}(2\pi \cdot f \cdot t) \quad (88)$$

$$v(t) = (2\pi \cdot f)D \cdot \text{sen}\left(2\pi \cdot f \cdot t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (89)$$

$$a(t) = (2\pi \cdot f)^2 D \cdot \text{sen}(2\pi \cdot f \cdot t + \pi) \quad (90)$$

De igual forma, estas magnitudes están relacionadas entre sí en términos de amplitud, es decir, para ondas armónicas sus amplitudes se relacionan a través de la frecuencia de la propia onda, según (Palomino Marín, 2007, p. 32):

$$V = \frac{A}{2\pi \cdot f} \quad (91)$$

$$D = \frac{V}{2\pi \cdot f} \quad (92)$$

$$D = \frac{A}{(2\pi \cdot f)^2} \quad (93)$$

Donde:

D: amplitud del desplazamiento.

V: amplitud de la velocidad.

2.12.2 Dominios del tiempo y de la frecuencia

Las vibraciones pueden ser observadas en dos dominios básicos, el dominio del tiempo y el dominio de la frecuencia. Ambos presuponen una vinculación directa. Electrónicamente hablando, la vibración es registrada en virtud de una señal eléctrica que es proporcional al fenómeno mecánico que se está cuantificando. Ésta se obtiene en forma primitiva en el dominio del tiempo según lo ilustrado en la Figura 13-2. Posteriormente, para obtener el llamado *espectro* de las vibraciones es necesario hacer pasar la señal a través de un filtro de "barrido" que sucesivamente irá desentrañando cada una de las componentes de la vibración por frecuencias (Palomino Marín, 2007, p. 33).

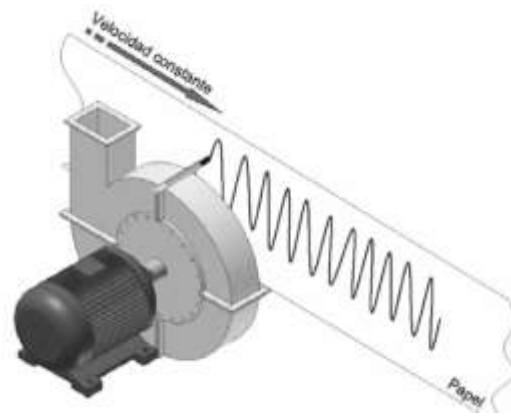


Figura 13-2. Registro primitivo de las vibraciones en un sistema máquina – soportes
Fuente: (Palomino Marín, 2007)

2.12.3 Composición del espectro vibratorio

El primer paso para lograr establecer un diagnóstico acertado sobre la condición mecánica de algún equipo es conocer los distintos componentes del espectro vibratorio, la figura 14-2, nos indica cada uno de los distintos tipos de componentes que podemos encontrar en un espectro vibratorio y sus nombres, los que serán utilizados de ahora en adelante para referirnos a cualquier consideración o referencia a un espectro en particular o algún tipo general de espectro (Daza Hernández, 2007, p. 66).

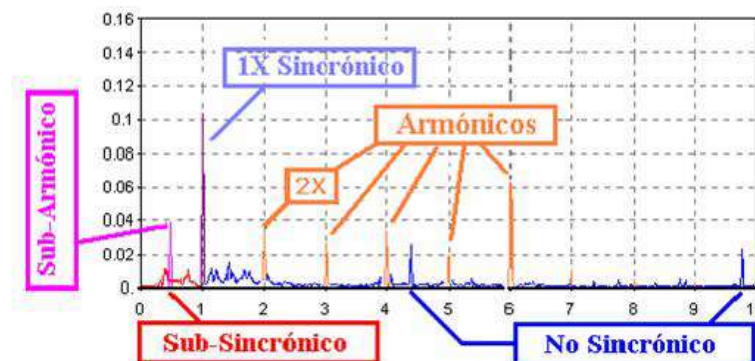


Figura 14-2. Componentes de un espectro.
Fuente: (Palomino Marín, 2007)

Para poder analizar de buena forma un espectro vibratorio, debemos de realizar las siguientes acciones (Daza Hernández, 2007, p. 67):

- Relacionar en forma precisa la frecuencia de las vibraciones con la velocidad de rotación de la máquina
- Determinar para cada componente (frecuencia) vibratoria o grupos de componentes, la causa que la(s) genera. Se debe recordar que las vibraciones pueden provenir de:
 - Vibraciones propias al funcionamiento de la máquina
 - Vibraciones generadas por condiciones inapropiadas de funcionamiento

- Vibraciones provenientes de otras máquinas
- Vibraciones generadas por fallas en la máquina: Desalineamiento, soldaduras, rozamientos, etc (Daza Hernández, 2007, p. 67).

En un espectro se debe buscar lo siguiente:

- Componentes a la velocidad de rotación de la máquina
- Armónicos de la velocidad de rotación
- Frecuencias más bajas de la velocidad de rotación. Distinguir si se trata de subarmónicos o subsíncronicos ($0.48x$ _ $0.5x$)
- Familias de armónicos y/o subarmónicos no relacionados a la frecuencia de rotación
- Identificación de bandas laterales
- Vibraciones de banda ancha (Daza Hernández, 2007, p. 67).

2.12.4 Adquisición de datos

La obtención de los datos durante la realización de un ensayo programado o durante el trabajo normal de la máquina requiere el empleo de los transductores adecuados y de la instrumentación asociada. Los datos adquiridos son una combinación de señales estáticas y dinámica, entre las dinámicas destacan los sensores de velocidad y/o los acelerómetros sobre la carcasa o las sondas de proximidad que controlan las vibraciones de los ejes (Besa González y Carballeira Morado, 2018, p. 92).

Las medidas con un carácter estático son las de temperatura, velocidad de giro, flujo de fluidos o presiones, este tipo de datos en ocasiones son anotado manualmente, a diferencia de los anteriores, donde es necesario emplear un registrador y/o un digitalizador para su procesado (Besa González y Carballeira Morado, 2018, p. 92).

2.12.4.1 Datos de vibración

Generalmente son tres los parámetros de la vibración a examinar, amplitud, frecuencia y desfase. La magnitud de la amplitud caracteriza el estado de deterioro de la máquina, la frecuencia permite determinar la causa del fallo, y el desfase permite analizar los modos de vibración.

En las medidas realizadas con transductores sísmicos (acelerómetros o traductores de velocidad) situados sobre la carcasa de la máquina es necesario tener en cuenta que, a causa de las variaciones de rigidez y amortiguamiento que se producen en los cojinetes con la velocidad y la carga, no hay una relación constante entre la amplitud de la vibración de un eje y la amplitud de la vibración de la carcasa de la máquina. Normalmente es necesario comparar el comportamiento de la máquina bajo las distintas condiciones de trabajo (Besa González y Carballeira Morado, 2018, p. 93).

2.12.5 Medida de señal

La cadena de medida empleada en la toma de los datos necesarios para controlar el funcionamiento de la máquina se muestra en la figura 15-2:

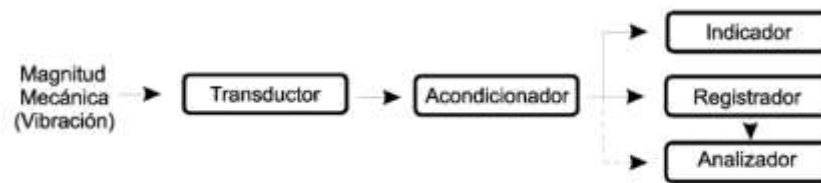


Figura 15-2. Cadena de medida

Fuente: (Besa González y Carballeira Morado, 2018)

El primer paso es transformar el movimiento (vibración) en señal eléctrica, para esto se emplean los transductores (acelerómetros, sensores de velocidad y sensores de desplazamiento). Algunos transductores requieren una alimentación eléctrica para poder trabajar, además la amplitud de la señal que generan dichos transductores suele ser reducida, luego es necesario acondicionarla. una vez que la señal ha sido amplificada ya puede ser visualizada, registrada y/o analizada (Besa González y Carballeira Morado, 2018, p. 99).

2.11.5.1 Transductores

Las características que definen a un transductor son las siguiente:

- **Sensibilidad:** Relación entre la magnitud de salida (señal eléctrica) y la de entrada (vibración).
- **Sensibilidad transversal:** Influencia sobre la medida de fuentes de excitación aplicadas en direcciones en las cuales no se desee medir (normalmente en % de señal generada respecto a la magnitud aplicada en dirección transversal).
- **Respuesta en frecuencia:** Nos indica cual es el rango de frecuencia de empleo del transductor donde su comportamiento es lineal.
- **Influencia de efectos ambientales:** Temperatura de señal "no deseada" generada por el propio transductor y que contamina la medida. Para lograr datos validos el nivel de ruido asociado a la cadena de medida ha de ser al menos 10 dB (un tercio) inferior a la menos señal que se haya de registrar (Besa González y Carballeira Morado, 2018, p. 100).

2.12.6 Colector de datos: Sensor QuickCollect

Con *SKF Enlight QuickCollect*, es posible monitorear la salud de la máquina sin la necesidad de experiencia en el diagnóstico. Combinando un sensor fácil de usar con aplicaciones móviles, lo habilita para identificar rápida y fácilmente la condición de la máquina y compartir datos de inspecciones, procesos y salud de la máquina a toda la compañía (May y Caldera, 2018, p. 16).



Figura 16-2. Sensor QuickCollect

Fuente: (SKF, 2020b)

SKF Enlight QuickCollect está diseñado para facilitar la recolección e interpretación de la información de la máquina, ayudando a optimizar el rendimiento del equipo.

El sensor transmite datos de forma inalámbrica a una aplicación en el dispositivo móvil, proporcionando diagnósticos de las máquinas de manera instantánea y la capacidad de almacenar y compartir datos para un análisis posterior. La aplicación *SKF QuickCollect* ofrece un nivel inicial de capacidad de análisis sobre el terreno con la actualización a la aplicación *SKF DataCollect* proporciona capacidades de diagnóstico extendido, formularios personalizados para recolectar todo tipo de inspección, procesar datos y la capacidad de conectarse con los servicios remotos de expertos de SKF (May y Caldera, 2018, p. 17).

Características

- Velocidad, aceleración envolvente y medidas de temperatura
- Comunicación Bluetooth con tabletas, teléfonos inteligentes, relojes inteligentes
- Indicaciones de máquinas, condiciones fáciles de entender
- Diseño industrial resistente: prueba de caída de 1,8 m (6 pies), resistente al agua y al polvo
- Batería de litio recargable (jornada completa en uso normal)
- Opción para conectarse, almacenar y compartir datos en la nube
- Aplicaciones para dispositivos iOS y Android (SKF, 2020b).

Beneficios

- Se puede utilizar con una formación mínima y experiencia
- Identifica el desarrollo de fallas en maquinaria rotativa, es decir, problemas antes de que se conviertan en problemas
- Amplía la funcionalidad a través de aplicaciones para crecer y complementar el programa de mantenimiento actual (SKF, 2020b).

2.12.7 Vibraciones en transmisiones por engranajes

Las transmisiones por engranajes son susceptibles de ser diagnosticadas en cuanto a su estado técnico se refiere, estudiando e interpretando correctamente sus registros vibroacústicos. Midiendo vibraciones en la transmisión, se pueden identificar problemas tales como, una inapropiada relación entre los números de dientes, excentricidad o errores de cilindridad, montaje en árboles deformados, solturas del engranaje respecto a su árbol, desalineamiento, oscilaciones torsionales y la fractura o deterioro de los dientes (Palomino Marín, 2007, p. 151).

Cuando dos o más ruedas dentadas están engranadas, se generan frecuencias que dependen de la velocidad, el número de dientes y la excentricidad. Los engranajes cuyos números de dientes tengan factores comunes distintos de la unidad presentarán problemas de vibraciones inherentes a su propio diseño (Palomino Marín, 2007, p. 151).

Para el control de transmisiones por engranes es adecuado el empleo de un análisis de tendencias, bastando con registrar a periodos regulares de tiempo el valor cuadrático medio de la vibración generada, dado que estas transmisiones suelen fallar de forma progresiva. Cuando el valor registrado excede una cantidad determinada hay que comprobar el estado de los engranes. Pero para poder determinar las causas del mal funcionamiento es necesario un análisis en el dominio de la frecuencia. Se plantea pues la necesidad de tomar “espectros de referencia” para poder identificar los cambios posteriores (Besa González y Carballeira Morado, 2018, p. 163).

Es conveniente situar los transductores sobre los apoyos de los cojinetes para reducir la influencia de las frecuencias naturales de la carcasa de la máquina. En un tren de engranajes en buenas condiciones de trabajo tan solo debería detectarse las frecuencias de engrane características de cada rueda dentada. Esta frecuencia depende de la velocidad de giro n (rpm) y del número de dientes z (Besa González y Carballeira Morado, 2018, p. 163).

Los registros de vibraciones en una transmisión por engranajes pueden revelar modulación en amplitud a la frecuencia de engranaje y sus armónicas, lo cual es sintomático de un engranaje desalineado, excéntrico o con oscilaciones torsionales. También, pueden generarse pulsos o impactos cada vez que un diente deteriorado engrane, siendo la frecuencia de repetición de los impactos la propia velocidad del engranaje. Estos impactos, pueden excitar frecuencias naturales en el engranaje que pueden ser incluso moduladas por la frecuencia de repetición de los impactos, denotando un amortiguamiento relativamente alto (Palomino Marín, 2007, p. 152).

2.12.7.1 Frecuencias propias de engranajes

La localización de todas las frecuencias espectrales de un engrane pasa por conocer unos datos mínimos de la caja de engranajes. Estos datos son la velocidad de giro del eje de entrada o el de salida y el número de dientes de las diferentes ruedas dentadas. Las frecuencias asociadas directamente con un engranaje son las siguientes (Fernandez, 2016):

- *Frecuencia de engrane (GMF)*: Es propia de cada engranaje y aparece en el espectro de frecuencia independientemente del estado del engranaje. Su amplitud depende significativamente de la carga en el momento de la lectura. Se calcula mediante la siguiente fórmula donde, Z es el número de dientes y RPM la velocidad de giro de la rueda dentada (Fernandez, 2016).

$$GMF = Z_p \cdot RPM_p = Z_c \cdot RPM_c \quad (94)$$

- *Bandas laterales de la frecuencia de engrane*: Son frecuencias equidistantes a la frecuencia de engrane. Estas bandas laterales se corresponden con la frecuencia de giro del piñón y de la corona. Son muy importantes en el diagnóstico del engrane, ya que indican si la corona o el piñón se encuentran en mal estado (Daza Hernández, 2007).
- *Frecuencia de repetición de diente (FRD)*: Para su cálculo hay que calcular previamente el número de fases de ensamblaje (N_E) tal y como se explica en el apartado siguiente. Indica la frecuencia con la que un diente de la corona vuelve a engranar con el mismo diente del piñón. En caso de que se produzca un daño en un diente de la corona y otro del piñón, el máximo de vibración tendrá lugar cuando ambos fallos respectivos entren en contacto. Esta frecuencia es muy baja por lo que es difícil localizarla en el espectro de frecuencias, detectándose con mayor facilidad en la forma de onda en el tiempo (Fernandez, 2016).

$$FRD = \frac{GMF \cdot N_E}{Z_p \cdot Z_c} \quad (95)$$

- *Frecuencia de fase de ensamblaje (FFE)*: Indica que, como consecuencia del desgaste, el espacio entre dientes y su perfil ha cambiado.

$$FFE = \frac{GMF}{N_E} \quad (96)$$

- *Frecuencias naturales del engranaje*: Cuando se desarrolla algún tipo de deterioro en el engrane se puede provocar la excitación de las frecuencias naturales del engranaje.
- *Frecuencias fantasmas*: Están relacionadas con un defecto relativamente poco frecuente que se manifiesta como una frecuencia típicamente más alta que la GMF, pero no directamente relacionada con la geometría del engranaje. Es debido a errores de fabricación que son susceptibles a vibración en el tren de fabricación y se puede típicamente relacionar con el número de dientes y la velocidad de la máquina de corte (Fernandez, 2016).

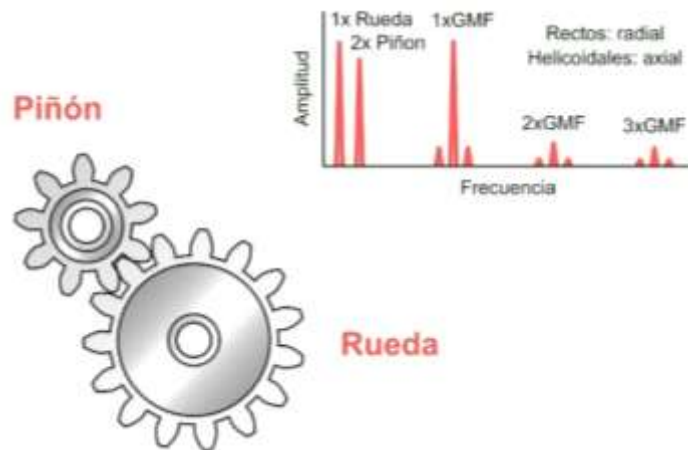


Figura 17-2. Espectro característico de un engranaje en buen estado

Fuente: (Fernandez, 2016)

2.12.7.2 Fallos en engranajes.

La mayoría de los fallos en transmisiones dentadas que son susceptibles de ser identificados a través de las vibraciones, tienen su origen en problemas de excentricidad, montaje deficiente en el árbol, desalineamiento de la propia transmisión, oscilaciones torsionales y el desgaste, las grietas, las caries y la fractura del dentado (Palomino Marín, 2007, p. 153).

Los problemas de excentricidad pueden responder a cuatro situaciones diferentes:

1. Engranajes cuyos números de dientes tienen un factor común diferente a la unidad y una de las ruedas está excéntrica
2. Engranajes cuyos números de dientes tienen como factor común a la unidad y una de las ruedas está excéntrica
3. Engranajes con errores de cilindridad
4. Engranajes montados en árboles flexionados

Los problemas de excentricidad y los errores de cilindridad se manifiestan con fuertes modulaciones en amplitud (Palomino Marín, 2007, p. 153).

Se debe tener especial atención cuando los problemas están en el dentado del engranaje, tal es el caso por ejemplo del cariado, las grietas o las fracturas, los cuales generan pulsos con un amortiguamiento relativamente alto (Palomino Marín, 2007, p. 154).

Estas pulsaciones presentan cuatro características esenciales:

- a) Frecuencia del pulso
- b) Ancho del pulso
- c) Período de repetición
- d) Amplitud

La frecuencia contenida en el pulso generalmente es una frecuencia excitada, siendo la fuente de excitación el propio diente deteriorado. El ancho del pulso está asociado al amortiguamiento. Por su parte, el período de repetición del pulso indica la cantidad de dientes fracturados. Igualmente, la amplitud del pulso estará afectada por la función de transferencia del sistema, la resonancia, el amortiguamiento, la magnitud de las cargas y la propia severidad del defecto (Palomino Marín, 2007, p. 154).

Estos problemas locales afectan muy poco las amplitudes de las tres primeras armónicas de la frecuencia de engranaje. Esta serie de pulsos provoca 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 f_0 . En la Figura 18-2, se observan bandas laterales acompañando a la frecuencia de engranaje y espaciadas a la frecuencia f_0 (Palomino Marín, 2007, p. 155).

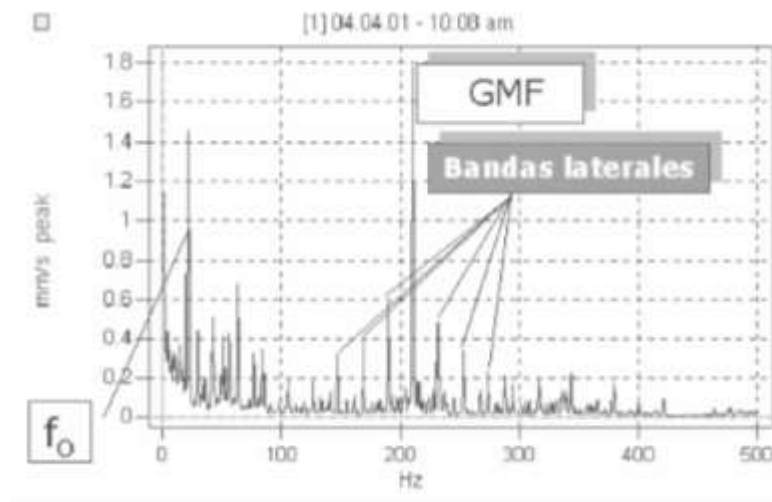


Figura 18-2. Presencia de bandas laterales.

Fuente: (Palomino Marín, 2007)

2.13 Diseño de árboles de transmisión

2.13.1 Definición

Un árbol de transmisión es una pieza giratoria, la cual es utilizada para transferir potencia o movimiento, comúnmente es de área transversal circular. Por lo general, en estos elementos se montan diferentes mecanismos de transmisión tales como engranajes, volantes de inercia, poleas, manivelas o miembros similares y, además controla la geometría de su movimiento (Budynas y Nisbett, 2012, p. 344).

Los árboles están sometidos a torsión, flexión, carga axial y fuerzas cortantes, y al menos alguna de estas cargas es variable. Como los esfuerzos en los árboles son combinados y variables, debe aplicarse la teoría de fatiga para esfuerzos combinados (Vanegas Useche, 2018, p. 280).

2.13.2 Etapas del diseño de árboles

El diseño de árboles comprende básicamente:

- Selección del material
- Diseño constructivo (configuración geométrica)
- Verificación de la resistencia:
 - Estática
 - A la fatiga
 - A las cargas dinámicas
- Verificación de la rigidez del árbol:
 - Deflexión por flexión y pendiente de la elástica
 - Deformación por torsión
- Análisis Modal (verificación de las frecuencias naturales del árbol) (Vanegas Useche, 2018, p. 282).

2.13.3 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

En general, las características de los elementos de máquinas y de su entorno difieren de aquellas de las probetas de ensayo. Las piezas suelen tener mayores rugosidades, ya que obtener una superficie pulida a espejo es un procedimiento costoso. Las temperaturas de trabajo pueden ser “bajas”, tendiendo a fragilizar los materiales, o “muy altas”, reduciendo la resistencia del material o produciendo el fenómeno de termofluencia (Vanegas Useche, 2018, p. 209).

Se tiene diferentes aspectos de análisis que se relacionan a lo siguiente:

- Material: composición, base de falla, variabilidad
- Manufactura: método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzo
- Entorno: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación
- Diseño: tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento, excoiación (Budynas y Nisbett, 2012, p. 273).

2.13.4 Diseño de ejes para el esfuerzo

Se requiere encontrar los posibles puntos críticos para en ellos analizar los esfuerzos que puedan causar la falla del elemento para así evitar el análisis en todo el eje.

La mayoría de los ejes se caracterizan por transferir el torque únicamente por medio de una fracción de ellos. Comúnmente el torque ingresa al eje por un elemento impulsor el cual sale del mismo a través de otro elemento que pueden ser engranes, poleas, etc (Budynas y Nisbett, 2012, p. 350).

Es necesario realizar los diagramas de cortante y momento flexionante para encontrar los momentos flexionantes existente en el eje. En el caso que en un eje se monte elementos como engranes, se debe emplear los diagramas de momento cortante y de flexión en dos planos ya que este elemento genera sus fuerzas en dichos planos. En un eje rotatorio, cuando hay presencia de un momento de flexión constante, se originará un momento completamente invertido, además, en un elemento de esfuerzo específico variará de compresión a tracción en cada vuelta completa del eje. En las superficies exteriores se encontrará el esfuerzo normal más alto producido por los momentos flexionantes. El esfuerzo de momento flexionante resulta de mayor incidencia al comparar con el esfuerzo producido por las componentes de empuje que a su vez son transmitidos hacia los rodamientos que se encuentran montados el eje (Budynas y Nisbett, 2012, p. 350).

2.13.4.1 Esfuerzos en ejes

Los esfuerzos de flexión, torsión o de empuje se manifiestan como medios y alternantes. En el estudio de los esfuerzos de Von Mises alternantes y medios estos resultan de una fácil combinación entre los diferentes tipos de esfuerzos. Cuando la flexión y la torsión son predominantes en los puntos críticos, la carga axial tiende a ser despreciable por ello se omiten de las ecuaciones que se presentan a continuación (Budynas y Nisbett, 2012):

$$\sigma_a = k_f \frac{M_a c}{I} \quad (97)$$

$$\sigma_m = k_f \frac{M_m c}{I} \quad (98)$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{T_a c}{J} \quad (99)$$

$$\tau_m = k_{fs} \frac{T_m c}{J} \quad (100)$$

Donde:

M_m : momento de flexión medio

M_a : momento de flexión alternante

T_m : torque medio

T_a : torque alternante

k_f : factor de concentración del esfuerzo por fatiga de flexión

k_{fs} : factor de concentración del esfuerzo debido a la torsión (Budynas y Nisbett, 2012).

Teniendo en consideración un árbol de transmisión con sección transversal circular sólida, es posible involucrar los parámetros geométricos adecuados tales como c , I y J , lo que resulta en:

$$\sigma_a = k_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (101)$$

$$\sigma_m = k_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (102)$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{16 T_a}{\pi d^3} \quad (103)$$

$$\tau_m = k_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3} \quad (104)$$

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga son:

Límite de fatiga (S_e)

k_a : factor de modificación de la condición superficial

k_b : factor de modificación del tamaño

k_c : factor de modificación por la carga

k_d : factor de modificación de la temperatura

k_e : factor de confiabilidad

k_f : factor de modificación de efectos varios (Budynas y Nisbett, 2012).

$$k = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \quad (105)$$

Factor de superficie (k_a)

En este factor interviene la resistencia a la tracción y la calidad del acabado superficial del elemento (Budynas y Nisbett, 2012, p. 274).

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (106)$$

Tabla 6-2: Factor de superficie (k_a)

Acabado superficial	Factor (a)	Factor (b)
	Sut, Mpa	b
Esmerilado	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Como sale de la forja	272	-0,995

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012)

Realizado: Cerón H; García, G, 2021.

Factor de tamaño k_b

La pérdida de resistencia con el aumento del tamaño se debe, en gran medida, a que hay una mayor probabilidad de que exista un defecto en el volumen que soporta los mayores esfuerzos (Vanegas Useche, 2018, p. 211).

Para el desarrollo de este factor se llevó a cabo un análisis en 133 conjuntos de puntos de datos. En flexión y torsión esto se ve reflejado mediante las siguientes ecuaciones (Budynas y Nisbett, 2012, p. 275):

$$k_b = \left\{ \begin{array}{ll} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879 d^{-0.107} & ; 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91 d^{-0.157} & ; 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24 d^{-0.107} & ; 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51 d^{-0.157} & ; 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{array} \right\} \quad (107)$$

En la componente axial no existe influencia del tamaño, entonces (Budynas y Nisbett, 2012, p. 275):

$$k_b = 1 \quad (108)$$

Factor de modificación por la carga k_c

Al momento de desarrollar las pruebas de fatiga con cargas de flexión rotatoria, axial y de torsión, se encuentra diferencia entre el esfuerzo último a la tracción con los límites de resistencia a la fatiga. Los valores medios recomendados para el factor de carga son los siguientes (Budynas y Nisbett, 2012, p. 277):

$$k_c \left\{ \begin{array}{ll} 1 & \text{Flexión} \\ 0.85 & \text{Axial} \\ 0.59 & \text{Torsión} \end{array} \right\} \quad (109)$$

Factor de temperatura (k_d)

En el caso de que la temperatura de funcionamiento se encuentre por debajo de la temperatura ambiente, esto puede ser crítico a presentarse una fractura frágil (Budynas y Nisbett, 2012, p. 277).

Tabla 7-2: Factor de temperatura (k_d)

Temperatura	k_d	Temperatura	k_d
20	1.000	300	0.975
50	1.010	350	0.943
100	1.020	400	0.900
150	1.025	450	0.843
200	1.020	500	0.768
250	1.000	550	0.549

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012)

Realizado: Cerón H; García, G, 2021.

Factor de confiabilidad (k_e)

Existe varias confiabilidades establecidas, las cuales se evidencia en la tabla 8-2.

Tabla 8-2: Factor de confiabilidad (k_e)

Confiabilidad	k_e
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2012)

Realizado: Cerón H; García, G, 2021.

Factor de modificación de efectos varios (k_f)

Algunos de los factores a tener en cuenta en un diseño por fatiga incluyen:

- Corrosión
- Procesos de manufactura
- Esfuerzos residuales
- Recubrimientos

En ausencia $k_f = 1$, caso contrario se recomienda tomar $k_f = 0.9$ (Vanegas Useche, 2018, p. 216).

Procedimiento propuesto por la ASME

La norma ANSI/ASME B106.1M-1985 (ASME: American Society of Mechanical Engineers; ANSI: American National Standards Institute) está basada en datos experimentales, por lo que constituye un método de cálculo adecuado. Aunque este método tiene algunas restricciones más, muchos árboles las cumplen (Vanegas Useche, 2018).

La norma establece que el diámetro, d , en la sección de análisis puede calcularse con:

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f \cdot M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (110)$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{k_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right] \quad (111)$$

Las condiciones para aplicar esta ecuación son las siguiente:

- Material dúctil
- Sección transversal circular sólida
- No existe fuerza axial ni otro tipo de carga diferente de torsión y flexión (Vanegas Useche, 2018).

2.14 Rigidez de los árboles

Las cargas aplicadas sobre los árboles producen diferentes tipos de deformaciones. Es necesario que éstas sean suficientemente pequeñas, de lo contrario pueden producir efectos indeseables como golpeteos, vibraciones excesivas, imprecisión en la transmisión del movimiento y desgastes inadmisibles en los elementos acoplados, como ruedas dentadas y rodamientos (Vanegas Useche, 2018).

Tabla 9-2: Deformaciones permisibles en árboles

Deformación	Aplicación	Deformación permisible	
Deflexión (debida a flexión)	y	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002...0.0003) L$, donde L es la distancia entre apoyos
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005...0.007) m$, donde m es el módulo de la transmisión
		Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$, donde h es la holgura entre el rotor y el estator
		Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003...0.0005) D$, donde D es el diámetro del rotor

Fuente: (Vanegas Useche, 2018)

Realizado: Cerón H; García, G, 2021.

Los momentos flectores sobre los árboles producen deflexiones y , que consisten en la desviación (desplazamiento) de los puntos de la elástica. Las deflexiones excesivas son muy perjudiciales, ya que pueden provocar gran vibración y sobrecargas en cojinetes, ruedas dentadas y otros elementos acoplados, que en definitiva producen grandes aumentos de los esfuerzos, pudiéndose dar la falla del árbol (Vanegas Useche, 2018).

En la tabla 9-2 se presentan valores admisibles para las deflexiones de árboles.

Las deflexiones de los árboles (o vigas en general) pueden calcularse con diferentes métodos, como el método de integración, el de energía, el de área-momento y el de superposición. (Vanegas Useche, 2018).

2.15 Resonancia

Todo sistema tiende a vibrar con amplitudes excesivas cuando la frecuencia de excitación es similar a alguna de las frecuencias críticas o frecuencias naturales, cuando son aplicadas al sistema, éste entra en resonancia. Cuando hay resonancia el sistema tiende a vibrar excesivamente, lo cual puede llegar a producir su falla, por ello la frecuencia de giro del árbol debe estar bastante alejada de las frecuencias naturales (Vanegas Useche, 2018).

Los ejes rotatorios presentan flexión mientras que el sistema se encuentra en funcionamiento, cantidad de amortiguación del sistema, la masa total del eje, sus partes acopladas, sus soportes y la rigidez son parámetros que intervienen en el valor de la deflexión.

A la velocidad a la que un eje giratorio presenta inestabilidad dinámica y exista vibraciones excesivas se la conoce como velocidad crítica (Hamrock, Jacobson y Schimid, 2000).

Para el análisis de resonancia se toma en consideración la primera velocidad crítica mediante métodos aproximados como lo es Rayleigh Ritz y Dunkerley.

Se recomienda que las velocidades de operación estén alejadas por lo menos en un 20 % respecto de la velocidad crítica (Mott, 2006).

2.15.1 Método de Rayleigh-Ritz

Proporciona una aproximación para la primera velocidad crítica de un sistema de masas múltiples (sobrestimación) (Badiola, 2004).

El método de Rayleigh para masas concentradas establece que:

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sum w_i \cdot \delta_i}{\sum w_i \cdot \delta_i^2}} \quad [rpm] \quad (112)$$

Siendo g la gravedad en unidades de milímetros sobre segundos al cuadrado, w_i corresponde al peso del elemento en la i -ésima ubicación en el eje en unidades de newton y δ_i es la flecha en el punto de análisis de cada cuerpo en milímetros (Budynas y Nisbett, 2012).

2.15.2 Método de Dunkerley

Proporciona otra aproximación para la primera velocidad crítica de un sistema de masas múltiples (subestimación) (Badiola, 2004).

$$\frac{1}{n_{cd}^2} = \frac{1}{w_1^2} + \frac{1}{w_2^2} + \dots + \frac{1}{w_n^2} \quad (113)$$

$$w_n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_i}} \quad [rpm] \quad (114)$$

Dónde w_1, w_2 y w_n es la velocidad crítica si únicamente se situará uno de estos cuerpos en el análisis.

2.16 Selección de rodamientos rígidos de bolas

Los rodamientos rígidos de bolas son el tipo de rodamientos más habituales y son especialmente versátiles. Tienen una baja fricción y están optimizados para un nivel de ruido bajo y baja vibración, lo que permite altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que otros tipos de rodamientos (SKF, 2020a).

En la figura 19-2 se muestra los componentes que conforman a un rodamiento rígido de bolas, en dicha figura se puede observar sus partes tales como el sello, aro exterior, elementos rodantes, jaula y aro interior.

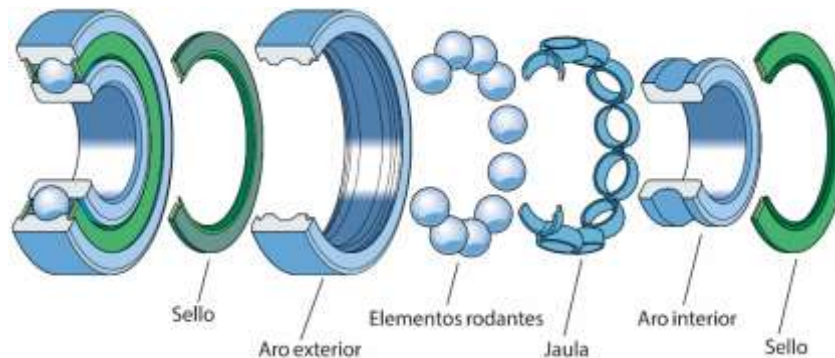


Figura 19-2. Componentes de los rodamientos

Fuente: (SKF, 2019)

2.16.1 Dimensionamiento

Generalmente el diámetro del agujero de los rodamientos viene especificado por el diseño del árbol de transmisión en el cual se montará. Sin embargo, para determinar finalmente las demás medidas principales y el tipo de rodamiento, conviene averiguar mediante un cálculo de dimensionamiento, si las exigencias de vida, seguridad estática y rentabilidad quedan satisfechas. En este cálculo se hace una comparación entre la sollicitación del rodamiento y su capacidad de carga. En la técnica de rodamientos se distingue entre sollicitación dinámica y sollicitación estática (FAG, 2000, p. 30).

La mayoría de los rodamientos se solicitan dinámicamente. Sus aros giran relativamente entre sí. Con el cálculo de dimensionado se examina la seguridad contra la fatiga prematura del material de los caminos de rodadura y de los cuerpos rodantes (FAG, 2000, p. 30).

2.16.1.1 Rodamientos solicitados estáticamente.

Bajo una sollicitación a carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga (FAG, 2000).

$$f_s = \frac{C_o}{P_o} \quad (115)$$

Donde:

f_s : factor de esfuerzos estáticos.

C_o : capacidad de carga estática

P_o : carga estática equivalente

El factor de esfuerzos estáticos f_s se toma como valor de seguridad contra deformaciones demasiado elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que deban girar con gran suavidad y facilidad, habrá que elegir un factor de esfuerzos estáticos f_s mayor. Si las exigencias de suavidad de giro son más reducidas, bastan valores más pequeños. En general se pretende conseguir los siguientes valores (FAG, 2000, p. 30):

f_s : 1,5 ... 2,5 para exigencias elevadas

f_s : 1,0 ... 1,5 para exigencias normales

f_s : 0,7 ... 1,0 para exigencias reducidas

La carga estática equivalente P_o [kN] es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial centrada en los rodamientos axiales. P_o origina la misma sollicitación en el punto de contacto más cargado entre cuerpos rodantes y camino de rodadura que la carga combinada real (FAG, 2000, p. 30).

$$P_o = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad (116)$$

Donde:

P_o : carga estática equivalente [kN]

F_r : carga radial [kN]

F_a : carga axial [kN]

X_0 : factor radial

Y_0 : factor axial

Los valores para X_0 e Y_0 así como información sobre el cálculo de la carga estática equivalente para los distintos tipos de rodamientos están indicados en la tabla 10-2 (FAG, 2000, p. 31).

Tabla 10-2: Factores radiales y axiales de los rodamientos rígidos de bolas

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_o}$	Juego normal de rodamiento					Juego de rodamiento C3					Juego de rodamiento C4				
	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$			$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$			$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
	e	X	Y	X	Y	e	X	Y	X	Y	e	X	Y	X	Y
0,3	0,22	1	0	0,56	2	0,32	1	0	0,46	1,7	0,4	1	0	0,44	1,4
0,5	0,24	1	0	0,56	1,8	0,35	1	0	0,46	1,56	0,43	1	0	0,44	1,31
0,9	0,28	1	0	0,56	1,58	0,39	1	0	0,46	1,41	0,45	1	0	0,44	1,23
1,6	0,32	1	0	0,56	1,4	0,43	1	0	0,46	1,27	0,48	1	0	0,44	1,16
3	0,36	1	0	0,56	1,2	0,48	1	0	0,46	1,14	0,52	1	0	0,44	1,08
6	0,43	1	0	0,56	1	0,54	1	0	0,46	1	0,56	1	0	0,44	1

Fuente: (FAG, 2000)

Realizado: Cerón H; García, G, 2021.

2.16.1.2 Rodamientos solicitados dinámicamente

En el método de cálculo normalizado para rodamientos solicitados dinámicamente, se parte de la fatiga del material (formación de pitting) como causa del deterioro del rodamiento (FAG, 2000).

La fórmula de vida es:

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{ revoluciones}] \quad (117)$$

Donde:

$L_{10} = L$: vida nominal [106 revoluciones]

C : capacidad de carga dinámica [kN]

P : carga dinámica equivalente [kN]

p : exponente de vida

L_{10} es la vida nominal en millones de revoluciones alcanzada o rebasada por lo menos de un 90% de un gran lote de rodamientos iguales (FAG, 2000).

La carga dinámica equivalente P [kN] es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos radiales y una carga axial en rodamientos axiales, que es constante en magnitud y sentido. P produce la misma vida que la combinación de cargas (FAG, 2000, p. 31).

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (118)$$

Donde:

P : carga dinámica equivalente [kN]

F_r : carga radial [kN]

F_a : carga axial [kN]

X : factor radial

Y : factor axial

El exponente de vida p es diferente para rodamientos de bolas y de rodillos.

$p = 3$ para rodamientos de bolas

$p = 1/3$ para rodamientos de rodillos

Si la velocidad del rodamiento es constante, la duración puede expresarse en horas:

$$L_h = 500 \cdot f_L^3 \quad (119)$$

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \quad (120)$$

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33(1/3)}{n}} \quad (121)$$

Cuando se incrementa la fuerza de empuje en este tipo de rodamientos, el ángulo de contacto tiende a incrementarse su valor. Mediante la tabla 10-2 es posible obtener los parámetros X y Y (FAG, 2000, p. 148).

2.17 Metodología QFD

2.17.1 Definición

El despliegue de función calidad (QFD), se define como: “La conversión de las demandas del consumidor en características de calidad y el desarrollo de una calidad de diseño para el producto terminado, mediante el despliegue sistemático de relaciones entre demandas y características, comenzando con la calidad de cada componente funcional y extendiendo el despliegue de la calidad a cada parte del proceso. La calidad global del producto se logra a través de la red de relaciones” (Akao, 1990, p. 3)

El QFD es un eje que comunica el control de calidad tradicional y el diseño de producto durante su etapa temprana, este permite definir lo que “hay que hacer” y lo transforma progresivamente en “como hacerlo” (Chan y Wu, 1998).

2.17.2 La metodología QFD

Su principio central es capturar la voz del cliente y garantizar que se traduzca en una estrategia apropiada para los productos y los requisitos de los procesos. Se puede decir que la metodología QFD se utiliza para diseñar o rediseñar productos o servicios (Franco, 1999).

La metodología del QFD tiene algunas variantes, pero entre la más empleada e importante se denomina la casa de la calidad en la cual se debe considerar lo siguiente (Izar, 2012):

1. Escuchar la voz del cliente, es decir el QUÉ del cliente
2. Elaborar la matriz de planeación del producto en la parte derecha de la casa de la calidad
3. Establecer las características técnicas del producto, el CÓMO
4. Definir la matriz de relaciones entre los requerimientos técnicos del cliente y las características técnicas del producto
5. Definir correlaciones entre las características técnicas del producto, las cuales se ubican en el techo de la casa de la calidad

6. Fijar metas a alcanzar en cuanto a las características del producto, que van en el fondo de la casa de la calidad para su posterior producción (Izar, 2012).

De una manera más general el QFD se puede llevar a cabo en cuatro etapas:

- *Etapas de organización y planeación:* Se fijan objetivos y se elige el proyecto teniendo en cuenta los beneficios que se esperan
- *Etapas descriptivas:* Se definen necesidades del cliente y las características del producto o proceso, así como las diversas maneras de fabricar el producto y las tecnologías disponibles
- *Etapas de progreso:* Aquí se reúnen todos los datos, se realizan pruebas y se construye prototipos, buscando obtener mejoras significativas
- *Etapas de implantación:* Se elabora un plan de acción detallado para poner en práctica las ideas propuestas y desarrolladas en las etapas anteriores (Franco, 1999).

2.17.3 Beneficios del QFD

- *Orientado al cliente:* Comparación entre la organización y la competencia en satisfacer las necesidades del cliente.

- *Eficiente en tiempo:* Reduce el tiempo de desarrollo al centrarse en requerimientos de los clientes específicos y claramente identificados.

- *Orientado al trabajo en equipo:* Las decisiones están basados en el consenso e incluye discusión a fondo y tormenta de ideas.

- *Orientado a la documentación:* Reúne todos los datos pertinentes acerca de todos los procesos.

La mayor ventaja del QFD se resume en promover el desarrollo de productos en forma preventiva más que correctiva, haciendo que las organizaciones se desplacen contra corriente y trabajen en el punto más alto de la curva de la calidad (Olaya, Cortés y Duarte, 2005).






Además que las matrices hechas en un proyecto de QFD pueden ser utilizadas nuevamente como punto de partida para futuros diseños de productos nuevos con características similares (Olaya, Cortés y Duarte, 2005).

2.18 Diagrama de flujo

Un diagrama de flujo es un tipo de diagrama que permite describir una secuencia lógica y ordenada de los procesos, operaciones y actividades que engloban el desarrollo de un producto mediante la implementación de símbolos gráficos para el aseguramiento de la calidad de modo que sea posible incrementar el rendimiento de los operadores (Meire, 2018).

2.18.1 Simbología según norma ASME

Tabla 11-2: Símbolos de la norma ASME para elaborar diagramas de flujo.

Símbolo	Descripción
	Operación: Indica las fases del proceso.
	Inspección: Verificación de calidad y/o cantidad.
	Desplazamiento o transporte: Movimiento de empleados, material y equipo de un lugar a otro.
	Depósito provisional o espera: Indica demora en el desarrollo de los hechos
	Almacenamiento permanente: Indica depósito de un documento o información dentro de un archivo u objeto cualquiera en un ensamble.

Fuente: (Vanegas Useche, 2018)

Realizado: Cerón H; García, G, 2021.

CAPÍTULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

3.1 Definición del producto

3.1.1 *Identificación de las necesidades*

En la carrera de Mecánica existen las cátedras de diseño de elementos de máquinas y diseño de sistemas y equipos mecánicos, donde se analiza como contenido, fallas resultantes de carga estática, fallas por fatiga, diseño de elementos mecánicos como ejes, engranajes, y más; pero nace un vacío en los estudiantes por no poder complementar los conocimientos teóricos con la práctica ya que no se dispone de un laboratorio donde se pueda aplicar dichos conocimientos por lo que surge la necesidad de la implementación de una banco de pruebas que permita diagnosticar las posibles fallas, las cuales deberán ser determinadas mediante el análisis de espectros vibracionales en sistemas mecánicos en engranes con y sin falla inducida.

3.1.2 *Despliegue de la función de calidad (casa de la calidad)*

Mediante este análisis es posible obtener el vector de requerimientos del usuario, el cual indica las necesidades en lo que comprende al desempeño, usabilidad, costos y diseño para luego traducirlos en requerimientos técnicos para el desarrollo del proyecto.

Tabla 1-3: Voz del usuario

Desempeño	Velocidad de operación	B
	Temperatura adecuada	B
	Silencioso	B
	Multifuncionalidad para engranes tipo recto y helicoidal	B
	Seguridad de operación	E
Usabilidad	Pedagógico	B
	Simplicidad en el cambio de tipo de engrane	E
	Dimensiones compactas	O
	Sistema de drenaje	E
	Peso ligero	O
	Fácil control y toma de datos	B
costos	Costo de adquisición de componentes	B
	Costos construcción	B
Diseño	Eficiente	B
	Materiales resistentes	O
	Estéticamente atractiva/llamativa	E
	Seguro	B

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.1.2.1 Evaluación del usuario

Tabla 2-3: Resultados de las encuestas aplicadas

	Referencia	Muy importante 5	Importante 4	Relativamente importante 3	Poco importante 2	Nada importante 1	Total encuestados	Promedio de importancia	Promedio aproximado
Pregunta 1	Velocidad de operación	13	6	0	0	1	20	4.50	5
Pregunta 2	Temperatura adecuada	5	7	7	1	0	20	3.80	4
Pregunta 3	Silencioso	3	7	3	4	3	20	3.15	3
Pregunta 4	Simplicidad en el cambio de tipo de engrane	9	9	2	0	0	20	4.35	4
Pregunta 5	Seguridad de operación	8	6	5	1	0	20	4.05	4
Pregunta 6	Pedagógico	12	5	1	1	1	20	4.30	4
Pregunta 7	Multifuncionalidad para engranes tipo recto y helicoidal	13	6	1	0	0	20	4.60	5
Pregunta 8	Dimensiones compactas	6	7	6	0	1	20	3.85	4
Pregunta 9	Sistema de drenaje	6	8	5	1	0	20	3.95	4
Pregunta 10	Peso ligero	1	7	7	4	1	20	3.15	3
Pregunta 11	Fácil control y toma de datos	13	7	0	0	0	20	4.65	5
Pregunta 12	Costo de adquisición de componentes	8	10	2	0	0	20	4.30	4
Pregunta 13	Costos construcción	5	12	3	0	0	20	4.10	4
Pregunta 14	Diseño eficiente	2	4	7	5	2	20	2.95	3
Pregunta 15	Materiales resistentes	13	5	2	0	0	20	4.55	5
Pregunta 16	Estéticamente atractiva/llamativa	1	9	6	2	2	20	3.25	3
Pregunta 17	Diseño seguro	15	5	0	0	0	20	4.75	5

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.1.2.2 *Análisis de competitividad*

Tabla 3-3: Análisis de competitividad

		A	B	C	D	E	F	G	H	I	
		Importancia	Propia empresa	Edibon	Valenian	Objetivo	Índice de mejora	Factor de venta	Ponderación	% Ponderación	
Desempeño	Velocidad de operación	B	5	1	4	4	3	3	●	18	8.28
	Temperatura adecuada	B	4	1	4	3	2	2	●	9.6	4.42
	Silencioso	B	3	1	3	2	2	2		6	2.76
	Multifuncionalidad para engranes tipo recto y helicoidal	B	4	1	4	2	3	3	●	18	8.28
	Seguridad de operación	E	4	1	4	4	3	3		12	5.52
Usabilidad	Pedagógico	B	4	1	4	4	3	3	●	18	8.28
	Simplicidad en el cambio de tipo de engrane	E	5	1	3	3	3	3	●	18	8.28
	Dimensiones compactas	O	4	1	3	2	3	3		12	5.52
	Sistema de drenaje	E	4	1	3	3	2	2		8	3.68
	Peso ligero	O	3	1	3	2	2	2		6	2.76
	Fácil control y toma de datos	B	5	1	4	3	3	3	●	18	8.28
costos	Costo de adquisición de componentes	B	4	1	3	3	3	3		12	5.52
	Costos construcción	B	4	1	3	3	3	3		12	5.52
Diseño	Diseño eficiente	B	3	1	3	3	3	3	●	10.8	4.97
	Materiales resistentes	O	5	1	3	4	3	3		15	6.9
	Estéticamente atractiva/llamativa	E	3	1	3	2	2	2		6	2.7
	Diseño seguro	B	5	1	5	4	3	3	●	18	8.28
									217.4	100	

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Tabla 4-3: Voz del usuario y voz del ingeniero

		Relación de transmisión
		Lubricación
		Juego y ajuste
		Multifuncionalidad
		Operatividad
		Didáctico
		Versatilidad
		Espacio máximo de trabajo
		Drenaje
		Volumen del equipo
		Intuitivo
		Costos directos
		Costos indirectos
		Diseño eficiente
		Materiales resistentes
		Ergonomía
		Diseño seguro
Desempeño	Velocidad de operación	B
	Temperatura adecuada	B
	Silencioso	B
	Multifuncionalidad para engranes tipo recto y helicoidal	B
	Seguridad de operación	E
Usabilidad	Pedagógico	B
	Simplicidad en el cambio de tipo de engrane	E
	Dimensiones compactas	O
	Sistema de drenaje	E
	Peso ligero	O
	Fácil control y toma de datos	B
Costos	Costo de adquisición de componentes	B
	Costos construcción	B
Diseño	Robustez	B
	Alta durabilidad	O
	Estéticamente atractiva/llamativa	E
	Seguro	B

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Competencia 1:

Marca: Edibon

Producto: Set de defectos en engranajes MDU-SSDG

Descripción:

Este producto permite caracterizar y visualizar los efectos vibracionales que presenta la transmisión por engranajes con defectos típicos.

Tabla 5-3: Parámetros técnicos Edibon

Características técnicas	
Dimensiones	600 x 400 x 320 mm
peso	25 kg aprox.
Caja	Acero inoxidable con tapa transparente
Características de los engranes	Módulo: 2 Piñón: 25 dientes Corona: 75 dientes
Relación de transmisión	3
Ejes	Árboles de sujeción para los engranajes. Distancia entre ejes variable
Lubricación	Aceite de motor SAE 10W-40

Fuente: (edibon, 2020)



Figura 1-3. Set de defectos en engranajes

Fuente: (edibon, 2020)

Competencia 2:

Marca: Valenian

Producto: Plataforma de simulación de fallos de caja de cambios / caja de reducción

Descripción:

La plataforma experimental de simulación del sistema de transmisión de engranajes (PT500) está especialmente diseñada para simular fallas de engranajes industriales. Se utiliza para la investigación en profundidad de los sistemas de transmisión de engranajes.

Tabla 6-3: Parámetros técnicos Valenian

Características técnicas	
Dimensiones	650 x 500 x 350 mm
Peso	45 kg aprox.
Caja	Aluminio fundido de 15 mm con tapa transparente
Etapa 1	Relación de transmisión: 2.32
Etapa 2	Relación de transmisión: 1.93
Ejes	Diámetro de entrada: 25 mm Diámetro de salida: 30 mm
Lubricación	ISO 320

Fuente: (Valenian, 2020)

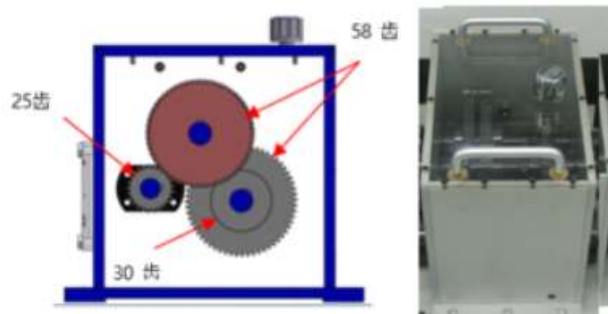
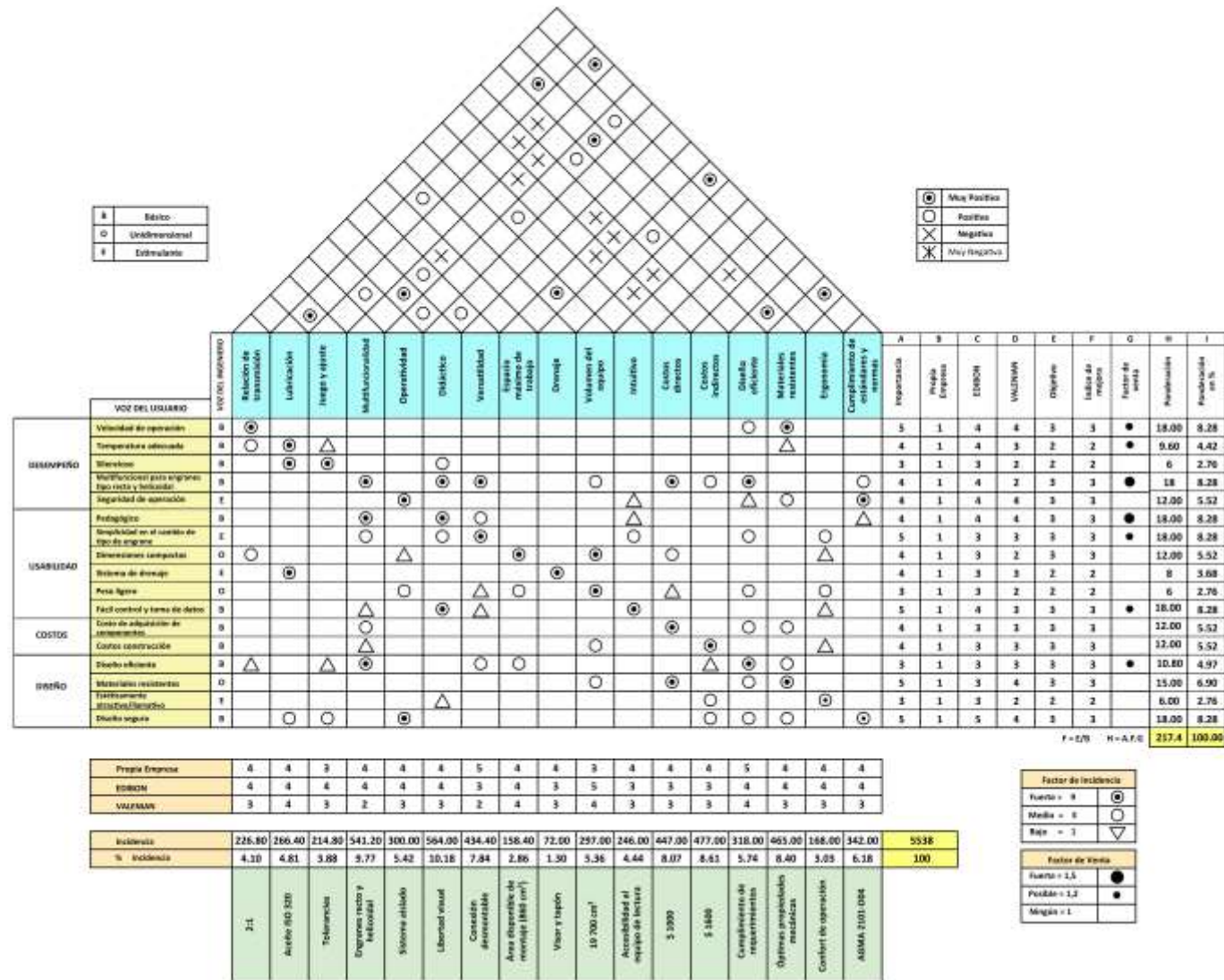


Figura 2-3. Sistema de simulación de fallas mecánicas

Fuente: (Valenian, 2020)

Tabla 7-3: Casa de la calidad



Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.2 Diseño conceptual

3.2.1 Análisis funcional y modular

La principal función de esta máquina es el diagnóstico de fallas en sistemas de transmisión de engranes donde se analiza engranes rectos y helicoidales, por ello, en esta fase se pretende descomponer las funciones básicas requeridas para su correcto funcionamiento y operación para ser una máquina de ensayos presentando características didácticas e intuitivas.

Al definir los tipos de funciones de la máquina se puede generar una estructura funcional/modular, donde se indica los diferentes niveles o sub-funciones del sistema.

Análisis funcional nivel 0

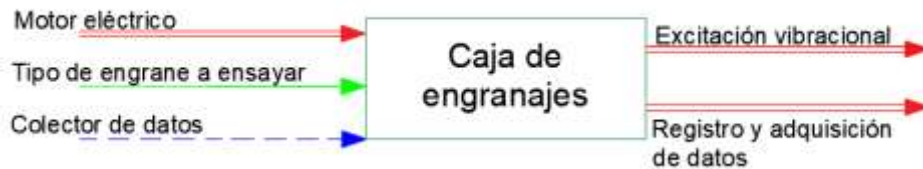


Figura 3-3. Análisis funcional nivel 0

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Definición de módulos funcionales

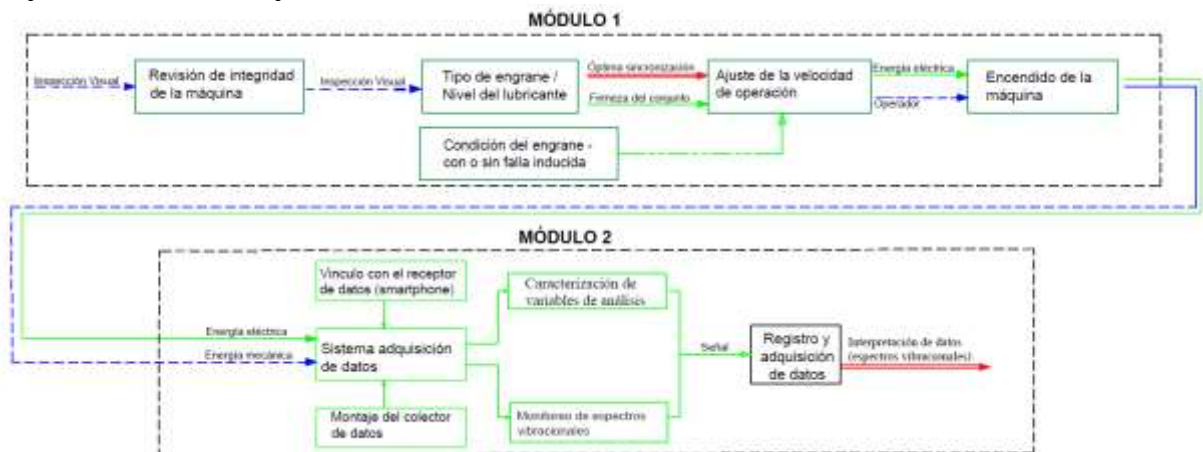


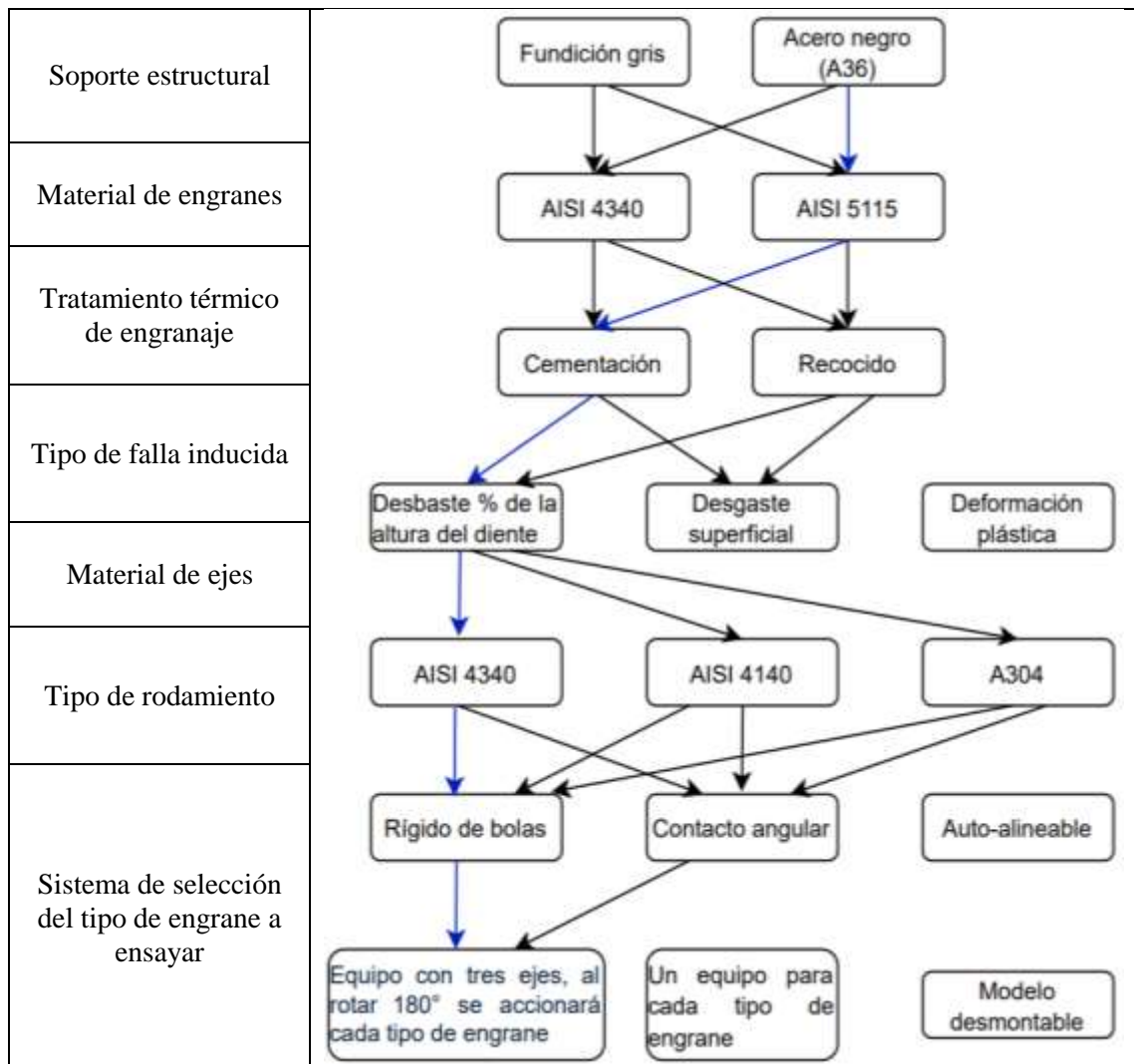
Figura 4-3. Módulos funcionales

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.2.2 Matriz morfológica

Para la elaboración de la matriz morfológica se ha tomado en cuenta el conjunto global de la caja de engranajes para así encontrar las posibles soluciones para cada función, generando distintas alternativas para cada una de ellas con el fin de seleccionar la opción que mejor se ajuste a nuestro diseño, cumpliendo con la voz del usuario y haciendo que la experiencia con el banco de pruebas sea satisfactoria, logrando así competitividad.

Tabla 8-3: Matriz morfológica



Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.2.3 Análisis funcional

A continuación, se establece la evaluación de las características funcionales principales de la propuesta del diseño y construcción del equipo, las mismas que fueron analizadas a partir de los materiales hasta los procesos de construcción.

- ***Función: Selección del tipo de engrane a ensayar***

Las posibles soluciones para esta función son las siguientes:

- A. Equipo con tres ejes, al rotar 180° se accionará cada tipo de engrane
- B. Un equipo para cada tipo de engrane.
- C. Modelo desmontable

Criterios de valoración

Versatilidad: Para que exista la facilidad de cambiar el tipo de engrane que se desee ensayar.

Costo: El sistema deberá ser de costo moderado de modo que no encarezca el precio final del conjunto.

Espacio disponible: Considerar el área de trabajo donde será montado el equipo.

Peso: Que sea moderado para que no exista dificultad por parte del operador al realizar esta acción.

$$\text{Versatilidad} > \text{costo} > \text{espacio disponible} = \text{peso}$$

Tabla 9-3: Evaluación de los criterios más importantes para la selección del tipo de engrane a ensayar.

Criterio	Versatilidad	Costo	Espacio disponible	Peso	$\Sigma+1$	Ponderación
Versatilidad	-	1	1	1	4.0	0.367
Costo	0	-	1	1	3.0	0.273
Espacio disponible	0	0	-	0.5	1.5	0.136
Peso	0	0	0.5	-	1.5	0.136
					11	1

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

A continuación, se determina la mejor alternativa de solución de acuerdo con cada criterio de referencia:

$$\text{Solución A} > \text{Solución C} > \text{Solución B}$$

Tabla 10-3: Evaluación de soluciones con respecto a versatilidad

Versatilidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A	-	1	1	3.0	0.5
Solución B	0	-	0	1.0	0.167
Solución C	0	1	-	2.0	0.333
				6	1

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

$$\text{Solución C} > \text{Solución A} > \text{Solución B}$$

Tabla 11-3: Evaluación de soluciones con respecto al costo

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A	-	1	0	2.0	0.333
Solución B	0	-	0	1.0	0.167
Solución C	1	1	-	3.0	0.5
				6	1

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Solución A > Solución C > Solución B**Tabla 12-3:** Evaluación de soluciones con respecto a espacio disponible

Espacio disponible	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A	-	1	1	3.0	0.5
Solución B	0	-	0	1.0	0.167
Solución C	0	1	-	2.0	0.333
				6	1

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Solución A > Solución C > Solución B**Tabla 13-3:** Evaluación de soluciones con respecto al peso

Peso	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A	-	1	1	3.0	0.5
Solución B	0	-	0	1.0	0.167
Solución C	0	1	-	2.0	0.333
				6	1

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Después de evaluar cada característica junto a las alternativas de solución, se realiza la ponderación final para encontrar el orden de prioridad, con lo cual se escoge la mejor alternativa a desarrollar, lo que se puede observar en la tabla siguiente.

Tabla 14-3: Ponderaciones finales de las alternativas de solución para la selección del tipo de engrane a ensayar

Conclusión	Versatilidad	Costo	Espacio disponible	Peso	Σ	Prioridad
Solución A	0.367*0.500	0.273*0.333	0.136*0.500	0.136*0.500	0.410	1
Solución B	0.367*0.167	0.273*0.167	0.136*0.167	0.136*0.167	0.152	3
Solución C	0.367*0.333	0.273*0.500	0.136*0.333	0.136*0.333	0.348	2

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

La solución A correspondiente a un equipo con tres ejes, al rotar 180° se accionará cada tipo de engrane prestando la facilidad de cambiar el tipo de engrane que se desee ensayar.

- ***Función: Material del soporte estructural***

Las posibles soluciones para esta función, se tiene:

- A. Acero negro (A36)
- B. Fundición gris
- C. Acero inoxidable (A304)

Criterios de evaluación

Disponibilidad: Que exista disponible el material en el mercado.

Proceso constructivo: Facilidad para estructurar el equipo.

Costo: El sistema deberá ser de costo moderado de modo que no encarezca el precio final del conjunto.

Peso: Que sea moderado para que no exista dificultad por parte del operador al realizar esta acción.

$$\text{Disponibilidad} > \text{proceso constructivo} > \text{costo} > \text{peso}$$

Tabla 15-3: Evaluación de los criterios más importantes para la selección del material del soporte estructural

Criterio	Disponibilidad	Procesos constructivos	Costo	Peso	$\Sigma+1$	Ponderación
Disponibilidad	-	1	1	1	4.0	0.444
Procesos constructivos	0	-	1	1	3.0	0.333
Costo	0	0	-	1	2.0	0.223
					9	1

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

A continuación, se determina la mejor alternativa mediante el siguiente procedimiento:

$$\text{Solución A} > \text{Solución C} > \text{Solución B}$$

Tabla 16-3: Evaluación de soluciones con respecto a disponibilidad

Disponibilidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A	-	1	1	3.0	0.5
Solución B	0	-	0	1.0	0.167
Solución C	0	1	-	2.0	0.333
				6	1

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Solución A = Solución C > Solución B**Tabla 17-3:** Evaluación de soluciones con respecto a proceso constructivo

Procesos constructivos	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A	-	1	0.5	2.5	0.416
Solución B	0	-	0	1.0	0.167
Solución C	0.5	1	-	2.5	0.416
				6	1

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Solución A > Solución C > Solución B**Tabla 18-3:** Evaluación de soluciones con respecto a costo

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución A	-	1	1	3.0	0.5
Solución B	0	-	0	1.0	0.167
Solución C	0	1	-	2.0	0.333
				6	1

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

A continuación, se muestra la ponderación final encontrar la mejor alternativa para seleccionar el material del soporte estructural.

Tabla 19-3: Ponderaciones finales de las alternativas de solución para la selección del material del soporte estructural

Conclusión	Disponibilidad	Procesos constructivos	Costo	Σ	Prioridad
Solución A	0.444*0.500	0.333*0.416	0.223*0.500	0.472	1
Solución B	0.444*0.167	0.333*0.167	0.223*0.167	0.167	3
Solución C	0.444*0.333	0.333*0.416	0.223*0.333	0.361	2

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

La solución A correspondiente al acero A36, seguido del acero inoxidable y muy por debajo se encuentra la fundición gris en base a los criterios analizados.

3.3 Diseño de detalle

Como parte inicial se dispone de un motor por lo que se toma los siguientes datos como parámetros de diseño:

Potencia transmitida, H : 1 Hp = 0.75 kW

Velocidad, n : 2293.33 rpm

Relación de transmisión: 2

Módulo: 2.5

3.3.1 Diseño de engranes

3.3.1.1 Diseño del engrane recto

El material seleccionado es el acero AISI/SAE 5115 el cuál es sometido a un tratamiento térmico de cementado y se obtiene una dureza de 610 HB.

Considerando que se tiene un módulo de 2.5 mm se asume:

$$N_p = 25 \text{ dientes}$$

Cálculo del ancho de cara del diente

Diámetro primitivo del piñón:

$$d = m * N_p$$

$$d = 2.5 \text{ mm} * 25$$

$$d = 62.5 \text{ mm}$$

Factor de forma de Lewis Y :

Con el número de dientes del piñón vamos a la tabla 2-2 y obtenemos el factor de Lewis:

$$Y = 0.341$$

Velocidad del piñón:

$$V = \frac{\pi d n}{60} \text{ (m/s)}$$

$$V = \frac{\pi(0.0625 \text{ m})(2293.33 \text{ rpm})}{60}$$

$$V = 7.5049 \text{ m/s}$$

Efectos dinámicos factor de velocidad:

- Perfil cortado o fresado

$$Kv = \frac{6.1 + V}{6.1}$$

$$Kv = \frac{6.1 + 7.5049}{6.1}$$

$$Kv = 2.2303$$

- Carga transmitida

$$W_t = \frac{60\,000\,H}{\pi d n}$$

$$W_t = \frac{60\,000\,(0.75\,kW)}{\pi(62.5)(2293.33\,rpm)}$$

$$W_t = 0.0999\,kN$$

$$W_t = 99.9346\,N$$

- S_t = Resistencia a la flexión: Acero completamente endurecidos, Grado 1

$$S_t = 0.533H_B + 88.3\,MPa$$

$$S_t = 0.533(610) + 88.3\,MPa$$

$$S_t = 413.43\,MPa$$

Esfuerzo permisible

$$\sigma = \frac{Kv W_t}{F m Y}$$

$$\sigma = \frac{S_t}{n}$$

$$\sigma = \frac{413.43\,MPa}{40}$$

$$\sigma = 10.33575\,MPa$$

Ancho de cara

$$F = \frac{Kv W_t}{\sigma m Y}$$

$$F = \frac{(2.2303)(99.9345\,N)}{(10.3358\,MPa)(2.5\,mm)(0.341)} = 25.2956$$

Comprobación que el ancho de cara este entre los parámetros

Condición: $3P \leq F \leq 5P$

$$P = \pi m$$

$$P = \pi(2.5 \text{ mm})$$

$$P = 7.8539 \text{ mm}$$

$$3P \leq F \leq 5P$$

$$3P = 23.5619 \text{ mm}$$

$$5P = 39.2699 \text{ mm}$$

$$23.5619 \leq F \leq 39.2699$$

Aproximamos el valor calculado, el ancho de cara para nuestro diente es de $F = 25 \text{ mm}$

Fatiga por flexión en el piñón recto

Nos basamos en las condiciones iniciales y los valores calculados anteriormente por lo que se tiene:

$$\text{Piñón recto} = \left\{ \begin{array}{l} N_p = 25 \text{ dientes} \\ n = 2293.33 \text{ rpm} \\ F = 25 \text{ mm} \\ \text{Ángulo de presión, } \theta = 20^\circ \\ W_t = 99.9345 \text{ N} \\ V = 7.5049 \text{ m/s} \end{array} \right.$$

Esfuerzo de flexión σ

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{F m_t} \frac{K_m K_B}{J}$$

A continuación, se obtiene el valor de cada factor:

Factor de sobrecarga K_o

La máquina impulsada es de carga uniforme y la fuente de potencia es de impacto ligero, con estos datos se ingresa a la tabla 3-2 y se obtiene el factor de sobrecarga:

$$K_o = 1.25$$

Factor dinámico K_v

Se tiene un índice de calidad $Q_v = 7$ (calidad comercial)

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B$$

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

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$$

$$B = 0.731$$

$$A = 65.064$$

$$K_v = \left(\frac{65.064 + \sqrt{200 \left(7.5049 \frac{m}{s} \right)}}{65.064} \right)^{0,731}$$

$$K_v = 1.4070$$

Factor de tamaño K_s

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535}$$

$$K_s = 1.192 \left(\frac{25 \text{ mm} \sqrt{0.341}}{7.8539 \text{ mm}} \right)^{0,0535}$$

Recordando que $Y = 0.341$

$$K_s = 1.2322$$

Factor de distribución de carga K_m

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Dónde:

$C_{mc} = 1$ (dientes no coronados) Ec. (30)

En base a la ecuación (31) se aplica:

$$C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0.025 \quad F \leq 25 \text{ mm}$$

$$C_{pf} = \frac{25 \text{ mm}}{10(62.5 \text{ mm})} - 0.025$$

$$C_{pf} = 0.015$$

En base a la ecuación (32) se tiene:

$$C_{pm} = 1$$

El factor C_{ma} se basa en las constantes empíricas A, B y C de la tabla 4-2

$$C_{ma} = A + BF + CF^2$$

Con la condición de la curva 2: engranajes cerrados de calidad comercial se tiene: $A = 1.27 \times 10^{-1}$
 $B = 0.622 \times 10^{-3}$; $C = -1.69 \times 10^{-7}$

$$C_{ma} = 1.27 \times 10^{-1} + 0.622 \times 10^{-3}(25 \text{ mm}) + (-1.69 \times 10^{-7})(25 \text{ mm})^2$$

$$C_{ma} = 0.1424$$

En base a la ecuación (34) se tiene:

$$C_e = 1$$

Ahora se reemplaza todos los valores calculados en la ecuación K_m :

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

$$K_m = 1 + 1((0.015)(1) + (0.1424)(1))$$

$$K_m = 1.1574$$

Factor de espesor del aro K_B

Según la ecuación (36) se tiene:

$$K_B = 1$$

Factor geométrico J de resistencia a la flexión

Este valor se lo obtiene mediante la gráfica 4-2, se ingresa con el número de dientes en la horizontal, en este caso 25 dientes y en la parte derecha con el número de dientes del engrane de acoplamiento, nuestra corona es de 50 dientes.

$$J_p = 0.36$$

Con todos los factores calculados reemplazamos en la Ec. 24 y obtenemos el esfuerzo de flexión para el piñón recto:

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{F m_t} \frac{K_m K_B}{J}$$

$$\sigma = (99.9345 \text{ N})(1.25)(1.4070)(1.2322) \frac{1}{(25 \text{ mm})(2.5 \text{ mm})} \frac{(1.1574)(1)}{(0.36)}$$

$$\sigma = 11.1412 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de flexión permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t Y_N}{S_F Y_\theta Y_Z}$$

S_t , es el esfuerzo de flexión permisible, N/mm^2

Este valor es el que ya se calculó anteriormente:

Acero completamente endurecido, grado 1

$$S_t = 0.533H_B + 88.3 \text{ MPa}$$

$$S_t = 413.43 \text{ MPa}$$

Factor de ciclos de esfuerzo a flexión, Y_N

Este factor se obtiene en base a la gráfica 5-2, con un $N = 10^7$

$$Y_N = 1.6831 N^{-0.0323}$$

$$Y_N = 1.6831 (10000000)^{-0.0323}$$

$$Y_N = 1$$

Factor de temperatura Y_θ

Cuando se tiene una temperatura de operación del aceite de hasta 250°F (120°C), se toma el siguiente factor:

$$Y_\theta = 1$$

Factor de confiabilidad Y_Z

El factor de confiabilidad se lo obtiene de la tabla 5-2, en nuestro caso se tiene una confiabilidad de 0.99 por lo que:

$$Y_Z = 1$$

Factor de seguridad S_F

Para obtener el valor S_F se reemplaza los valores anteriormente calculados en la ecuación siguiente (ecuación 48):

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma}$$

$$S_F = \frac{(413.43 \text{ MPa})(1)}{(1)(1)(11.1412 \text{ MPa})}$$

$$S_F = 37.1090$$

Fatiga por flexión en la corona recta

Se emplea las mismas condiciones iniciales, pero teniendo en cuenta que el número de dientes aumenta por la relación de transmisión y los valores calculados anteriormente por lo que se tiene:

$$\text{Corona recta} = \left\{ \begin{array}{l} N_G = 50 \text{ dientes} \\ n = 2293.33 \text{ rpm} \\ F = 25 \text{ mm} \\ \text{Ángulo de presión, } \theta = 20^\circ \\ W_t = 99.9345 \text{ N} \\ V = 7.5049 \text{ m/s} \end{array} \right.$$

Con el número de dientes de la corona vamos a la tabla 2-2 con 50 dientes obtenemos el factor de Lewis:

$$Y = 0.409$$

Esfuerzo de flexión σ

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{F m_t} \frac{K_m K_B}{J}$$

A continuación, se obtiene el valor de cada factor:

Factor de sobrecarga K_o

$$K_o = 1.25$$

Factor dinámico K_v

$$K_v = 1.4070$$

Factor de tamaño K_s

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)^{0.0535}$$

$$K_s = 1.192 \left(\frac{25 \text{ mm} \sqrt{0.409}}{7.8539 \text{ mm}} \right)^{0.0535}$$

Recordando que $Y = 0.409$ por que se tiene 50 dientes

$$K_s = 1.2382$$

Factor de distribución de carga K_m

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Dónde:

$$C_{mc} = 1 \text{ (dientes coronados) Ec. (30)}$$

$$C_{pf} = 0.015$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = 0.1424$$

$$C_e = 1$$

Ahora se reemplaza todos los valores calculados en la ecuación K_m :

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

$$K_m = 1.1574$$

Factor de espesor del aro K_B

Según la ecuación (36) se tiene:

$$K_B = 1$$

Factor geométrico J de resistencia a la flexión

Este valor se lo obtiene mediante la gráfica 4-2, se ingresa con el número de dientes en la horizontal, en este caso 50 dientes y en la parte derecha con el número de dientes del engrane de acoplamiento, nuestro piñón es de 25 dientes.

$$J_G = 0.405$$

Con todos los factores calculados reemplazamos en la Ec. 24 y obtenemos el esfuerzo de flexión para la corona recta:

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{F m_t} \frac{K_m K_B}{J}$$

$$\sigma = (99.9345 \text{ N})(1.25)(1.4070)(1.2382) \frac{1}{(25\text{mm})(2.5\text{mm})} \frac{(1.1574)(1)}{(0.405)}$$

$$\sigma = 9.9516 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de flexión permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z}$$

S_t , es el esfuerzo de flexión permisible, N/mm^2

Este valor es el que ya se calculó anteriormente:

Acero completamente endurecido, Grado 1

$$S_t = 0.533H_B + 88.3 \text{ MPa}$$

$$S_t = 413.43 \text{ MPa}$$

Factor de ciclos de esfuerzo a flexión, Y_N

$$Y_N = 1$$

Factor de temperatura Y_θ

$$Y_\theta = 1$$

Factor de confiabilidad Y_Z

$$Y_Z = 1$$

Factor de seguridad S_F

Para obtener el valor S_F se reemplaza los valores anteriormente calculados en la ecuación siguiente (ecuación 48):

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma}$$

$$S_F = \frac{(413.43 \text{ MPa})(1)}{(1)(1)(9.9516 \text{ MPa})}$$

$$S_F = 41.54$$

Desgaste superficial en el piñón recto

$$\sigma_C = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}}$$

Coficiente elástico C_p

Este valor se lo obtiene de tabla según el material

$$C_p = 191 \sqrt{\text{MPa}}$$

Factor de condición superficial C_f

AGMA recomienda tomar el valor $C_f = 1$ siempre que la condición de superficie apropiada sea lograda.

$$C_f = 1$$

Factor geométrico de resistencia superficial, I

De la ecuación (51) elegimos la opción de engranes externos y calculamos:

$$I = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$m_G = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p}$$

Donde $m_N = 1$ para engranes rectos.

$$I = \frac{(\cos 20^\circ)(\sin 20^\circ)}{2(1)} \frac{2}{2 + 1}$$

$$I = 0.1071$$

Esfuerzo de contacto permisible $\sigma_{C,perm}$

$$\sigma_{C,perm} = \frac{S_C Z_N Z_W}{S_H Y_\theta Y_Z}$$

Esfuerzo de contacto permisible, S_C

Se aplica la ecuación (54) ya que es un acero completamente endurecido:

$$S_C = 2.22H_B + 200 \text{ MPa}$$

$$S_C = 2.22(610) + 200 \text{ MPa}$$

$$S_C = 1554.2 \text{ MPa}$$

Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura, Z_N

De la gráfica 6-2. Se elige la ecuación:

$$Z_N = 2.466N^{-0.056}$$

$$Z_N = 2.466(2 * 10^7)^{-0.056}$$

$$Z_N = 1$$

Factor de relación de la dureza Z_W

Se ingresa a la gráfica 7-2. Y se obtiene:

$$Z_W = 1$$

Factor de seguridad S_H

$$S_H = \frac{S_C Z_N Z_W / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_C}$$

$$\sigma_C = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}}$$

$$\sigma_C = (191 \sqrt{MPa}) \sqrt{(99.9345)(1.25)(1.4075)(1.232) \frac{1.1574}{(62.5)(25)} \frac{1}{(0.1071)}}$$

$$\sigma_C = 233.7345 \text{ MPa}$$

$$S_H = \frac{(1554.2 \text{ MPa})(1)(1)/(1)(1)}{233.7345 \text{ MPa}}$$

$$S_H = 6.3961$$

Desgaste superficial en la corona recta

$$S_H = \frac{S_C Z_N Z_W / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_C}$$

La mayoría de los coeficientes se mantienen ya que es el mismo material, el coeficiente que cambia es Z_N .

Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura, Z_N

De la gráfica 6-2: Se elige la ecuación:

$$Z_N = 2.466N^{-0.056}$$

$$Z_N = 2.466.(2 * 10^7)^{-0.056}$$

$$Z_N = 1.040$$

Factor de seguridad corona recta

$$S_H = \frac{S_C Z_N Z_W / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_C}$$

$$S_H = \frac{(1554.2 \text{ MPa})(1.040)(1)/(1)(1)}{233.7345 \text{ MPa}}$$

$$S_H = 6.9154$$

3.3.1.2 *Diseño de engranes helicoidales (piñón y corona)*

El material seleccionado es el acero AISI/SAE 5115 el cuál es sometido a un tratamiento térmico de cementado y se obtiene una dureza de 610 HB.

Considerando que se tiene un ángulo de hélice de 20° y módulo de 2.5 mm se asume:

$$N_p = 23 \text{ dientes}$$

Cálculo del ancho de cara del diente

Diámetro de primitivo del piñón:

$$d = \frac{m * N_p}{\cos \psi}$$

$$d = \frac{2.5 \text{ mm} * 23}{\cos (20^\circ)} = 61.1902 \text{ mm}$$

Factor de forma de Lewis Y:

Con el número de dientes del piñón vamos a la tabla 2-2 y obtenemos el factor de Lewis (valor interpolado):

$$Y = 0.334$$

Velocidad del piñón helicoidal:

$$V = \frac{\pi dn}{60} \text{ (m/s)}$$

$$V = \frac{\pi(0.06119 \text{ m})(2293.33 \text{ rpm})}{60} = 7.3476 \text{ m/s}$$

Efectos dinámicos factor de velocidad:

- Perfil cortado o fresado

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1}$$

$$K_v = \frac{6.1 + 7.3476 \text{ m/s}}{6.1}$$

$$K_v = 2.2045$$

- Carga transmitida

$$W_t = \frac{60\,000 \text{ H}}{\pi dn}$$

$$W_t = \frac{60\,000 (0.75 \text{ kW})}{\pi(61.1902 \text{ mm})(2293.33 \text{ rpm})}$$

$$W_t = 0.1020 \text{ kN}$$

$$W_t = 102.0737 \text{ N}$$

- S_t = Resistencia a la flexión: Acero completamente endurecidos, Grado 1

$$S_t = 0.533H_B + 88.3 \text{ MPa}$$

$$S_t = 0.533(610) + 88.3 \text{ MPa}$$

$$S_t = 413.43 \text{ MPa}$$

Esfuerzo permisible

$$\sigma = \frac{K_v W_t}{F m Y}$$

$$\sigma = \frac{S_t}{n}$$

$$\sigma = \frac{413.43 \text{ MPa}}{40}$$

$$\sigma = 10.3358 \text{ MPa}$$

Ancho de cara

$$F = \frac{K_v W_t}{\sigma m Y}$$

$$F = \frac{(2.2045)(102.0737 \text{ N})}{(10.3358 \text{ MPa})(2.5 \text{ mm})(0.334)}$$

$$F = 26.0731 \text{ mm}$$

Comprobación que el ancho de cara este entre los parámetros

Condición: $3P \leq F \leq 5P$

$$P = \pi m$$

$$P = \pi(2.5 \text{ mm})$$

$$P = 7.8539 \text{ mm}$$

$$3P \leq F \leq 5P$$

$$3P = 23.5619 \text{ mm}$$

$$5P = 39.2699 \text{ mm}$$

$$23.5619 \leq F \leq 39.2699$$

Si le redondeamos el valor calculado, el ancho de cara para nuestro diente es de $F = 25 \text{ mm}$

Fatiga por flexión en el piñón helicoidal

Nos basamos en las condiciones iniciales y los valores calculados anteriormente por lo que se tiene:

$$\text{Piñon helicoidal} = \left\{ \begin{array}{l} N_p = 23 \text{ dientes} \\ n = 2293.33 \text{ rpm} \\ F = 25 \text{ mm} \\ \text{Ángulo de presión, } \theta = 20^\circ \\ \text{Ángulo de hélice} = 20^\circ \\ W_t = 102.0737 \text{ N} \\ V = 7.3476 \text{ m/s} \end{array} \right.$$

Esfuerzo de flexión σ

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{F m_t} \frac{K_m K_B}{J}$$

A continuación, se obtiene el valor de cada factor:

Los factores se obtienen de la misma manera que se explicó en engranes rectos a excepción del factor geométrico J .

Factor de sobrecarga K_o

En la tabla 3-2 se obtiene el factor de sobrecarga:

$$K_o = 1.25$$

Factor dinámico K_v

Se tiene un índice de calidad $Q_v = 7$ (calidad comercial)

$$B = 0.731$$

$$A = 65.064$$

$$K_v = \left(\frac{65.064 + \sqrt{200 \left(7.3476 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}}{65.064} \right)^{0.731}$$

$$K_v = 1.4030$$

Factor de tamaño K_s

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F \sqrt{Y}}{P} \right)^{0.0535}$$

$$K_s = 1.192 \left(\frac{25 \text{ mm} \sqrt{0.334}}{7.8539 \text{ mm}} \right)^{0.0535}$$

Recordando que $Y = 0.334$

$$K_s = 1.2315$$

Factor de distribución de carga K_m

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Dónde:

$$C_{mc} = 1 \text{ (dientes coronados) Ec. (30)}$$

$$C_{pf} = 0.01585$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2$$

Con la condición de la curva 2: engranajes cerrados de calidad comercial se tiene: $A = 1.27 \times 10^{-1}$
 $B = 0.622 \times 10^{-3}$; $C = -1.69 \times 10^{-7}$

$$C_{ma} = 1.27 \times 10^{-1} + 0.622 \times 10^{-3}(25 \text{ mm}) + (-1.69 \times 10^{-7})(25 \text{ mm})^2$$

$$C_{ma} = 0.1424$$

En base a la ecuación (34) se tiene:

$$C_e = 1$$

Ahora se reemplaza todos los valores calculados en la ecuación K_m :

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

$$K_m = 1 + 1((0.01585)(1) + (0.1424)(1))$$

$$K_m = 1.1583$$

Factor de espesor del aro K_B

Según la ecuación (36) se tiene:

$$K_B = 1$$

Factor geométrico J de resistencia a la flexión

Este valor se lo obtiene realizando la multiplicación de $J = J'(fm)$. En la gráfica 9-2, se ingresa con el ángulo de hélice en la horizontal, en este caso 20° y en la parte derecha con el número de dientes de nuestro engrane, que sería 23.

Y se obtiene:

$$J' = 0.52$$

En la gráfica 10-2, ingresamos de la misma forma y se obtiene:

$$fm = 0.938$$

$$J = J'(fm)$$

$$J = (0.52)(0.938)$$

$$J_p = 0.4878$$

Con todos los factores calculados reemplazamos en la Ec. 24 y obtenemos el esfuerzo de flexión para el piñón helicoidal:

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{F m_t} \frac{K_m K_B}{J}$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \phi} = \frac{2.5 \text{ mm}}{\cos 20^\circ} = 2.6604 \text{ mm}$$

$$\sigma = (102.0737N)(1.25)(1.4030)(1.2315) \frac{1}{(25\text{mm})(2.6604\text{mm})} \frac{(1.1583)(1)}{(0.4878)}$$

$$\sigma = 7.8712 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de flexión permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t Y_N}{S_F Y_\theta Y_Z}$$

S_t , es el esfuerzo de flexión permisible, N/mm^2

Este valor es el que ya se calculó anteriormente:

Acero completamente endurecido, Grado 1

$$S_t = 0.533H_B + 88.3 \text{ MPa}$$

$$S_t = 413.43 \text{ MPa}$$

Factor de ciclos de esfuerzo a flexión, Y_N

Este factor se obtiene en base a la gráfica 5-2, con un $N = 10^7$

$$Y_N = 1.6831 N^{-0.0323}$$

$$Y_N = 1.6831 (10000000)^{-0.0323}$$

$$Y_N = 1$$

Factor de temperatura Y_θ

Cuando se tiene una temperatura de operación del aceite de hasta 250°F (120°C), se toma el siguiente factor:

$$Y_\theta = 1$$

Factor de confiabilidad Y_Z

El factor de confiabilidad se lo obtiene de la tabla 5-2, en nuestro caso se tiene una confiabilidad de 0.99 o 99% por lo que:

$$Y_Z = 1$$

Factor de seguridad S_F

Para obtener el valor S_F se reemplaza los valores anteriormente calculados en la ecuación siguiente (ecuación 48):

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma}$$
$$S_F = \frac{(413.43 \text{ MPa})(1)}{(1)(1)(7.8712 \text{ MPa})}$$
$$S_F = 52.5254$$

Fatiga por flexión en la corona helicoidal

Nos basamos en las condiciones iniciales y los valores calculados anteriormente por lo que se tiene:

$$\text{Corona helicoidal} = \left\{ \begin{array}{l} N_G = 46 \text{ dientes} \\ n = 2293.33 \text{ rpm} \\ F = 25 \text{ mm} \\ \text{Ángulo de presión, } \theta = 20^\circ \\ \text{Ángulo de hélice} = 20^\circ \\ W_t = 102.0737 \text{ N} \\ V = 7.3476 \text{ m/s} \end{array} \right.$$

Esfuerzo de flexión σ

$$\sigma = W_t K_o K_v K_s \frac{1}{F m_t} \frac{K_m K_B}{J}$$

A continuación, se obtiene el valor de cada factor:

Los factores se obtienen de la misma manera que se explicó en el cálculo del piñón helicoidal.

Factor de sobrecarga K_o

$$K_o = 1.25$$

Factor dinámico K_v

Se tiene un índice de calidad $Q_v = 7$ (calidad comercial)

$$K_v = 1.4875$$

Factor de tamaño K_s

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0.0535}$$

Recordando que $Y = 0.4021$ ya que la corona helicoidal tiene 46 dientes

$$K_s = 1.192 \left(\frac{25 \text{ mm} \sqrt{0.4021}}{7.8539 \text{ mm}} \right)^{0.0535}$$

$$K_s = 1.2376$$

Factor de distribución de carga K_m

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e)$$

Dónde:

$$C_{mc} = 1 \text{ (dientes no coronados) Ec. (30)}$$

$$C_{pf} = 0.01585$$

$$C_{pm} = 1$$

$$C_{ma} = A + BF + CF^2$$

Con la condición de la curva 2: engranajes cerrados de calidad comercial se tiene:

$$A = 1.27 \times 10^{-1}$$

$$B = 0.622 \times 10^{-3}; C = -1.69 \times 10^{-7}$$

$$C_{ma} = 1.27 \times 10^{-1} + 0.622 \times 10^{-3}(25 \text{ mm}) + (-1.69 \times 10^{-7})(25 \text{ mm})^2$$

$$C_{ma} = 0.1424$$

En base a la ecuación (37) se tiene:

$$C_e = 1$$

Ahora se reemplaza todos los valores calculados en la ecuación K_m :

$$K_m = 1 + 1((0.0166)(1) + (0.1424)(1))$$

$$K_m = 1.1583$$

Factor de espesor del aro K_B

Según la ecuación (34) se tiene:

$$K_B = 1$$

Factor geométrico J de resistencia a la flexión

Este valor se lo obtiene realizando la multiplicación de $J = J'(fm)$. En la gráfica 9-2, se ingresa con el ángulo de hélice en la horizontal, en este caso 20° y en la parte derecha con el número de dientes del engrane, que sería 46.

Y se obtiene:

$$J' = 0.581$$

En la gráfica 10-2, ingresamos de la misma forma y se obtiene:

$$fm = 0.97$$

$$J = J'(fm)$$

$$J = (0.581)(0.97)$$

$$J_G = 0.5636$$

Con todos los factores calculados reemplazamos en la Ec. 24 y obtenemos el esfuerzo de flexión para la corona helicoidal:

$$\sigma = (102.0737 N)(1.25)(1.4030)(1.2376) \frac{1}{(25mm)(2.6604mm)} \frac{(1.1583)(1)}{(0.5636)}$$

$$\sigma = 6.8463 MPa$$

Esfuerzo de flexión permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t Y_N}{S_F Y_\theta Y_Z}$$

S_t , es el esfuerzo de flexión permisible, N/mm^2

Este valor es el que ya se calculó anteriormente: Acero completamente endurecido, Grado 1

$$S_t = 413.43 MPa$$

Factor de ciclos de esfuerzo a flexión, Y_N

Este factor se obtiene en base a la gráfica 5-2, con un $N = 10^7$

$$Y_N = 1.6831 N^{-0.0323}$$

$$Y_N = 1$$

Factor de temperatura Y_θ

Cuando se tiene una temperatura de operación del aceite de hasta $250^\circ F$ ($120^\circ C$), se toma el siguiente factor:

$$Y_{\theta} = 1$$

Factor de confiabilidad Y_Z

El factor de confiabilidad se lo obtiene de la tabla 5-2, en nuestro caso se tiene una confiabilidad de 0.99 o 99% por lo que:

$$Y_Z = 1$$

Factor de seguridad S_F

Para obtener el valor S_F se reemplaza los valores anteriormente calculados en la ecuación siguiente (ecuación 48):

$$S_F = \frac{S_t Y_N / (Y_{\theta} Y_Z)}{\sigma}$$

$$S_F = \frac{(413.43 \text{ MPa})(1)}{(1)(1)(6.8463 \text{ MPa})}$$

$$S_F = 60.3871$$

Desgaste superficial en el piñón helicoidal

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}}$$

Todos los factores ($C_p, W_t, K_o, K_v, K_s, K_m, F, C_f, d_p$) son similares al análisis anterior en flexión se debe tener en consideración que el cálculo del factor de geometría para la resistencia a la picadura I conlleva un procedimiento diferente.

Factor geométrico de resistencia superficial, I

De la ecuación (51) elegimos la opción de engranes externos y calculamos:

$$I = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m_N} \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$m_G = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p} = \frac{61.1902}{12.3804} = 2$$

La relación de repartición de carga es igual a:

$$m_N = \frac{p_N}{0.95Z}$$

$$p_N = p_n \cos \phi_n$$

$$p_n = \pi * 2.5 \text{ mm}$$

$$p_n = 7.854$$

$$p_N = 7.854 * \cos 20^\circ$$

$$p_N = 7.38$$

$$Z = [(r_p + a)^2 - r_{bp}^2]^{1/2} + [(r_G + a)^2 - r_{bG}^2]^{1/2} - (r_p + r_G) \sin \phi_t$$

Para el cálculo de r_p , r_G , r_{bp} y r_{bG} se tiene lo siguiente:

$$r_b = r \cos \phi_t$$

$$\phi_t = \tan^{-1} \frac{\tan \theta}{\cos \phi}$$

$$\phi_t = 21.1728^\circ$$

$$r_{bp} = 30.595 * \cos 21.1728$$

$$r_{bp} = 28.5298$$

$$r_{bG} = 61.190 * \cos 21.1728$$

$$r_{bG} = 57.06$$

$$a = 2.5$$

Se sustituye todos los valores para obtener Z:

$$Z = 11.9176$$

Ahora se reemplaza Z en la ecuación siguiente:

$$m_N = \frac{p_N}{0.95Z}$$

$$m_N = \frac{7.38}{0.95 * 11.9176} = 0.6519$$

Se reemplaza todos los valores calculados para obtener I:

$$I = \frac{\cos(21.1728) * \sin(21.1728)}{2 * (0.6519)} * \frac{2}{2 + 1}$$

$$I = 0.1722$$

Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura, Z_N

De la gráfica 6-2. Se elige la ecuación:

$$Z_N = 2.466N^{-0.056}$$

$$Z_N = 2.466. (2 * 10^7)^{-0.056}$$

$$Z_N = 0.9619$$

Finalmente se obtiene el esfuerzo de contacto σ_c

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}}$$

$$\sigma_c = 191 \sqrt{MPa} \sqrt{(102.0737)(1.25)(1.4030)(1.2315) \frac{(1.1583)}{(61.1902mm)(25mm)} \frac{1}{(0.1722)}}$$

$$\sigma_c = 188.0398 MPa$$

Factor de seguridad piñón helicoidal

$$S_H = \frac{S_C Z_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_c}$$

$$S_H = \frac{(1554.2MPa) * (0.9619) / (1)(1)}{188.0398}$$

$$S_H = 7.9505$$

Desgaste superficial en la corona helicoidal

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_G F I}}$$

Todos los factores (C_p , W_t , K_o , K_v , K_s , K_m , F , C_f , d_p) se hallan de forma similar al análisis anterior de flexión, se debe tomar en cuenta que el cálculo del factor de geometría para la resistencia a la picadura I ya se analizó en el desgaste superficial del piñón helicoidal

$$\sigma_c = 191 \sqrt{MPa} \sqrt{(102.0737)(1.25)(1.4030)(1.2376) \frac{(1.1583)}{(122.3804 mm)(25mm)} \frac{1}{(0.1722)}}$$

$$\sigma_c = 133.2948 MPa$$

Factor de seguridad corona helicoidal

$$S_H = \frac{S_C Z_N / (Y_\theta Y_Z)}{\sigma_c}$$

$$S_H = \frac{(1554.2MPa) * (0.9619) / (1)(1)}{133.2948 MPa}$$

$$S_H = 11.2158$$

3.3.2 Diseño de árboles de transmisión

Para el diseño de los árboles de transmisión haremos uso del criterio propuesto por la ASME B106.1 M, analizando su comportamiento mecánico, lo que comprende resistencia, rigidez y resonancia.

Se considera un coeficiente de seguridad mínimo de 5 así como el material AISI 4340, cuyas propiedades mecánicas se presentan a continuación.

Tabla 20-3: Propiedades mecánicas del acero AISI 4340.

AISI 4340	
S_y	900 MPa
S_{ut}	1200 MPa

Fuente: (Bohler, 2011)

3.3.2.1 Árbol de transmisión 1

En este árbol de transmisión se encuentra montado los piñones helicoidales, donde tenemos los siguientes datos:

Tabla 21-3: Datos del piñón del engrane helicoidal

W_t	ψ	ϕ_n	d_p	F	$Ancho_{manz}$
N	$^\circ$	$^\circ$	mm	mm	mm
102.074	20	20	61.19	25	20

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Cálculo del torque, fuerza radial y fuerza axial

- Torque**

$$T = W_t \left(\frac{d_p}{2} \right)$$

$$T = 102.074 \left(\frac{61.19}{2} \right) \rightarrow T = 3122.954 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

- Fuerza radial**

$$W_r = W_t \cdot \text{Tg}(\phi_n) / \text{Cos}(\psi)$$

$$W_r = \frac{102.074 \tan(20)}{\text{Cos}(20)} \rightarrow W_r = 39.536 \text{ N}$$

- Fuerza tangencial**

$$W_a = W_t \cdot \text{Tg}(\psi)$$

$$W_a = 102.074 \tan(20) \rightarrow W_a = 37.150 \text{ N}$$

- **Momento producido por la carga axial**

$$Ma = Wa \left(\frac{d_p}{2} \right)$$

$$Ma = 37.150 \left(\frac{61.19}{2} \right) = 1\,136.617 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Diagrama de cuerpo libre

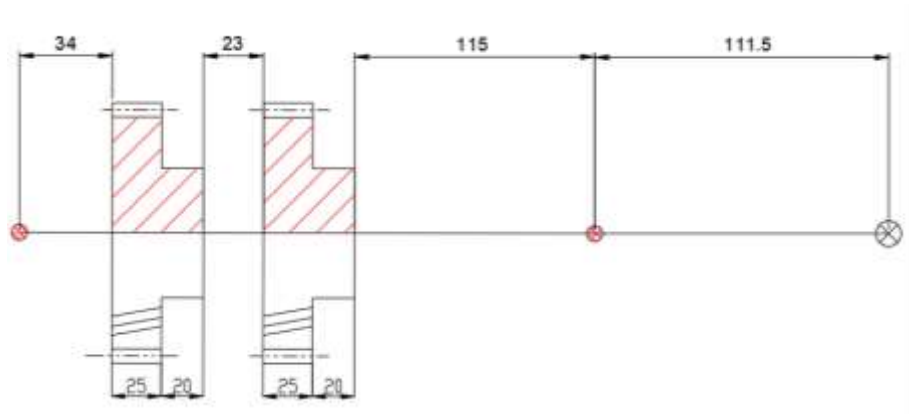


Figura 5-3. Dimensionamiento árbol de transmisión 1

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

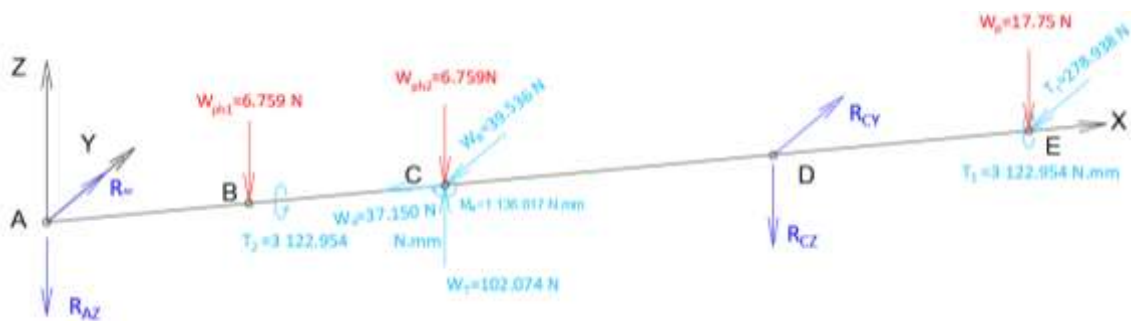


Figura 6-3. Diagrama de cuerpo libre

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Reacciones

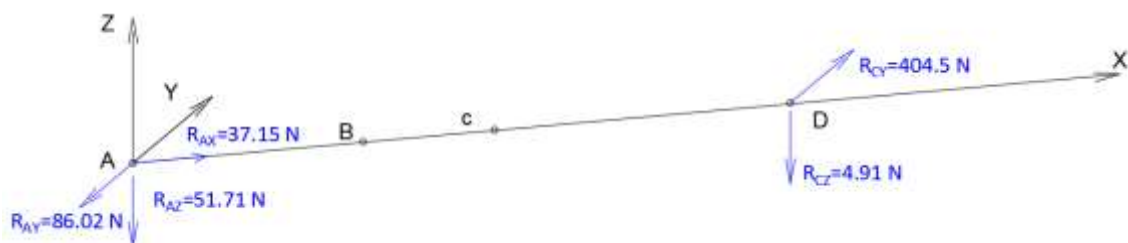


Figura 7-3. Reacciones en los apoyos

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Diagramas de momento flector

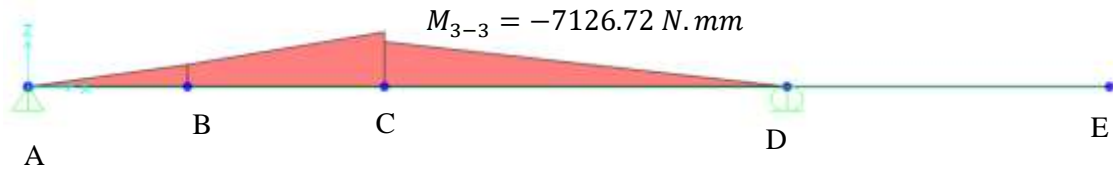


Figura: 8-3. Diagrama de momento flector respecto eje y.

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021



Figura 9-3. Diagrama de momento flector respecto eje z.

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Se tiene el punto crítico D, para hallar se resultante se utiliza el teorema de Pitágoras, como se muestra a continuación:

$$M_f = \sqrt{M_{3-3}^2 + M_{2-2}^2}$$

$$M_f = \sqrt{(0)^2 + (28\ 033.27)^2} = 28\ 033.27\ N.\ mm$$

Cálculo del diámetro mediante la ecuación del ASME B106.1M

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{k_f \cdot M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Para la primera iteración se asume un valor de $k_{ff} = 1,6$, $k_{fs} = 1,4$ y $k = 0.6$

Tabla 22-3: Valores de momentos flectores y torsores

M_a [N. mm]	28 033.27
M_m [N. mm]	0
T_a [N. mm]	0
T_m [N. mm]	3 122.954

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Cálculo de límite de fatiga

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_g \cdot S_e'$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 (1200\ MPa) \rightarrow S_e' = 600\ MPa$$

Se asume: $k = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_g \rightarrow k = 0.6$

Finalmente se tiene:

$$S_e = k \cdot S'_e$$

$$S_e = 0.6(600 \text{ MPa}) \rightarrow S_e = 360 \text{ Mpa}$$

Reduciendo la ecuación de la ASME B106 M, y reemplazando datos se tiene:

$$d = \left\{ \frac{16(5)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.6(28\ 033.27)}{360} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.4(3\ 122.954)}{900} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 18.51 \text{ mm}$$

Tomando $d = 25 \text{ mm}$, se tiene un factor de seguridad de $n = 12.30$

Recálculo de los valores asumidos

Cálculo del límite de fatiga

- $k_a \rightarrow$ Factor de modificación de la condición superficial.

Acabado tipo rectificado fino:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad ; \quad \left\{ \begin{array}{l} a = 1.58 \\ b = -0.085 \end{array} \right.$$

$$k_a = 1.58 (380)^{-0.085} \rightarrow k_a = 0.9536$$

- $k_b \rightarrow$ Factor de modificación del tamaño.

$$k_b = 1.24 d^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24 (26)^{-0.107} \rightarrow k_b = 0.875$$

- $k_c \rightarrow$ Factor de confiabilidad.

Para una confiabilidad de 99 %, se tiene: $k_c = 0.814$

- $k_d \rightarrow$ Factor de modificación de la temperatura.

A temperatura ambiente: $k_d = 1$

- $k_g \rightarrow$ Factor de modificación de efectos varios.

En ausencia de factores efectos varios: $k_g = 1$

Entonces, se tiene:

$$k = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_g$$

$$k = (0.9536)(0.875)(0.814)(1)(1) \rightarrow k = 0.678$$

Finalmente se debe reemplazar en la ecuación de la ASME B106 M, para validar su resultado, caso contrario de debe realizar iteraciones de modo que cumpla el factor mínimo de seguridad.

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \left[4 \left(\frac{k_f \cdot M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{k_{fs} \cdot T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi (25)^3} \left[4 \left(\frac{1.6(28\ 033.27)}{0.678(600)} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.4(3\ 122.954)}{900} \right)^2 \right]^{1/2} \rightarrow \eta = 13.9$$

Por lo tanto, el diseño del eje de transmisión es adecuado.

Análisis de rigidez

Para la deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas se tiene una resistencia permisible de $[y] = (0.0002 - 0.0003)L$, donde L es la distancia entre apoyos.

Siendo conservador, para el análisis se toma $[y] = (0.0003)L$.

$$[y] = 0.0003 (262) \rightarrow [y] = 0.065 \text{ mm}$$

Para hallar la deflexión máxima en el árbol se hace uso del software SAP 2000, y se tiene:

Tabla 23-3: Deflexión máxima del árbol 1

Deflexión del árbol 1				
En el punto	XZ (mm)	0.0081	Deflexión total (ρ)	0.0232
C	XY (mm)	0.0217		

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

$$[y] > \rho$$

Entonces se concluye que el diseño cumple por rigidez.

Análisis de resonancia

Para el análisis del comportamiento vibracional se hace uso del criterio de Rayleigh-Ritz y Dunkerley, donde para asegurar que el sistema no sufra fenómenos de resonancia el mismo debe tener una velocidad de rotación fuera del rango que se obtiene mediante los dichos criterios.

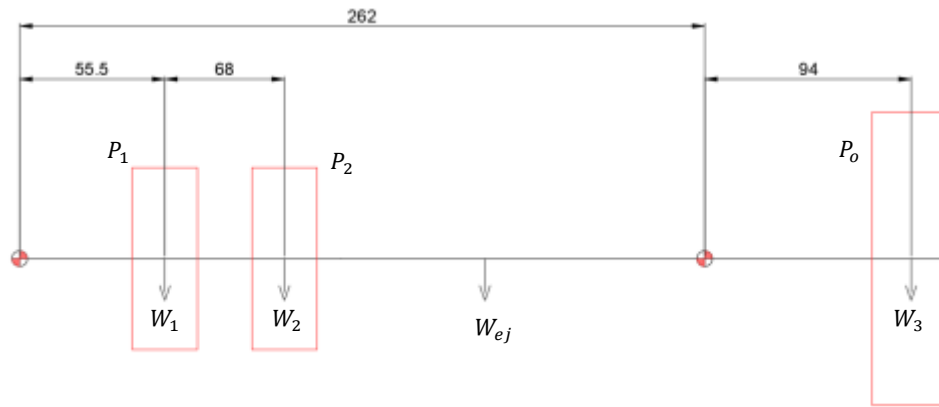


Figura 10-3. Ubicación de masas en el árbol de transmisión 1.
Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

- **Rayleigh-Ritz**

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g (w_1 \cdot \delta_1 + w_2 \cdot \delta_2 + \dots + w_n \cdot \delta_n)}{w_1 \cdot \delta_1^2 + w_2 \cdot \delta_2^2 + \dots + w_n \cdot \delta_n^2}}$$

Para el piñón sin falla inducida se tiene: $\delta_1 = 0.000047 \text{ mm}$ y un peso puntual de $w_1 = 6.759 \text{ N}$

Para el piñón sin falla inducida se tiene: $\delta_2 = 0.00033 \text{ mm}$ y un peso puntual de $w_2 = 6.759 \text{ N}$

Para la patea se tiene: $\delta_3 = 0.00614 \text{ mm}$ y un peso puntual de $w_3 = 17.75 \text{ N}$

Considerando el peso propio del elemento como una carga uniformemente distribuida, se tiene una deflexión de: $\delta_4 = 0.000601 \text{ mm}$ y un peso puntual de $w_4 = 14.636 \text{ N}$

Reemplazando los valores, se tiene:

$$n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810 [6.759(0.000047) + 6.759(0.00033) + 17.75(0.00614) + 14.636(0.000601)]}{6.759(0.000047)^2 + 6.759(0.00033)^2 + 17.75(0.00614)^2 + 14.636(0.000601)^2}}$$

$$n_{cr} = 12\,626.406 \text{ RPM}$$

- **Dunkerley**

$$\frac{1}{n_{cd}^2} = \frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} + \dots + \frac{1}{n_n^2}$$

Debido al peso propio del árbol: $n_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0.000244}} \rightarrow n_1 = 60\,549.557 \text{ RPM}$

Debido al peso del piñón sin falla inducida se tiene:

$$n_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0.000545}} \rightarrow n_2 = 40\,514.234 \text{ RPM}$$

Debido al peso del piñón con falla inducida se tiene:

$$n_3 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0.00514}} \rightarrow n_3 = 13\,192.416 \text{ RPM}$$

Debido a la polea se tiene:

$$n_4 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9810}{0.00028}} \rightarrow n_4 = 56\,523.217 \text{ RPM}$$

Reemplazando los valores, se tiene:

$$\frac{1}{n_{cd}^2} = \frac{1}{(51\,143.781)^2} + \frac{1}{(34\,218.361)^2} + \frac{1}{(13\,192.416)^2} + \frac{1}{(56\,523.217)^2}$$

$$n_{cd} = 12\,003.145 \text{ RPM}$$



Figura 11-3. Rango susceptible a resonancia.

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

El árbol de transmisión no sufrirá efectos de resonancia, ya que su velocidad de trabajo está muy alejada al rango donde se produce resonancia.

3.3.2.2 Árbol de transmisión 2

En este árbol de transmisión se encuentra montado las coronas recta y helicoidal. El análisis se realiza para el ensayo de funcionamiento de la corona helicoidal, ya que produce condiciones más críticas debida a la carga axial que se presenta en este tipo de engranaje, donde tenemos los siguientes datos:

Tabla 24-3: Datos de la corona helicoidal

W_t	ψ	ϕ_n	d_p	F	$Ancho_{manz}$
N	°	°	mm	mm	mm
102.074	20	20	122.38	25	18

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Presentación de resultados

Tabla 25-3: Presentación de resultados

T	6 245.908	$N. mm$
W_r	39.536	N
W_a	37.150	N
M_a	2 273.208	$N. mm$
Coef. Diseño	5	
K_f	1,6	

(Continuación tabla 25-3)

K_{fs}	1.4	
S_{ut}	1200	MPa
S_y	900	MPa
S_e	360	MPa
M_a	10 640.21	N.mm
M_m	0	N.mm
T_a	0	N.mm
T	6 245.908	N.mm
W_r	39.536	N
W_a	37.150	N
M_a	2 273.208	N.mm
Coef. Diseño	5	
K_f	1,6	
K_{fs}	1,4	
S_{ut}	1200	MPa
S_y	900	MPa
S_e	360	MPa
M_a	10 640.21	N.mm
M_m	0	N.mm
T_a	0	N.mm
T_m	6 245.908	N.mm
D_{calc}	13.47	mm
Valores corregidos		
S_e	406.8	MPa
D	26	mm
η	40.42	
Análisis de rigidez		
$[y]$	0.065	mm
ρ	0.0131	mm
$[y] > \rho$	Cumple	

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Análisis de resonancia

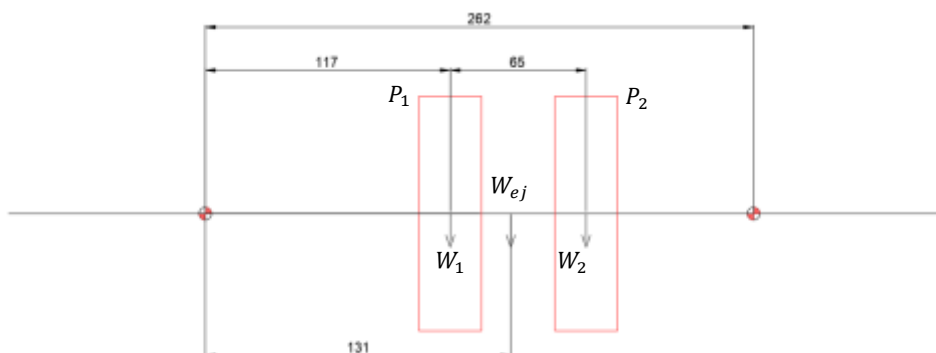


Figura 12-3. Ubicación de masas en el árbol de transmisión 2.

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Tabla 26-3: Presentación de resultados de resonancia

Rayleigh-Ritz		
δ_1	0.0044	mm
δ_2	0.00375	mm
δ_3	0.00431	mm
w_1	26.487	N
w_2	27.173	N
w_3	19.992	N
n_{cr}	14 669.343	rpm
Dunkerley		
δ_1	0.00226	mm
δ_2	0.00153	mm
δ_3	0.000523	mm
n_1	19 895.354	rpm
n_2	24 180.216	rpm
n_3	41 357.573	rpm
n_{cd}	14 401.779	rpm
No existe resonancia		

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.3.2.3 Árbol de transmisión 3

En este árbol de transmisión se encuentra montado los piñones rectos, donde se tiene los siguientes datos:

Tabla 27-3: Datos del piñón del recto

W_t	d_p	F	Ancho _{manz}
N	mm	mm	mm
99.934	62.5	25	20

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Presentación de resultados

Para el análisis de resonancia se considera las mismas ubicaciones de masas que en la figura 10-3.

Tabla 28-3: Presentación de resultados

T	3 122.938	N. mm
W_r	36.373	N
Coef. Diseño	5	
K_f	1.6	
K_{fs}	1.4	
S_{ut}	1200	MPa
S_y	900	MPa
S_e	360	MPa

(Continuación tabla 28-3)

M_a	28 033.27	<i>N. mm</i>
M_m	0	<i>N. mm</i>
T_a	0	<i>N. mm</i>
T_m	3 122.938	<i>N. mm</i>
D_{calc}	18.517	<i>mm</i>
Valores corregidos		
S_e	406.8	<i>MPa</i>
D	25	<i>mm</i>
η	12.304	
Análisis de rigidez		
$[y]$	0.065	<i>mm</i>
ρ	0.0235	<i>mm</i>
$[y] > \rho$		Cumple
Análisis de resonancia		
Rayleight-Ritz		
δ_1	0.0000522	<i>mm</i>
δ_2	0.000337	<i>mm</i>
δ_3	0.00611	<i>mm</i>
δ_{ej}	0.000606	<i>mm</i>
w_1	6.704	<i>N</i>
w_2	6.704	<i>N</i>
w_3	17.75	<i>N</i>
w_4	14.636	<i>N</i>
n_{cr}	12 665.546	<i>rpm</i>
Dunkerley		
δ_1	0.000242	<i>mm</i>
δ_2	0.000540	<i>mm</i>
δ_3	0.00514	<i>mm</i>
δ_{ej}	0.00028	<i>mm</i>
n_1	60 799.247	<i>rpm</i>
n_2	40 678.775	<i>rpm</i>
n_3	13 192.416	<i>rpm</i>
n_{ej}	56 523.217	<i>rpm</i>
n_{cd}	12 009.336	<i>rpm</i>
No existe resonancia		

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.3.3 Selección de rodamientos

Para la selección de los rodamientos se parte del árbol de transmisión crítico, es decir aquel eje que soporta mayores cargas de modo que se analizará el árbol de transmisión 1 considerando la operación con el piñón helicoidal ya que este produce cargas axiales.

En el eje se tiene un diámetro de 25 mm en los puntos de montaje de los rodamientos.

Tabla 29-3: Cargas en el apoyo crítico

Carga axial	Rc_x	37.15 N
Carga radial	Rc_y	404.5 N
	Rc_z	9.41 N

Realizado por: Cerón, H García, G.2021

$$F_r = \sqrt{(404.5)^2 + (9.41)^2} = 404.609 \text{ N}$$

$$C_r = 0.4046 \text{ kN}$$

$$C_a = 0.037 \text{ kN}$$

Tabla 30-3: Consideraciones de selección de rodamientos

Marca comercial	FAG
Tipo de rodamiento	Rígido de bolas

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Teniendo una clasificación de servicio de utilización durante periodos cortos e intermitentes, pero con requerimientos de alta confiabilidad se tiene: $L_{10} = 12\ 000 \text{ h}$.

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}}$$

Siendo $p = 3$ para rodamientos de bolas.

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{12\ 000}{500}} = 2.884$$

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33(1/3)}{n}} = \sqrt[3]{\frac{33(1/3)}{2293.333}} = 0.1686$$

Primera Iteración:

$$e = \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases}$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P = C_r = 0.4046 \text{ kN}$$

$$f_L = \frac{C}{P} \cdot f_n$$

$$C = \frac{f_L \cdot P}{f_n}$$

$$C' = \frac{(2.884)(0.4046)}{0.1686} = 6.921 \text{ kN}$$

$$D25 6005 = \begin{cases} C = 10 \text{ KN} \\ C_o = 5.85 \text{ KN} \\ f_o = 15.85 \end{cases}$$

$C > C' \rightarrow$ Si Cumple

$$D25 6005 = \begin{cases} d = 25 \text{ mm} \\ D = 47 \text{ mm} \\ B = 12 \text{ mm} \\ r_s = 0.6 \text{ mm} \end{cases}$$

Comprobación

$$\frac{f_o \cdot F_a}{C_o} = \frac{(15.85)(0.037)}{5.85} = 0.1$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0.037}{0.4046} = 0.0914$$

$$\frac{F_a}{F_r} < \frac{f_o \cdot F_a}{C_o} \rightarrow \begin{cases} X = 1 \\ Y = 0 \end{cases}$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P = 1(0.4046) + 0(0.037) = 0.4046 \text{ kN}$$

Cálculo de las horas de servicio

$$f_L = \frac{10}{0.4046} (0.1686) = 4.167$$

$$L_h = 500 \cdot f_L^3$$

$$L_h = 500(4.167)^3 = 36\,179.709 \text{ horas}$$

Chequeo estático

$f_s = 1 \dots 1.5$ para exigencias normales

$$P_o = 0.6 F_r + 0.5 F_a$$

$$P_o = 0.6 (0.4046) + 0.5 (0.037) = 0.2612 \text{ kN}$$

$$f_s = \frac{C_o}{P_o}$$

$$C_o' = f_s \cdot P_o$$

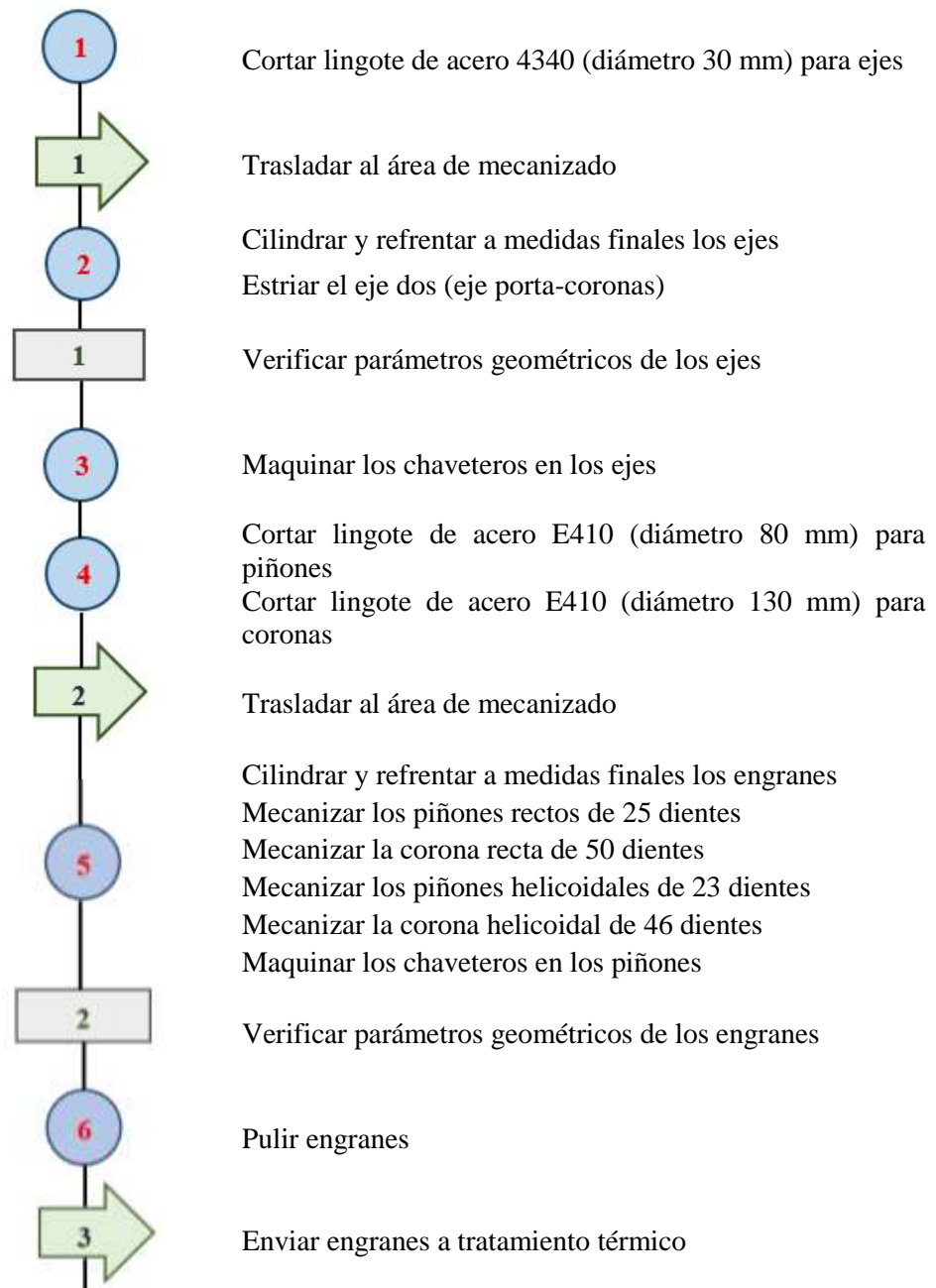
$$C_o' = 1.4(0.2612 \text{ kN}) = 0.365 \text{ kN}$$

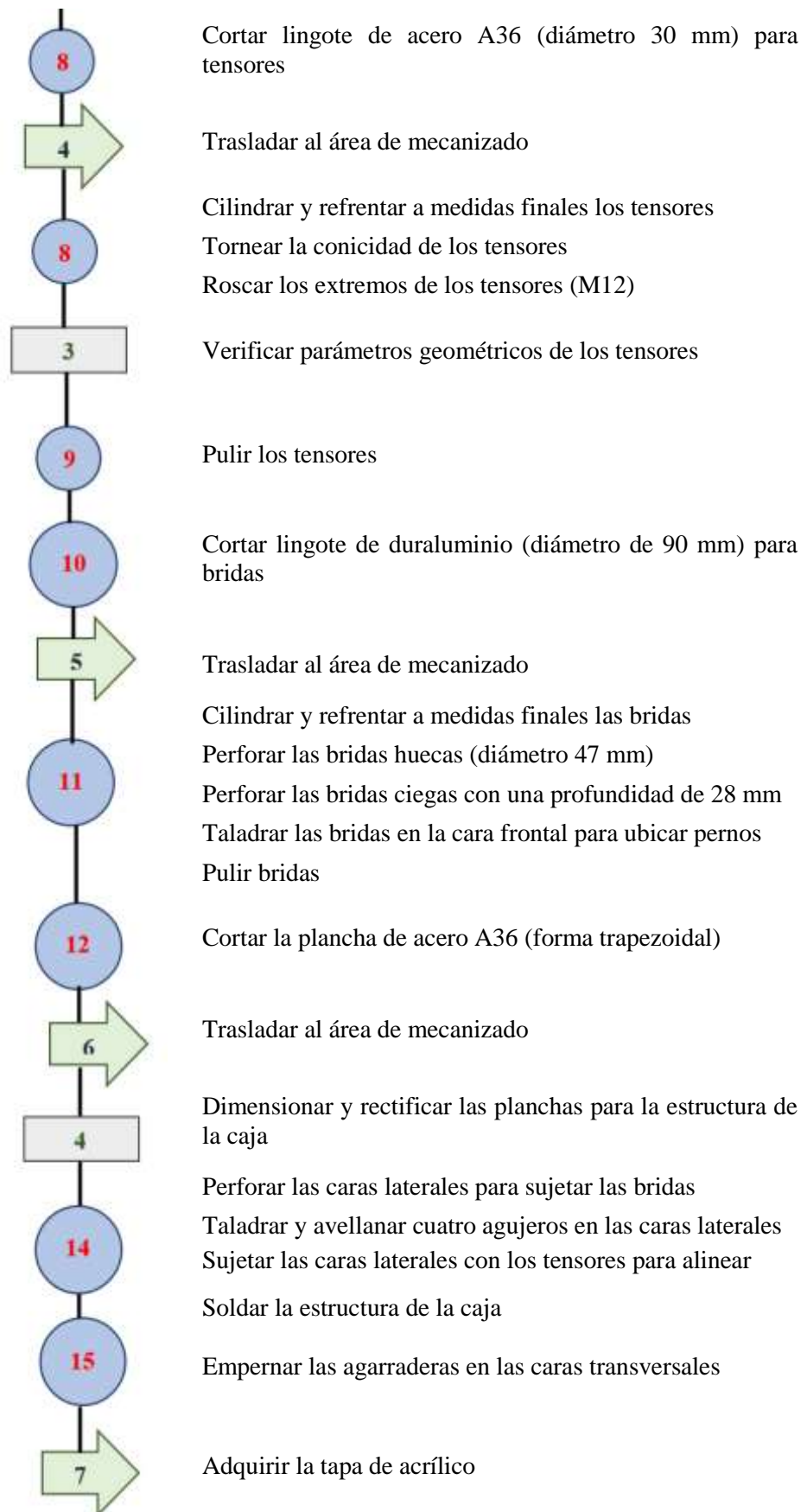
$C_o' < C \rightarrow$ Si Cumple

3.4 Construcción

Después de haber concluido con los cálculos, diseño mecánico, análisis funcional dónde se encontró la mejor alternativa y un diseño eficiente, se procedió a desarrollar los planos por lo que se continuó con la construcción, para ello se ha buscado un taller calificado de tal manera que nos permita obtener un trabajo final garantizado y de excelencia.

A continuación, se detalla de una manera general los procesos empleados en la construcción de un banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas de transmisión por engranes de tipo recto y helicoidal mediante análisis comparativo de espectros vibracionales.





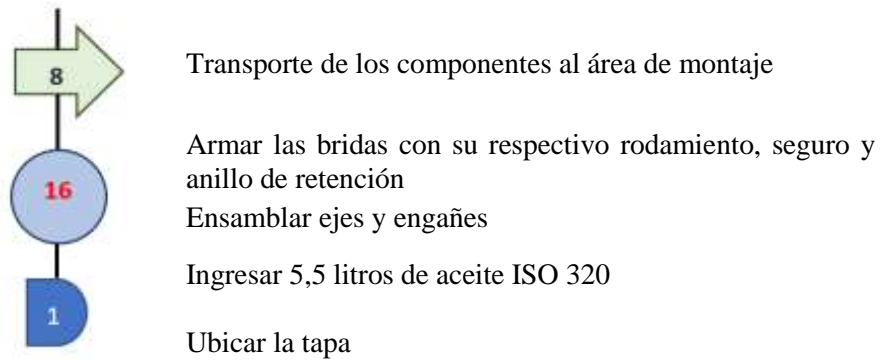


Figura 13-3. Flujograma de procesos de construcción

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.4.1 Construcción a detalle por elementos

3.4.1.1 Engranés

Para la elaboración de engranes se adquirió lingotes de acero E410 (AISI 5115) de 80 mm de diámetro para los cuatro piñones (dos rectos y dos helicoidales) y de 130 mm de diámetro para las dos coronas (una recta y una helicoidal), se procedió a cortar el material para obtener una longitud de 45 mm, 25 mm corresponden al ancho de la cara del diente y 20 mm a la manzana, luego se refrentó y cilindró para dar medidas finales a los engranes y poder pasar al área de mecanizado. A continuación, se realizó el proceso de maquinado de los dientes en la fresadora, para el mecanizado de los 25 dientes rectos en cada piñón se empleó una fresa modular N°8, para el mecanizado de los 23 dientes helicoidales en cada piñón se empleó una fresa modular N°7, luego se mecanizó los 50 dientes de la corona recta con una fresa modular N° 7,5 y finalmente se mecanizó los 46 dientes de la corona helicoidal con una fresa modular N° 7,5. Recordando que en todos los engranes se tiene un módulo de 2,5 mm.

Cómo se ha mencionado anteriormente se elaboró dos piñones rectos y dos piñones helicoidales, pero uno de ellos debe tener una falla inducida la cual se realizó en la fresadora, en el piñón recto se le realizó un desbaste del 20% a dos dientes, y en el piñón helicoidal se provocó un desgaste del 80% a un solo diente.

Las coronas se deben deslizar en el eje dos, para facilitar este movimiento se realizó un estriado interno tanto a la corona recta como a la corona helicoidal.

A todos los piñones se les mecanizó un chavetero de 8x8 mm.

Se verificó todos los parámetros geométricos de los engranes, a continuación, se pulió los dientes de los engranes para suavizar el contacto piñón-corona y finalmente se les realizó un tratamiento térmico de cementación que nos proporcionó una dureza de 610 HB.

3.4.1.2 Ejes

En el banco de pruebas se llevó a cabo la fabricación de 3 ejes, de los cuáles dos ejes son iguales. Para la construcción del eje 1 y eje 3 se empleó el acero 4340 con un diámetro de 30 mm, se empezó cortando para obtener una longitud de 384 mm, a continuación, se procedió a cilindrar y refrentar a medidas finales, es decir una longitud total de 382 mm, luego en el área de mecanizado con la ayuda del torno se dio las medidas finales de los diámetros requeridos y en la fresadora se elaboró la chaveta de 8x8. En seguida se pulió y finalmente se verificó para obtener con exactitud todos los valores de los parámetros geométricos.

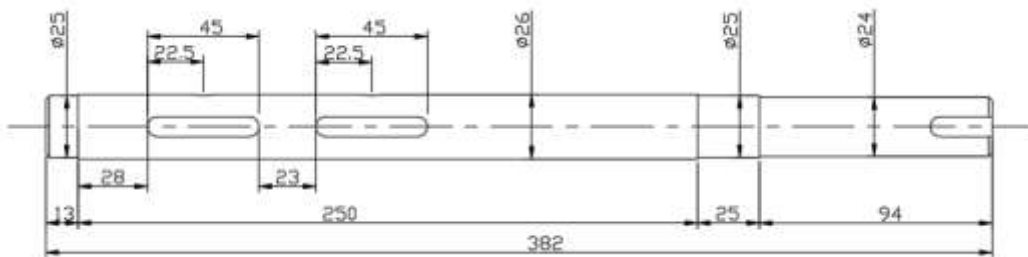


Figura 14-3. Dimensiones del eje 1 y eje 2

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Para la construcción del eje 2 se empleó un lingote de acero 4340 con un diámetro de 32 mm, se inicia cortando una longitud de 490 mm, se procedió a cilindrar y refrentar para obtener una longitud final de 488 mm, luego en el área de mecanizado con la ayuda del torno se dio las medidas finales de los diámetros requeridos:

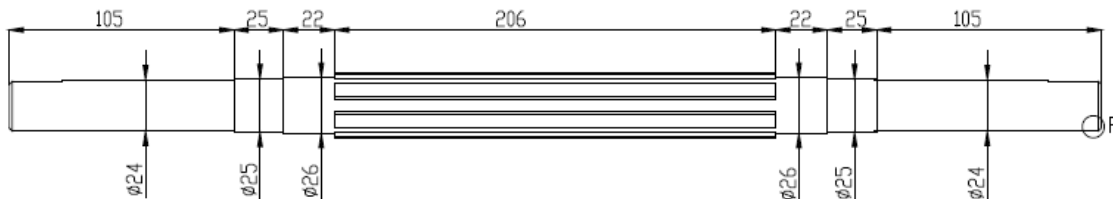


Figura 15-3. Dimensiones del eje 2

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

En la fresadora se realizó un estriado para poder facilitar el deslizamiento de los elementos que se montan en este eje.

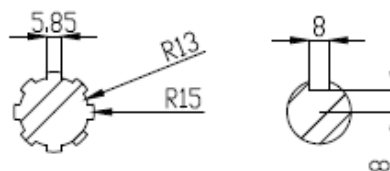


Figura 16-3. Dimensiones del estriado correspondiente al eje 2

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

En seguida pulimos y finalmente se verificó las medidas para obtener con exactitud todos los valores de los parámetros geométricos.

3.4.1.3 *Tensores*

Se elaboró 4 tensores, los cuáles nos facilita la construcción de las planchas frontales de modo que estas sean idénticas así también ayuda en la alineación , además, minimiza la deformación de las planchas al momento de aplicar la soldadura, para la fabricación de estos elementos se empleó el acero A36 (diámetro 30 mm), se cortó cada tensor con una longitud de 270 mm, luego con la ayuda del torno se refrentó las caras y se cilindró a medidas finales (20 mm de diámetro), también se torneó una conicidad de 1:3.125 para tener mayor contacto con las caras interiores de la caja, luego se procedió a realizar el roscado (M12) en sus extremos. Se comprobó sus medidas finales y por último se procedió a pulir para tener un buen acabado.

3.4.1.4 *Coraza*

Para la construcción de la coraza se empleó como material el acero A36, se empezó con el procesamiento de las planchas frontales las mismas que se adquirió de un espesor de 20 mm se empezó rectificando las dos caras hasta obtener un espesor de 15 mm para luego cortar en forma trapezoidal de acuerdo con las dimensiones deseadas.



Figura 17-3. Planchas frontales de la coraza

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

A continuación, se realizó cuatro perforaciones donde se ubicarían los tensores y allí se sujetó con pernos las dos planchas para así rectificar simultáneamente los laterales de este modo se asegura las mismas dimensiones en las dos planchas. Luego se realizó tres perforaciones con un diámetro de 55 mm a una altura de 124 mm a partir de la base con un espaciamiento de 93.80 mm y hacia el otro lado de 91.80 mm estas dimensiones son la distancia entre centros de los engranes rectos y helicoidales respectivamente.



Figura 18-3. Perforaciones para los ejes en las planchas de la coraza

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Finalmente, se realizó cuatro agujeros a una distancia radial de 34 mm a partir de los puntos de espaciado indicados anteriormente para luego roscar con machuelo a una medida de 8 mm con el objetivo de sujetar las distintas bridas.

En las caras laterales se realizó mismo proceso de corte y rectificado. En una de las planchas se realizó una perforación de 11.5 mm a una altura de 33 mm para luego roscar con machuelo a una medida de 12 mm para ubicar el tapón de drenaje y en la otra plancha se realizó dos perforaciones a una altura de 73 mm y de 134 mm para ubicar el medidor de nivel de aceite.

Para conformar la coraza se inició colocando y ajustando los tensores en las planchas frontales de este modo se asegura una distancia de 206 mm de ancho en el interior de la coraza.



Figura 19-3. Planchas frontales terminadas y tensores

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Se soldó una plancha lateral para luego soldar la plancha en la base ya que la misma tiene una inclinación para así asegurar el drenaje del aceite y por último se soldó la plancha del otro lateral.

Finalmente se ha de pulir todo el equipo, utilizando lijas desde la 100 hasta la 600, y así eliminando los puntos internos quemados por la soldadura para continuar con el proceso de pintado.



Figura 20-3. Armado final y pintado de la coraza

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.4.1.5 Bridas

Para la fabricación de las bridas se tomó como material el duraluminio a partir de un diámetro de suministro de 100 mm, se empezó cortando seis piezas del lingote con una longitud de 40 mm para luego cilindrar hasta un diámetro de 88 mm.

Para las bridas huecas se realizó un agujero pasante en su centro para luego mecanizar a las siguientes dimensiones.

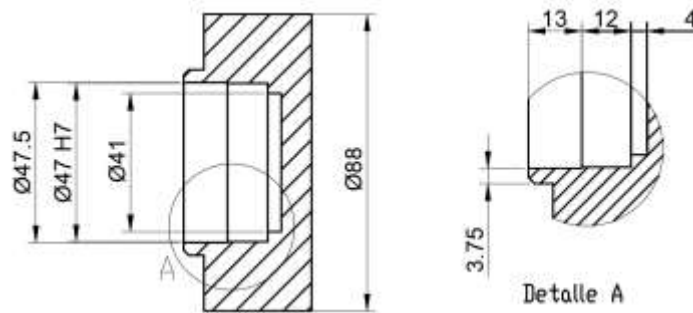


Figura 21-3. Dimensiones de las bridas huecas

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

En el caso de las bridas ciegas se mecanizó su interior a las siguientes medidas:

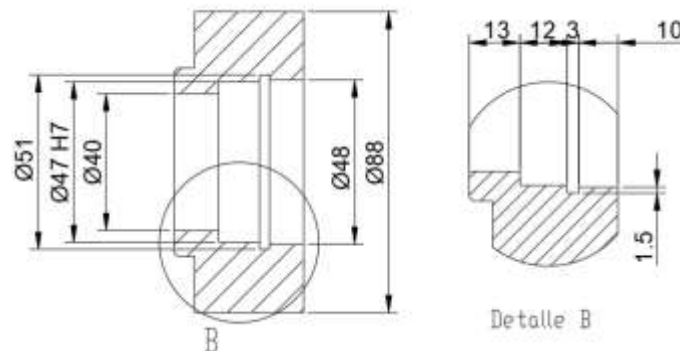


Figura 22-3. Dimensiones de las bridas ciegas

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Luego se montó en la fresadora y se realizó cuatro perforaciones con la misma distribución de los agujeros en las planchas anteriormente mencionados ya que allí se sujetarán, además, en los mismos puntos de perforación, en la cara frontal se incrementó el diámetro de las perforaciones hasta 11 mm con una profundidad de 8.5 mm con el fin de ocultar la cabeza de los pernos allen.

Por último, se realizó un destaje en las bridas que se ubican en el eje 2, con una profundidad de 1.5 mm a partir del diámetro exterior y dos destajes en las bridas restantes con un espaciamiento de 90°.

3.4.1.6 *Ensamble*

Para realizar el ensamble de los componentes que conforman el banco de pruebas se inició colocando los rodamientos en las bridas mediante la utilización de una prensa hidráulica.



Figura 23-3. Armado de los ejes con sus respectivos rodamientos y bridas.

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

A continuación, se colocó el eje en la coraza y a la vez se insertó los piñones de acuerdo a la distancia entre centros con la corona y para terminar se colocó la respectiva brida y se ajustó simultáneamente con pernos allens para asegurar el óptimo deslizamiento del aro interior del rodamiento en el eje.



Figura 24-3. Montaje de los ejes con los engranes

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Se realizó el mismo proceso para el ensamble de los ejes restantes considerando la ubicación de los engranes y se colocó dos prisioneros espaciados 90° en los piñones y en las coronas se realizó un sistema con una esfera de 8 mm, resorte y prisionero para que al deslizarse se ubiquen en los puntos exactos haciendo contacto de toda la cara entre el piñón y la corona.



Figura 25-3. Ensamble de engranes, ejes y bridas

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Finalmente, se colocó el visor de nivel, agarraderas, tapón de drenaje y la tapa de acrílico para así terminar el proceso de ensamble del banco de pruebas.



Figura 26-3. Ensamble final

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.5 Evaluación de costos

3.5.1 Costos directos

Son aquellos costos que se pueden identificar o cuantificar plenamente con los productos terminados, como, por ejemplo, los materiales directos y la mano de obra directa destinados a la fabricación del producto.

Costo de materiales

A continuación, en la tabla 31-3 se detalla los materiales que se empleó para la construcción de nuestra máquina con sus respectivos costos.

Tabla 31-3: Costos de materiales

Cantidad	Unidad	Descripción	Valor Unitario (\$)	Valor Total (\$)
6.4	kg	Acero E-410 para piñones (diámetro: 70 mm)	4.5	28.8
11.25	kg	Acero E-410 para coronas (diámetro: 135 mm)	4.5	50.63
7.5	kg	Acero 705 para ejes (diámetro: 35 mm)	5.6	42
4	kg	Acero 1018 para tensores (25,4 mm)	2.4	9.6
6	kg	Duraluminio (diámetro: 90 mm)	16	96
11	kg	Plancha de acero A36 para caja (espesor 20 mm)	1.8	19.8
4	kg	Plancha de acero A36 para caja (espesor 6 mm)	1.6	6.4
0.2	kg	Plancha de acero inoxidable	4.6	0.92
6	u	Rodamientos FAG 6005	6.5	39
1	u	Tapa de acrílico	17.6	17.6
6	u	Retenedores	0.90	5.40
8	u	Chaveta 8x8x45	0.40	3.20
1	u	Visor	12	12
4	u	Seguros	2	8
5.5	l	Aceite	11	60.5
24	u	Pernos M8	0.8	19.2
6	u	Pernos allen	0.45	2.7
10	kg	Tratamiento térmico	6.50	65.00
			Subtotal	\$ 486.75

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Costo de mano de obra, equipos y herramientas

En costo de mano de obra se toma en cuenta sueldo para trabajadores que se desempeñan en el sector metal mecánica y mecánica industrial.

Tabla 32-3: Costo de mano de obra.

Cantidad	Descripción	Días/hombre	Costo/día (\$)	Total (\$)
1	Técnico en metal mecánica	24	30	720

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Se considera el costo de los diferentes equipos y herramientas que se ha empleado en la construcción de cada elemento y en la armada total del banco de pruebas.

Tabla 33-3: Costos de equipos y herramientas

Horas	Descripción	Costo/hora (\$)	Total (\$)
60	Torno	8	480
47	Fresadora	15	705
5	Soldadora	4	20
3	Amoladora	3	9
3	Prensa	1	3
5	Herramientas menores	0.5	2.5
Subtotal			\$ 1219.5

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Costos por transporte

Se toma en cuenta el desplazamiento de materia prima hacia el lugar de trabajo.

Tabla 34-3: Costos de transporte

Descripción	Valor (\$)
Transporte para materia prima	\$ 50

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Costo directo total

Para obtener el costo total directo se debe sumar los valores obtenidos anteriormente.

Tabla 35-3: Costo directo total.

Descripción	Valor (\$)
Materiales	486.75
Equipos y herramientas	1219.5
Mano de obra	720.00
Transporte	50.00
Total costos directos	\$ 2476.25

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.4.2 Costos indirectos

Son los costos que no se pueden identificar o cuantificar plenamente con los productos terminados.

Tabla 36-3: Costos de indirectos

Descripción	Cantidad (% CD)	Valor Total (\$)
Ingenieriles	4%	99.05
Imprevistos	1%	24.75
	Total costos indirectos	\$ 123.08

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

3.4.3 Costo total

Tabla 37-3: Costos totales

Descripción	Valor total (\$)
Costos directos	2476.25
Costos indirectos	123.08
TOTAL (\$)	\$ 2600

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS

4.1. Pruebas de funcionamiento

Una vez finalizada la construcción y montaje del banco de pruebas se procede a realizar las pruebas de funcionamiento con engranes en buen estado y en engranes con falla inducida.

4.1.1 *Objetivo*

Obtener y comparar los espectros de respuesta vibracional en engranes rectos en buen estado y con falla inducida, lo mismo para engranes helicoidales.

4.1.2 *Alcance*

- Especificaciones del equipo de medición
- Cálculo de frecuencia de engranes GMF
- Toma de vibraciones
- Conclusiones
- Recomendaciones

4.1.3 *Especificaciones del equipo de medición*

- Equipo: SKF QuickCollect sensor
- Modelo: CMDT 390-K-SL
- Rango de temperatura de funcionamiento: -20 a +60 °C
- Velocidad global: 10 Hz a 1 kHz hasta 55 mm / s RMS
- Temperatura: Sensor de infrarrojos (IR) integrado. Capaz de medir fuera del rango de temperatura de funcionamiento, hasta 100 ° C durante períodos cortos (SKF, 2020).

4.2 Cálculo de frecuencia de engranes GMF

Para el análisis vibracional en engranes se debe enfocar en la frecuencia de engrane, ya que a esta frecuencia o múltiplos de ella se presenta las fallas de los engranes. En general tenemos que:

$$GMF = \frac{Z \cdot N}{60} \text{ (Hz)}$$

Siendo:

Z: Número de dientes del engrane

N: Velocidad de giro (rpm)

Tabla 1-4: Velocidad de operación

	Tipo de engrane	
	Recto (Z=25)	Helicoidal (Z=23)
N(rpm)	750	820

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

4.2.1 Cálculo de frecuencia del piñón recto

- Con N=750 rpm

$$GMF = \frac{25(750)}{60} = 312.5 \text{ Hz}$$

Entonces, se tiene:

$$1xGMF = 312.5$$

$$2xGMF = 625$$

$$3xGMF = 937,5$$

4.2.2 Cálculo de frecuencia del piñón helicoidal

- Con N=820 rpm

$$GMF = \frac{23(820)}{60} = 314.333 \text{ Hz}$$

Entonces, se tiene:

$$1xGMF = 314.333$$

$$2xGMF = 628.667$$

$$3xGMF = 943$$

4.3 Toma de vibraciones

La toma y recolección de datos se lo realiza en las cajas de rodamientos. La figura 1-4 indica los puntos de medición para la toma de datos, teniendo en cuenta las siguientes direcciones: Vertical (V), Horizontal (H) y Axial (A).

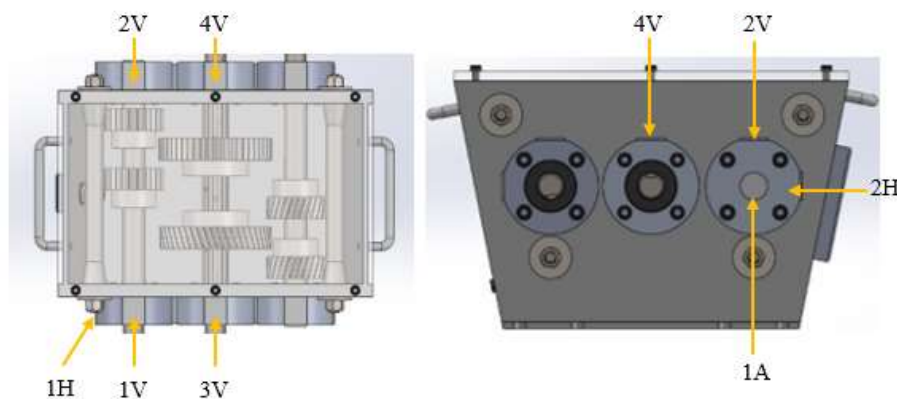


Figura 1-4. Puntos de ubicación del recolector de datos

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

4.3.1 Condiciones de operación

Para la realización de los ensayos se ha considerado dos velocidades para cada tipo de engrane de modo que sea posible caracterizar el espectro a 3xGMF y entre en el rango de lectura del colector de datos es decir hasta 1000 Hz.

Velocidad teórica: Calculada en base a la ecuación:

$$f = \frac{3N}{172}$$

Siendo:

N: Velocidad que experimenta el rotor a la frecuencia f [rpm]

- Velocidad experimental: tomada con el tacómetro

Tabla 2-4: Condiciones de operación

No.	Tipo de engrane	Frecuencia (Hz)	Frecuencia aproximada (Hz)	Velocidad teórica (rpm)	Velocidad experimental (rpm)			Velocidad experimental promedio (rpm)
		Para analizar 3xGMF						
1	Recto	20.058	20.3	1163.867	1158	1145	1147	1150
2	Helicoidal	21.8	21.9	1255.6	1254	1251	1248	1251

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

4.3.2 Severidad de las vibraciones

La norma ISO 2372 especifica los diferentes límites en la condición mecánica de la máquina de acuerdo con la potencia de esta y el tipo de soporte. Estos indicadores contemplan la medición del nivel total de velocidad RMS dentro de un rango de frecuencias de entre 10 Hz y 1000 Hz (Palomino Marín, 2007).

Como guía general, se pueda emplear la estrategia mostrada en la tabla 3-4, relacionando los espectros medidos con el espectro de referencia.

Tabla 3-4: Criterio de severidad de las vibraciones acorde con las normas ISO 2372, VDI 2056 y BS 4675.

45.00	No permisible	No permisible	No permisible	No permisible
28.00				
18.00				
11.20				
7.10				
4.50	Límite	Límite	Límite	Límite
2.80				
1.80	Admisible	Admisible	Admisible	Admisible
1.12				
0.71				
0.45	Normal	Normal	Normal	Normal
0.28				
0.18				
Vel. [mm/s]	Máquinas pequeñas (<15kw)	Máquinas medianas (15-75 kW) (300 kW, soporte especial)	Máquinas grandes (base rígida) (>75kW)	Máquinas grandes (alta velocidad) (>75 kW)

Fuente: (Palomino Marín, 2007)

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

4.3.3 Cartas de Charlotte

El diagnóstico de fallas en sistemas de transmisión por engranes se basa en el análisis e interpretación de patrones que muestran las frecuencias características en las cuales los engranes presentan fallas. Por ello mediante las cartas de Charlotte (tabla 4-4) es posible caracterizar estos patrones que muestra la condición y tipo de falla en los engranes.

Tabla 4-4: Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones

ENGRANES		
A. ESPECTRO NORMAL		<p>El Espectro Normal muestra las Velocidades del Engrane y del Piñón junto con la Frecuencia de engranaje de Engranes (GMF) y armónicas de GMF muy pequeñas. Las armónicas GMF cuentan por lo general con bandas laterales de velocidad de giro a su alrededor. Todos los picos son de amplitud fija, y no se alteran las frecuencias naturales de los engranes. Se recomienda F_{max} en 3.25X GMF (mínimo) cuando se conoce el número de dientes. Si no se conoce el número de dientes, fije el F_{max} en 200X RPM en cada eje.</p>
B. DESGASTE DEL DIENTE		<p>El indicador clave del Desgaste del Diente es la excitación de la Frecuencia Natural del Engrane (f_n) junto con las bandas laterales alrededor de esta, espaciadas en la velocidad de giro del engrane defectuoso. La Frecuencia de Engranaje (GMF) puede o no cambiar la amplitud, aunque las bandas laterales de amplitud alta y el número de bandas laterales que rodean el GMF por lo general ocurren cuando se nota el desgaste. Las bandas laterales pueden ser un mejor indicador del desgaste, que las frecuencias GMF en sí. Además, las altas amplitudes ocurren por lo general en 2XGMF o en 3XGMF (especialmente en 2XGMF), aun cuando la amplitud GMF sea aceptable.</p>
C. CARGA DEL DIENTE		<p>Normalmente las Frecuencias de Engranaje son muy sensibles a la carga. Las altas amplitudes GMF no necesariamente indican un problema, sobre todo si las amplitudes de las bandas lateral permanecen en un nivel bajo, y no se excitan las frecuencias naturales del engrane. Cada análisis debe realizarse a máxima carga para poder tener espectros comparativos en un programa de monitoreo.</p>
D. EXCENRICIDAD DEL ENGRANE Y BACKLASH		<p>Las bandas laterales de amplitud relativamente alta alrededor de las armónicas GMF normalmente sugieren una excentricidad de engranes, un backlash inapropiado, o ejes no paralelos que permiten que la rotación de un eje "module" la amplitud GMF o la velocidad de giro del otro engrane. Se puede diferenciar el engrane defectuoso por el espaciado de las frecuencias de las bandas laterales. Además, el nivel 1XRPM del engrane excentrico por lo general será alto si la excentricidad es el problema principal. Normalmente, el backlash inapropiado excita a la armónica GMF y a la Frecuencia Natural del Engrane, ambas tendrán bandas laterales de 1X RPM. En el caso de backlash inapropiado, las amplitudes disminuirán al incrementar la carga del sistema.</p>
E. DESALINEACIÓN DEL ENGRANE		<p>La Desalineación de Engranes casi siempre excita armónicas GMF de segundo orden o más altas, las cuales tienen bandas laterales de la velocidad de giro. Con frecuencia aún muestra una amplitud pequeña de 1X GMF, pero niveles mucho más altos en 2X o 3X GMF. Es importante fijar el F_{max} lo suficientemente alto para capturar por lo menos una armónica de 3 GMF. Además, las bandas laterales alrededor de 2XGMF con frecuencia serán espaciadas a 2X RPM. Observe que las amplitudes de las bandas laterales no son iguales en los lados izquierdo y derecho del GMF y de las armónicas GMF debido a la desalineación del diente. Causa un patrón de desgaste desigual.</p>
F. DIENTE ESTRELLADO/ROTO		<p>Un Diente Quebrado o Agrietado generará una alta amplitud en 1X RPM en este engrane únicamente en la forma de onda, además de que excitará la frecuencia natural del engrane mostrando bandas laterales de 1X. Se detecta mejor en la forma de onda que mostrará un pico pronunciado cada vez que el diente con el problema haga contacto con los dientes de un engrane complementario. El tiempo entre los Picos (p) corresponderá a 1/RPM de un engrane con problemas. Las amplitudes de los Picos de Impacto en la forma de onda serán normalmente 10 a 20 veces más altas que aquellas a 1X RPM en el espectro!</p>
G. PROBLEMAS DE FASE EN EL ENSAMBLAJE DEL ENGRANE		<p>La Frecuencia de Fase del Ensamble del Engrane (GAPF) puede resultar en Frecuencias de engranaje fraccionales (si $N_A > 1$). Lateralmente significa que el diente de engrane (T_d/N_A) contactará a los dientes del piñón (T_p/N_A) y generará patrones de desgaste N_A, donde N_A es una combinación de diente dado equivalente al producto de los factores primos comunes al número de dientes en el engrane y en el piñón ($N_A =$ Factor de Fase de Ensamblaje). GAPF (o armónicas) pueden aparecer desde el principio si existieron problemas de manufactura. Además, su aparición repentina en un espectro de monitoreo periódico puede indicar un daño en caso de que las partículas contaminantes pasen a través del dentado, resultando en un daño a los dientes de ambos engranes por los cuales pasó la partícula.</p>
H. FRECUENCIA DE ENCUENTRO DE DIENTES		<p>La Frecuencia de Encuentro de Dientes (f_m) ocurre cuando se presentan daños tanto en el engrane como en el piñón, que pudieron haber ocurrido durante el proceso de manufactura debido al mal manejo, o en el campo. Puede causar una alta vibración, pero ya que esto ocurre en frecuencias bajas predominantemente menores a 600 CPM, por lo general se pasa por alto. Un juego de engranes con este problema repetitivo del diente normalmente emite un "ronquido". El efecto máximo ocurre cuando los dientes dañados del piñón y del engrane se encuentran (en algunas transmisiones, esto puede ocurrir únicamente en 1 de cada 10 a 20 revoluciones, dependiendo de la fórmula f_m). Observe que T_{d/N_A} y T_{p/N_A} se refieren al número de dientes en el engrane y el piñón respectivamente. N_A es el Factor de Fase de Ensamble definido anteriormente. Con frecuencia modulará los picos del GMF y RPM del Engrane.</p>

Fuente:(Charlotte, 1996)

4.3.4 Características del lubricante ISO 320

El lubricante ISO 320 tiene características especiales para engranes industriales que estén sometidos a condiciones críticas de funcionamiento, teniendo especial cuidado en su diseño ante altas velocidades, sobrecargas variables y de impacto (Xenturion IT, 2013).

Tabla 5-4: Características del lubricante ISO 320

Características típicas	Grado de viscosidad ISO 320
Viscosidad @100°C, cSt	24
Viscosidad @40°C, cSt	327
Índice de viscosidad	95
Punto de fluidez, °C	-15

Fuente: (Valvoline, 2021)

4.3.5 Método de salpicadura

Este método tiene gran aplicación cuando las velocidades de operación de los engranajes no son altas, debido a que el aceite se agitaría con exceso o cuando haya pérdidas innecesarias de potencia y esto generaría mayor temperatura del aceite. El método de salpicadura consiste en sumergir totalmente los dientes del engrane de menor tamaño de este modo el aceite será distribuido hacia todo el sistema de engranajes. A su vez, este método presenta ciertas desventajas en la transmisión, los engranes tienden a calentarse y por ende requiere de aceites con una viscosidad superior (Brettis, 2017, p. 19).

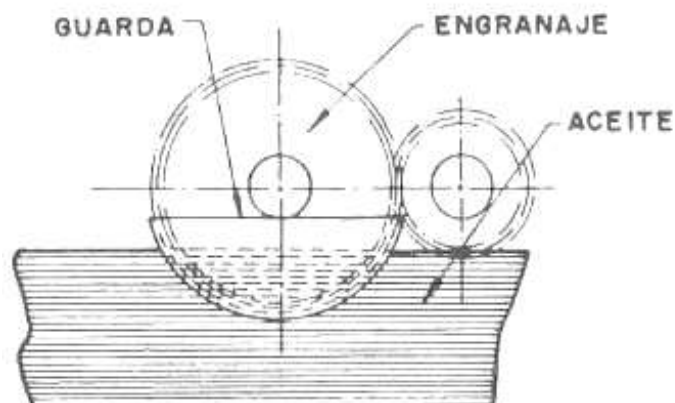


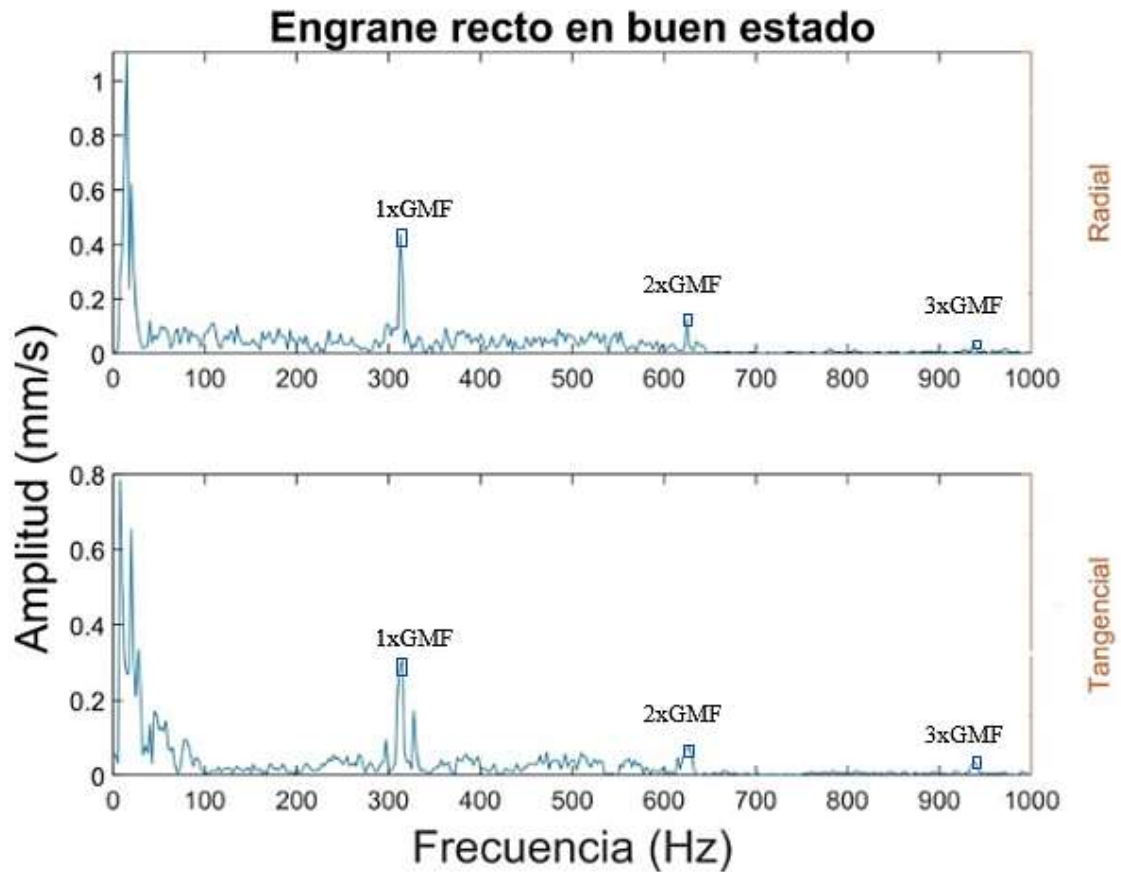
Figura 2-4. Lubricación por salpicadura

Fuente: (Chávez, 2018)

4.4 Análisis e interpretación de espectros de respuesta vibracional

4.4.1 Engranajes rectos

4.4.1.1 Piñón recto en buen estado

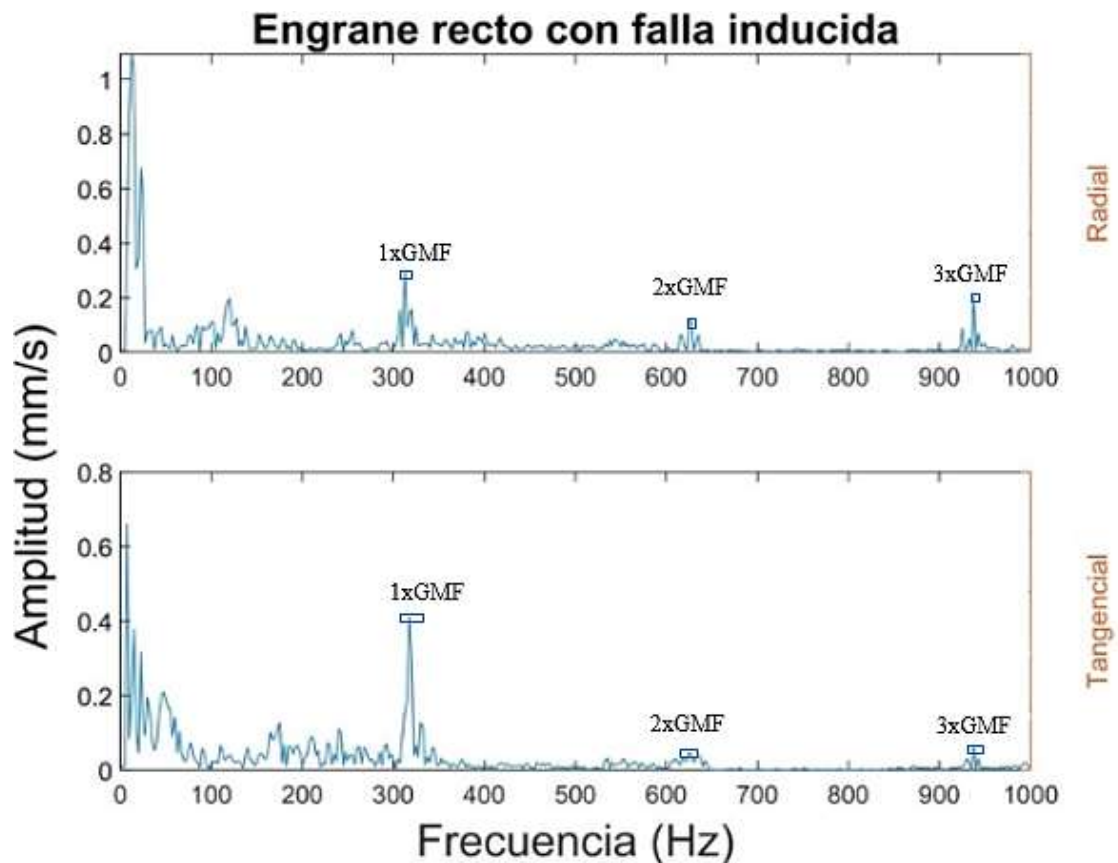


Gráfica 1-4. Espectros de respuesta del piñón recto en buen estado

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

La gráfica 1-4 muestra el comportamiento vibracional del engrane recto en buen estado cuyas armónicas presentan similitud con la gráfica proporcionada por carta de Charlotte en el tipo A de la tabla 4-4, teniendo una tendencia decreciente en sus armónicas 1xGMF, 2xGMF y 3xGMF. De igual forma tiene un valor RMS máximo de 1.05 mm/s en la posición radial, el mismo que al comparar con el criterio de severidad de la tabla 3-4 en máquinas pequeñas (<15kw) se encuentra en una condición normal. En este ensayo, se alcanzó una temperatura máxima de operación de 22.3 °C la misma que no es crítica para el funcionamiento del equipo.

4.4.1.2 Piñon recto con falla inducida



Grafica 2-4. Espectros de respuesta del piñon recto con falla inducida

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

La gráfica 2-4 muestra el comportamiento vibracional del engrane recto con falla inducida la misma que consiste en el desgaste de un 20% en altura de diente a un número de engranes que cubre 30 grados de su periferia lo que equivale a dos dientes. Al comparar con las cartas de Charlotte (tabla 4-4) se observa que la tendencia de las gráficas es similar al tipo B correspondiente a desgaste del diente, el cual tiene como característica la presencia de bandas laterales en las armónicas.

Al analizar la severidad de la falla en el engrane, se tiene un valor RMS de 1.1 mm/s, respecto a la tabla 3-4 en máquinas pequeñas (<15kw) se encuentra en una condición normal lo que indica que el tipo de falla inducida no es perjudicial a la transmisión.

4.4.1.3 Comparación entre el piñón recto en buen estado y el piñón con falla inducida

Tabla 6-4: Magnitudes de espectros de respuesta para la primera armónica 1xGMF en el piñón recto en buen estado y con falla inducida

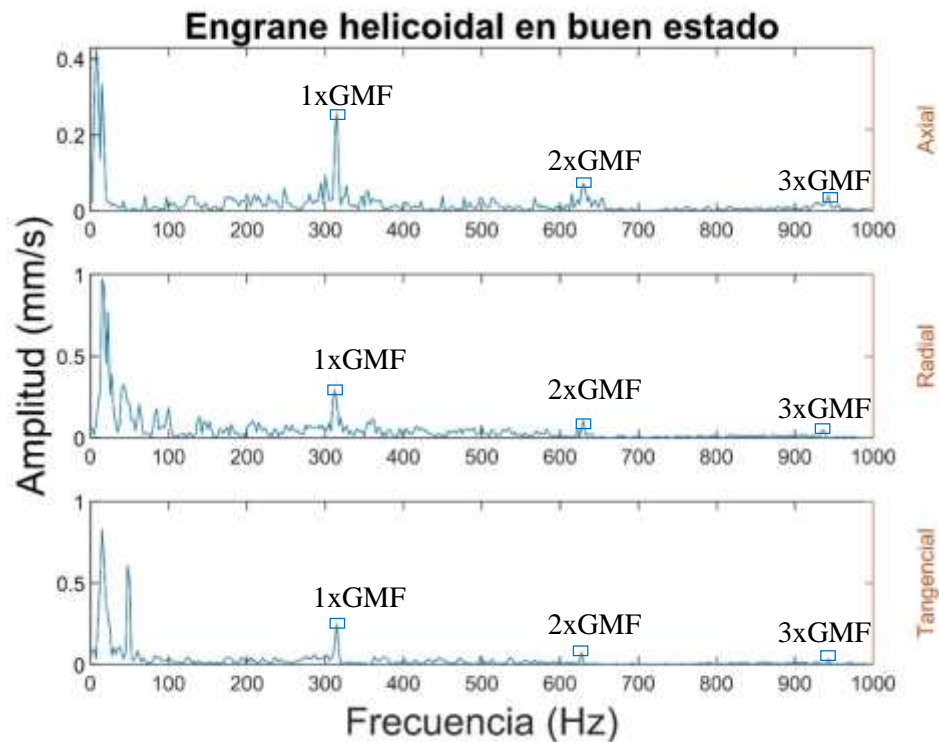
		Piñón en buen estado		Piñón con falla	
		1xGMF			
		Radial	Tangencial	Radial	Tangencial
Frecuencia de engrane GMF	Frecuencia (Hz)	315	315	312.5	317.5
	Amplitud (mm/s)	0.2932	0.3080	0.2927	0.4126
Banda lateral izquierda	Frecuencia (Hz)	300	297.5	307.5	290
	Amplitud (mm/s)	0.1081	0.0951	0.1555	0.0619
Banda lateral derecha	Frecuencia (Hz)	320	327.5	320	330
	Amplitud (mm/s)	0.0844	0.1721	0.1575	0.1271
		2xGMF			
		Radial	Tangencial	Radial	Tangencial
		Frecuencia de engrane GMF	Frecuencia (Hz)	625	627.5
Amplitud (mm/s)	0.1265		0.0796	0.1202	0.0492
Banda lateral izquierda	Frecuencia (Hz)	610	615	615	610
	Amplitud (mm/s)	0.0342	0.0479	0.0624	0.0299
Banda lateral derecha	Frecuencia (Hz)	635	N/A	635	635
	Amplitud (mm/s)	0.0444	N/A	0.0646	0.0395
		3xGMF			
		Radial	Tangencial	Radial	Tangencial
		Frecuencia de engrane GMF	Frecuencia (Hz)	937.5	937.5
Amplitud (mm/s)	0.0388		0.0389	0.2111	0.0682
Banda lateral izquierda	Frecuencia (Hz)	927.5	930	925	930
	Amplitud (mm/s)	0.0163	0.0089	0.088	0.0300
Banda lateral derecha	Frecuencia (Hz)	960	N/A	942.5	942.5
	Amplitud (mm/s)	0.0103	N/A	0.0726	0.0311

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

En la tabla 6-4 se comparan los espectros de respuesta para las armónicas 1xGMF, 2xGMF, 3XGMF en el piñón recto en buen estado y en el piñón recto con falla inducida respecto a las posiciones axial, radial, tangencial, si se analiza los valores en estas frecuencia de engrane se puede observar que la frecuencia es muy similar en los dos ensayos pero la amplitud cambia considerablemente en el piñón con falla, los valores aumentan. Al analizar los valores de las bandas laterales en el piñón con falla inducida se tiene que las posiciones observadas presentan bandas laterales características que de acuerdo a las cartas de Charlotte el espectro corresponde al tipo de falla por desgaste del diente y coincide ya que en nuestro caso el piñón en análisis tiene un desbaste del 20 % en dos de sus dientes.

4.4.2 Engranos helicoidales

4.4.2.1 Piñon helicoidal en buen estado

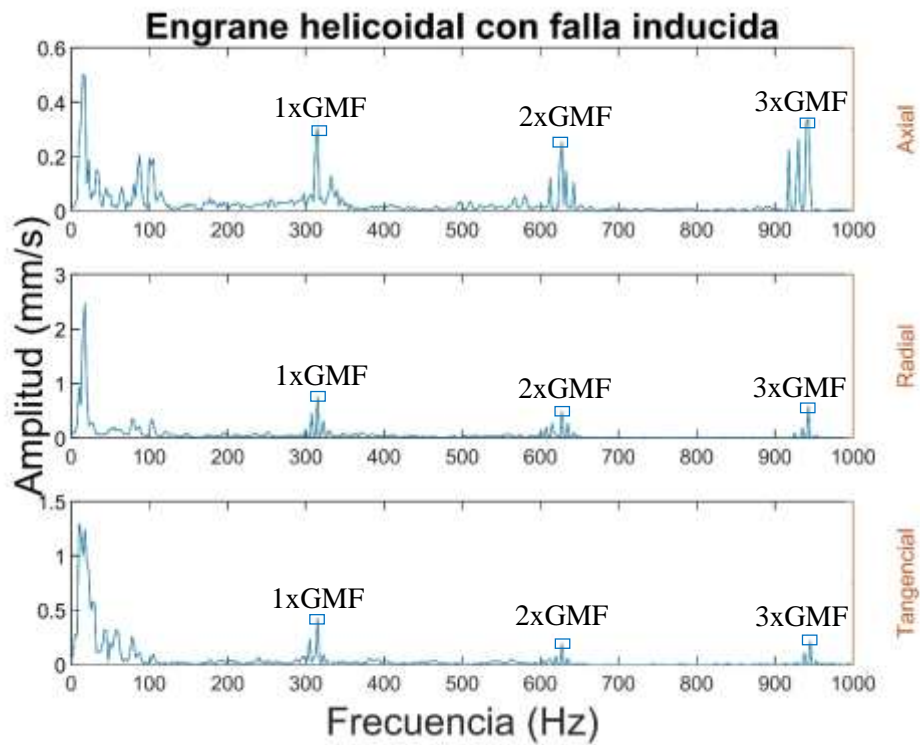


Grafica 3-4. Espectros de respuesta del piñon helicoidal en buen estado

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

La gráfica 3-4 muestra el comportamiento vibracional del engrane helicoidal en buen estado cuyas armónicas presentan similitud con la gráfica proporcionada por carta de Charlotte en el tipo A de la tabla 4-4, teniendo una tendencia decreciente en sus armónicas 1xGMF, 2xGMF y 3xGMF. De igual forma tiene un valor RMS máximo de 0.97 en la posición axial, el mismo que al comparar con el criterio de severidad de la tabla 3-4 en máquinas pequeñas (<15kw) se encuentra en una condición normal. En este ensayo, se alcanzó una temperatura máxima de operación de 24.2°C la misma que no es crítica para el funcionamiento del equipo.

4.4.2.2 Piñon helicoidal con falla inducida



Grafica 4-4. Espectros de respuesta del piñón helicoidal en buen estado

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

La gráfica 4-4 muestra el comportamiento vibracional del engrane recto con falla inducida la misma que consiste en el desgaste de un 80% en altura a un diente. Al comparar con las cartas de Charlotte se observa que la tendencia de las gráficas es similar al tipo F correspondiente a dientes estrellado o roto, el cual tiene como característica la presencia de bandas laterales en las armónicas.

Al analizar la severidad de la falla en el engrane, se tiene un valor RMS de 2.55 mm/s, respecto a la tabla 3-4 en máquinas pequeñas (<15kw) se encuentra en una condición límite lo que indica que el tipo de falla inducida es perjudicial a la transmisión.

4.4.2.3 Comparación entre el piñón helicoidal en buen estado y el piñón con falla inducida

Tabla 7-4. Magnitudes de espectros de respuesta para las armónicas 1xGMF, 2xGMF, 3xGMF en el piñón helicoidal en buen estado y con falla inducida.

		Piñón en buen estado			Piñón con falla		
		1xGMF					
		Axial	Radial	Tangencial	Axial	Radial	Tangencial
Frecuencia de engrane GMF	Frecuencia (Hz)	315	313.5	314	315	314.5	314
	Amplitud (mm/s)	0.2572	0.2930	0.2486	0.3053	0.7528	0.4215
Banda lateral izquierda	Frecuencia (Hz)	300	305	302.5	307.5	307.5	305
	Amplitud (mm/s)	0.0944	0.0894	0.0601	0.0621	0.4459	0.2349
Banda lateral derecha	Frecuencia (Hz)	327.5	320	N/A	332.5	322.5	322.5
	Amplitud (mm/s)	0.0670	0.1199	N/A	0.1300	0.3171	0.0965
		2xGMF					
		Axial	Radial	Tangencial	Axial	Radial	Tangencial
Frecuencia de engrane GMF	Frecuencia (Hz)	630.5	629	628.5	628.5	627	629
	Amplitud (mm/s)	0.0559	0.1073	0.0766	0.2533	0.4842	0.1892
Banda lateral izquierda	Frecuencia (Hz)	615	622.5	N/A	612.5	615	620
	Amplitud (mm/s)	0.0458	0.0584	N/A	0.1199	0.2674	0.07898
Banda lateral derecha	Frecuencia (Hz)	637.5	642.5	N/A	632.5	635	635
	Amplitud (mm/s)	0.0356	0.0104	N/A	0.1488	0.2572	0.0574
		3xGMF					
		Axial	Radial	Tangencial	Axial	Radial	Tangencial
Frecuencia de engrane GMF	Frecuencia (Hz)	942.5	939.5	942	941.5	942.5	944
	Amplitud (mm/s)	0.0418	0.043	0.0329	0.3361	0.5704	0.2146
Banda lateral izquierda	Frecuencia (Hz)	932.5	N/A	N/A	930	935	937.5
	Amplitud (mm/s)	0.0177	N/A	N/A	0.2541	0.1888	0.1097
Banda lateral derecha	Frecuencia (Hz)	957,5	N/A	N/A	N/A	N/A	957.5
	Amplitud (mm/s)	0.0091	N/A	N/A	N/A	N/A	0.0094

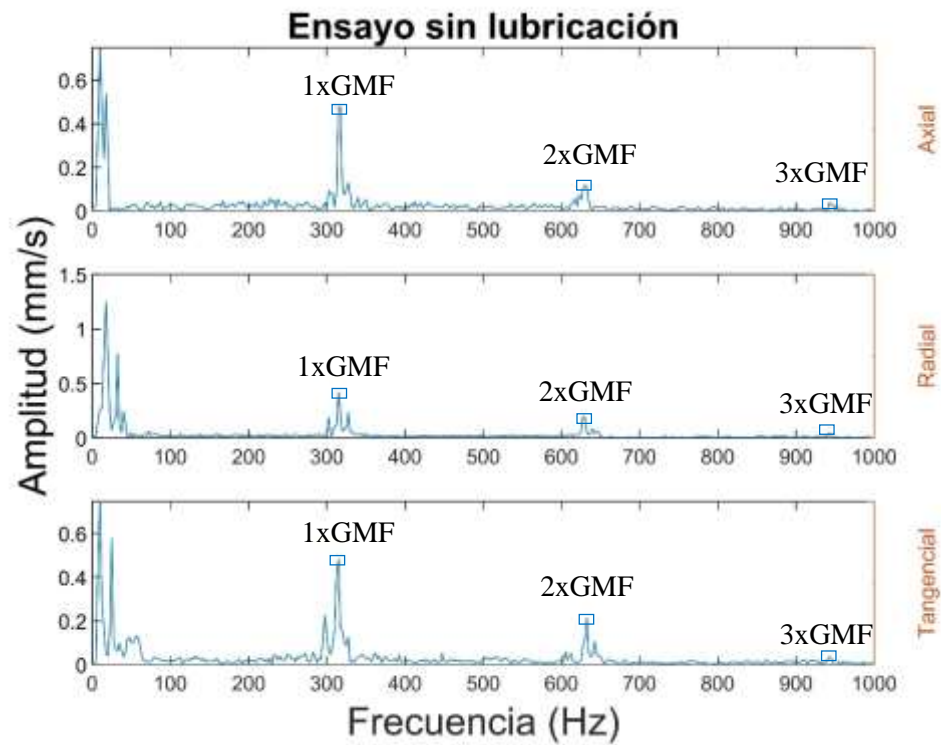
Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

En la tabla 7-4 se comparan los espectros de respuesta para las armónicas 1xGMF, 2xGMF, 3XGMF en el piñón helicoidal en buen estado y en el piñón helicoidal con falla inducida respecto a las posiciones axial, radial, tangencial, si se analiza los valores en estas frecuencia de engrane se puede observar que la frecuencia es muy similar en los dos ensayos pero la amplitud cambia considerablemente en el piñón con falla, los valores aumentan. Al analizar los valores de las bandas laterales en el piñón en buen estado se tiene que en ciertas posiciones no existen bandas laterales y en las demás posiciones los valores de amplitud son muy pequeños, pero en el piñón con falla inducida se presencia bandas laterales en todas las posiciones y los valores de amplitud

ya son mas importantes, esto se compara con las cartas de Charlote donde nos indica que este fenómeno es caracteristico en engranes con dientes rotos o dientes estrellados y es asertivo ya que en nuestro caso el piñón en análisis tiene un desgaste del 80 % en uno de sus dientes.

4.4.3 *Análisis de la influencia del lubricante*

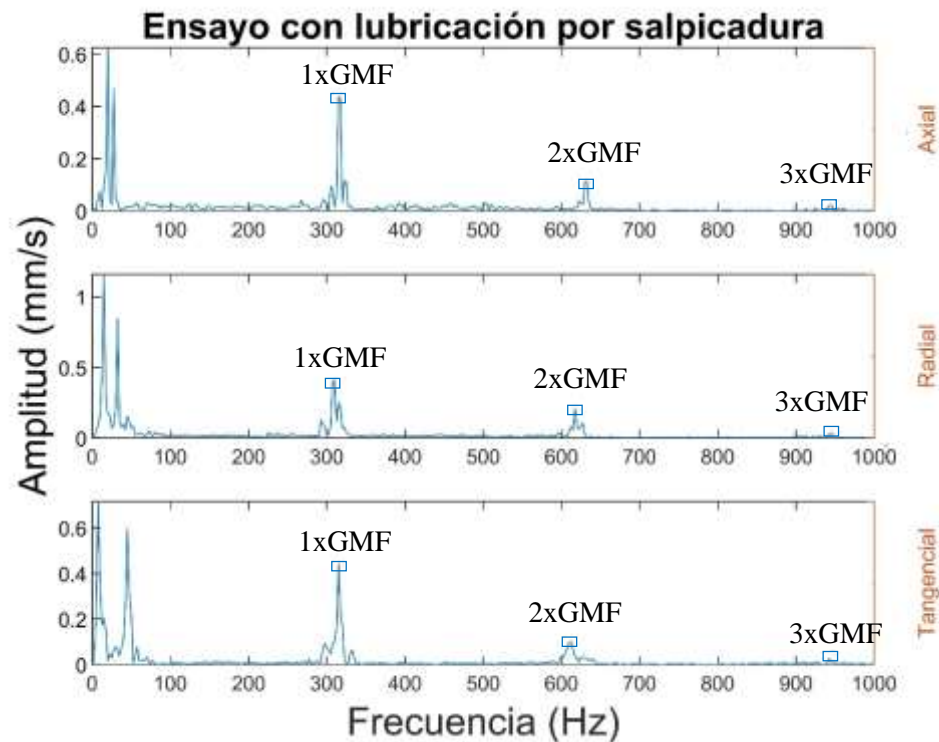
4.4.3.1 *Ensayo sin lubricación*



Gráfica 5-4. Espectros de respuesta para el ensayo sin lubricación

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

4.4.3.2 Ensayo con lubricación por salpicadura



Gráfica 6-4. Espectros de respuesta para el ensayo con lubricación por salpicadura

Realizado por: Cerón, H; García, G.2021

Los ensayos se realizaron en engranes helicoidales con el piñón en buen estado, con una velocidad de entrada de 820 rpm donde se aplicó una carga mediante un freno magnético en un 40 % de su valor nominal dando así 2.7 N m. De la gráfica 5-4 y 6-4 se tiene el mayor valor eficaz RMS en la posición radial de 1.25 y 1.16 mm/s respectivamente, al analizar la severidad respecto a la tabla 3-4 corresponde a un estado admisible de operación en máquinas pequeñas (<15kw)

Las gráficas muestran un comportamiento similar teniendo la misma tendencia decreciente en sus armónicas de frecuencia. Debido a que el tiempo de operación ha sido corto, no se puede evidenciar la influencia del lubricante en el comportamiento vibracional al realizar los ensayos sin lubricación y con lubricación por salpicadura también considerando que la potencia de trabajo y la carga aplicada fueron pequeñas no permiten caracterizar el fenómeno.

4.5 Conclusiones

- El tipo de falla inducida en el piñón recto no resulta perjudicial para la transmisión ya que no existe alguna diferencia considerable en los gráficos de los espectros vibracionales respecto del engrane recto en buen estado al igual que la temperatura de operación.
- La falla inducida en el piñón helicoidal de acuerdo a su tendencia al comparar con las cartas de Charlotte se aproxima a una falla de tipo diente estrellado o roto lo cual guarda coherencia

y de aceptación ya que la falla inducida correspondería a diente roto en vista que el desgaste del diente es de 80%.

- En las gráficas de vibraciones tanto en engranes rectos como en engranes helicoidales se puede observar que los valores globales obtenidos se encuentran dentro de los límites aceptables de acuerdo al criterio de severidad de las vibraciones acorde con las normas ISO 2372, VDI 2056 y BS 4675 ya que entra en el grupo de máquinas pequeñas (<15kw).
- Las gráficas que se obtuvieron con los piñones de falla inducida muestran claramente las bandas laterales a 1xGMF, 2xGMF, 3xGMF, las cuáles son características importantes para identificar la presencia de daño en los engranes.

4.6 Recomendaciones

- Para obtener valores con la mayor exactitud posible es necesario usar de manera correcta el instrumento, es decir, se debe tener cuidado al momento de posicionarlo en las bridas para que este no toque las paredes de la coraza (caja).
- Alinear los componentes que se vinculan a la caja como lo es la polea y el freno magnético de modo que no genere algún fenómeno que altere en la recolección de datos
- La caja es versátil, es decir se puede obtener los espectros de vibraciones con los dos tipos de engranes, rectos y helicoidales, para esto se debe dar un giro a la caja de 180° por lo que se recomienda ajustar correctamente los pernos de la base con la mesa para que cuando al poner en funcionamiento esta no se mueva ni se resbale, por tanto se evita desalineaciones.
- Previamente a los ensayos se deberá calcular la frecuencia de engrane para cada tipo, considerando las armónicas 1xGMF, 2xGMF y 3xGMF ya que allí se presentará las fallas en los engranes. Así mismo considerar el rango de frecuencia de lectura para variar la velocidad de entrada con el objetivo de analizar las 3 armónicas mencionadas anteriormente.
- Registrar al menos tres lecturas en cada posición de las bridas correspondientes, de modo que se pueda visualizar la diferencia al obtener los datos en las bridas donde esta montado el eje de entrada con el de salida.

CONCLUSIONES

- Mediante la revisión bibliográfica, ha sido posible caracterizar los parámetros necesarios para conocer y diagnosticar las fallas que se presentan en los engranes. Estos fueron; revisión bibliográfica sobre los tipos de fallas y métodos de diagnóstico mediante análisis vibracional y desarrollo de bancos de vibraciones, tipos de ensayos que se desarrollan para así comparar con manuales característicos que permiten interpretar y determinar al tipo de falla que pertenece el espectro.
- Se logró diseñar y construir un banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas de transmisión por engranes que permita analizar engranes de tipo recto y helicoidal mediante la implementación de tres ejes con la facilidad de girar 180° para el funcionamiento de cada tipo de engrane mencionado, de manipulación sencilla y didáctico, con la posibilidad de que para cada tipo de engrane se tenga un piñón con falla inducida para así experimentar el fenómeno vibracional que provoca.
- Por medio del análisis comparativo de espectros vibracionales entre el piñón en buen estado y con falla inducida, se estableció tablas que muestran las variaciones en la amplitud y frecuencia en los espectros para así evidenciar los cambios que se presentan en la frecuencia de engrane GMF y sus respectivas bandas laterales para luego comparar con las fallas características que presenta las cartas de Charlotte y determinar a la falla que corresponde.
- Se estableció una guía de prácticas para el diagnóstico de fallas en sistemas de transmisión por engranes rectos y helicoidales, con el propósito de desarrollar habilidades en los estudiantes que permita complementar los conocimientos teóricos con la práctica para así fortalecer su formación.

RECOMENDACIONES

- Al engranar la corona con el piñón con falla inducida, independientemente del tipo de engrane se recomienda realizarlo girando el eje aleatoriamente de modo que no haya el contacto del diente afectado del piñón con el mismo diente de la corona.
- Para realizar el diseño de cada uno de los componentes es necesario hacer un estudio teórico y emplear las normas adecuadas para validar los resultados.
- Para una futura investigación se podría rediseñar este equipo implementando un sistema automático que permita tener el control de los piñones a ensayar.
- Registrar al menos tres lecturas en cada posición de las bridas correspondientes, de modo que se pueda visualizar la diferencia al obtener los datos en las bridas donde está montado el eje de entrada con el de salida y utilizar el EPP para desarrollar las prácticas.

BIBLIOGRAFÍA

AKAO, YOJI. *Despliegue de funciones de calidad: QFD: Integración de necesidades del cliente en el diseño del producto.* Japón: TPG-HOSHIN, 1993.

ALBARRÁN LIGERO, J. Fundamentos del KBE (Knowledge Based Engineering) Aplicación al diseño de engranajes de ejes paralelos con Catia v5 (Trabajo de titulación). Universidad de Sevilla, Sevilla, España. 2008, pp. 80. [Consulta: 2020-12-15] . Disponible en: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4483>

ANSI/AGMA 2001-D04. *Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth.*

AVELLO ITURRIAGAGOITIA, A. *Teoría de Máquinas.* 2ª ed. Guipúzcoa-España: Universidad de Navarra, 2014. ISBN 978-84-8081-250-4.

BADIOLA, V. *Diseño de máquinas I.* 2004. Disponible en: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/maquinas-iti/Apunteak/Cap5.pdf.

BESA GONZÁLVEZ, A.J. & CARBALLEIRA MORADO, J. *Diagnóstico y corrección de fallos de componentes mecánicos.* 2ª ed. Valencia-España. 2018. ISBN 978-84-9048-691-7.

BOHLER. *Manual de aceros especiales* [en línea]. 2011. Disponible en: <https://www.bohlerperu.com/app/uploads/sites/138/2019/09/VCN.pdf>

BRETTIS. *Lubricacion De Engranajes* [en línea]. 2017. Disponible en: <https://www.brettis.com/Tutorial/03Lubricantesparaengranajes.pdf>.

BUDYNAS, R.G; & NISBETT, J.K. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* 9ª ed. México - DF: McGraw-Hill, 2012. ISBN 978-607-15-0771-6.

CHAN, L.K; & WU, M.L. Prioritizing the technical measures in quality function deployment. *Quality Engineering*, vol. 10, nº 3(1998), (Hong Kong) pp. 467-479. ISSN 08982112.

CHARLOTTE, T.A. *Lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones* [en línea]. 1996. [Consulta: 10 febrero 2021]. Disponible en: <https://www.studocu.com/cl/document/universidad-tecnica-federico-santa-maria/ingenieria-del-mantenimiento/apuntes/carta-de-charlotte/7365322/view>

CHÁVEZ, O. *Lubricación de engranes industriales.* 2018. Disponible en: <https://docplayer.es/55529719-Lubricacion-de-engranes-industriales.html>.

DAZA HERNÁNDEZ, G. Apuntes del Curso Vibraciones mecánicas. *Universidad Técnica Federico Santa María*, 2007.

EDIBON. *Set de defectos en engranajes*. 2020. Disponible en: <https://www.edibon.com/es/set-de-defectos-en-engranajes#descripciongeneral>.

FAG. Rodamientos FAG. 2020. España. Disponible en: <https://suministrossercoin.com/pdf/rodaminetos-fag.pdf>

FERNANDEZ, A. *Frecuencias propias de un engranaje* [blog]. 2016. [Consulta: 18 enero 2021]. Disponible en: <https://power-mi.com/es/content/frecuencias-propias-de-un-engranaje>.

FRANCO, C.A. La integración de las necesidades del cliente en los productos y servicios de la empresa. *Estudios Gerenciales*, n° 73 (1999), (Colombia) pp. 32-42.

HAMROCK, B.J., JACOBSON, B.O. & SCHIMID, S.R. *Elementos de máquinas*. Ciudad de México- México: McGraw-Hill, 2000. ISBN 0-256-19069-09

IZAR, J.M. *Calidad y mejora continua*. México: LID Editorial, 2012, ISBN 9786077610311.

LOJANO ARMIJOS, F.J. Señales acústicas y de vibración: estudio comparativo para la detección de severidad de fallos en engranes rectos [en línea] (Trabajo de titulación) (Pregrado). Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca, Cuenca, Ecuador. 2019. [Consulta: 2020-12-15]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/18212>

MAY, J. y CALDERA, E. "SKF QuickCollect hace fácil el Monitoreo de la máquina". *JMNews*, no. 1, (2018), (Nicaragua) pp. 18.

MEIRE. *Diagrama de Flujo (Flujograma) de Proceso* [blog]. 2018. [Consulta: 11 de enero de 2021]. Disponible en: <https://blogdelacalidad.com/diagrama-de-flujo-flujograma-de-proceso/>

MOTT, R.L. *Diseño de elementos de máquinas*. 4ª ed. Ciudad de México- México: Pearson Educación, 2006. ISBN 970-26-0812-0.

OLAYA, E., CORTÉS, C.J. & DUARTE, O. Despliegue de la función calidad (QFD): Beneficios y limitaciones detectados en su aplicación al diseño de prótesis mioeléctrica de mano. *Revista Ingeniería e Investigación*, vol. 25, n° 0120-5609(2005), (Colombia) pp. 30-38.

PALOMINO MARÍN, E. *Elementos de medición y análisis de vibraciones de máquinas rotatorias*. Habana, Cuba. 2007. ISBN 959-261-043-6.

RODA CASANOVA, V. Simulación del engrane y análisis del contacto en sistemas de transmisión por engranajes mediante la modelización avanzada del conjunto ejes-engranajes. , 2015. pp. 328.

SKF. *Rodamientos* [en línea]. 2019. Disponible en: https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf.

SKF. *Rodamientos rígidos de bolas* [en línea]. 2020 Disponible en: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings>.

SKF. *Sensor QuickCollect* [en línea]. 2021. Disponible en: <https://www.skf.com/co/products/condition-monitoring-systems/basic-condition-monitoring-products/vibration-measurement/quickcollect-sensor>.

VALENIAN. *Banco de pruebas de simulación de fallos de caja de cambios PT500* [en línea]. 2020. Disponible en: <http://www.valenian.cn/h-pd-2.html>.

VALVOLINE. *Valvoline AGMA EP GEAR OIL*. 2021. Disponible en: <https://5.imimg.com/data5/CX/SY/MY-2340622/valvoline-agma-ep-gear-oil-68-74130024519.pdf>

VANEGAS USECHE, L.V. *Diseño de Elementos de Máquinas*. Pereira, Colombia. 2018. ISBN 978-958-722-301-9.

WHITE, G. *Introducción al Análisis de Vibraciones*. 2010. Azima DLI

XENTURION IT. *Industrial gear oil. Valvoline* [en línea]. 2013 Disponible en: <http://oceanoilsa.com.ec/index.php/products/lubricantes/hojas-tecnicas/industrial-gear-oil#:~:text=VALVOLINE&text=Es un aceite formulado con,sobrecargas intermitentes y de impacto>.