

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

**OPTIMIZACIÓN, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA A PUNTO DE UNA  
MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR CONTACTO  
ESFERA - PLANO.**

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por el Bachiller:  
Hernández L. Aarón E.

Caracas, 2007

## **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

# **OPTIMIZACIÓN, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA A PUNTO DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR CONTACTO ESFERA - PLANO.**

Tutor Académico: Prof. Alberto Pertuz

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por el Bachiller:  
Hernández L. Aarón E.

Caracas, 2007

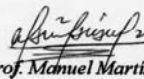
## ACTA

Los abajo firmantes, Miembros del Jurado designados por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el bachiller AARON HERNANDEZ, y que lleva por título:

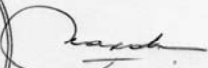
### **“OPTIMIZACION, CONSTRUCCION Y PUESTA A PUNTO DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR CONTACTO ESFERA-PLANO”**

Consideran que el referido Trabajo, cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.

Acta que se firma en conformidad, en la Ciudad de Caracas, a los veintinueve días del mes de junio del año dos mil siete.

  
Prof. Manuel Martínez  
Jurado



  
Prof. María de Los A. Rodríguez  
Jurado

  
Prof. Alberto Pertuz  
Tutor-Coordador

Caracas, 29 de Junio de 2007.

Ciudadana:  
Prof. Robustina Gorgal  
Jefe de División de Control de Estudios  
Presente.-

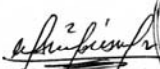
Quienes suscriben profesores miembros del Jurado Examinador, designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, nos dirigimos a usted, con la finalidad de informarle la decisión de otorgar al alumno Aarón Hernández.

### **MENCION HONORIFICA**

Por la excelencia demostrada en la realización de Trabajo Especial de Grado intitulado:

### **“OPTIMIZACION, CONSTRUCCION Y PUESTA A PUNTO DE UNA MAQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR CONTACTO ESFERA-PLANO”**

Sin otro particular a que hacer referencia, quedamos de Ud.,

  
  
Prof. Manuel Martínez  
Jurado

  
Prof. María de los A. Rodríguez  
Jurado

  
Prof. Alberto Pertuz  
Tutor-Coordinator

## DEDICATORIA

*A mi Madre.*

## AGRADECIMIENTOS

A la **Universidad Central de Venezuela**, a la **Escuela de Ingeniería Mecánica y todos sus profesores**, por la formación recibida.

En especial al **Profesor Alberto Pertuz**, por su gran ayuda, motivación y conocimientos impartidos.

A mis hermanos **Luís y Rubria**, quienes siempre me han brindado su apoyo y solidaridad.

A **Nilsa González** quien me motivó para retomar mis estudios.

Al **CDCH** por el apoyo prestado a través del proyecto de investigación PI-08-00-5668-2004, titulado “*Estudio de las Propiedades Mecánicas de Sustratos con o sin Recubrimientos Utilizando Ensayos de Fatiga por Contacto Esfera Plano*”.

Al **personal que labora en los talleres de la escuela**, lugar en el cual se llevó a cabo la construcción del equipo.

Hernández L. Aarón E.

## **Optimización, construcción y puesta a punto de una máquina de ensayos de fatiga por contacto esfera - plano.**

**Tutor Académico:** Prof. Alberto Pertuz. Trabajo especial de grado. Caracas, UCV.  
Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, 2007, 134 pág.

**Palabras Clave:** Fatiga por contacto, Esfuerzos de contacto, Optimización, Construcción, Puesta a punto.

### **RESUMEN**

La fatiga por contacto rodante es un fenómeno complejo que ocasiona cuantiosas pérdidas a nivel mundial, debido al reemplazo de los elementos que por ella se ven afectados. Su estudio experimental contribuye no solo a la creación de modelos que permitan predecir la vida de los componentes, sino que también contribuye al desarrollo de nuevas técnicas y procesos para retardar sus consecuencias, como la aplicación de recubrimientos de materiales de dureza considerable sobre sustratos de dureza relativamente baja. El presente trabajo especial de grado tiene como objetivo la optimización del diseño y construcción de una máquina para el estudio del fenómeno de fatiga por contacto rodante esfera-plano propuesto por Liendo y Márquez (2005). Para ello fue necesario realizar un análisis del diseño original, tomando en cuenta consideraciones económicas, ergonómicas, constructivas, relativas al mantenimiento y criterios de falla, para identificar deficiencias que fuesen susceptibles de modificaciones. A partir de los resultados obtenidos del análisis del diseño original se plantearon modificaciones respaldadas por criterios de ingeniería, se estimaron los nuevos costos de fabricación y se procedió a la ejecución de la construcción del equipo. Posteriormente se llevaron a cabo las pruebas pertinentes para la puesta a punto del mismo.

## INDICE DE CONTENIDOS

|                                  |      |
|----------------------------------|------|
| DEDICATORIA .....                | V    |
| AGRADECIMIENTOS .....            | VI   |
| RESUMEN.....                     | VII  |
| INDICE DE CONTENIDOS .....       | VIII |
| INDICE DE FIGURAS.....           | XIII |
| INDICE DE TABLAS .....           | XV   |
| ABERVIATURAS Y SIMBOLOS.....     | XVI  |
| INTRODUCCIÓN .....               | 18   |
| CAPITULO I.....                  | 20   |
| PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA ..... | 20   |
| JUSTIFICACIÓN .....              | 20   |
| OBJETIVOS .....                  | 21   |
| GENERAL: .....                   | 21   |
| ESPECÍFICOS:.....                | 21   |
| ALCANCES .....                   | 22   |
| CAPITULO II .....                | 24   |
| MARCO TEÓRICO.....               | 24   |
| ESFUERZOS DE CONTACTO: .....     | 24   |
| DESGASTE. ....                   | 26   |
| DESGASTE POR ADHESIÓN: .....     | 26   |
| DESGASTE POR ABRASIÓN: .....     | 27   |
| DESGASTE POR CORROSIÓN:.....     | 27   |
| FATIGA SUPERFICIAL:.....         | 27   |

|                                                               |    |
|---------------------------------------------------------------|----|
| FATIGA POR CONTACTO RODANTE .....                             | 27 |
| PARÁMETROS QUE AFECTAN EL CONTACTO ESFERA PLANO: .....        | 28 |
| CARGA NORMAL: .....                                           | 28 |
| CARGA TANGENCIAL:.....                                        | 30 |
| CARGAS COMBINADAS (NORMAL Y TANGENCIAL):.....                 | 31 |
| Fricción y deslizamiento: .....                               | 32 |
| Rugosidad: .....                                              | 33 |
| LUBRICACIÓN: .....                                            | 33 |
| Lubricación hidrodinámica: .....                              | 34 |
| Lubricación elásto-hidrodinámica:.....                        | 34 |
| Lubricación mixta: .....                                      | 34 |
| Lubricación al limite: .....                                  | 35 |
| ANTECEDENTES.....                                             | 35 |
| CAPITULO III.....                                             | 39 |
| METODOLOGÍA .....                                             | 39 |
| EVALUACIÓN DEL DISEÑO ORIGINAL.....                           | 39 |
| ELABORACIÓN DE MODELO 3D DEL DISEÑO ORIGINAL. ....            | 39 |
| FACTORES DE SEGURIDAD. ....                                   | 40 |
| EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGAS.....           | 40 |
| RODAMIENTOS. ....                                             | 40 |
| TIPO DE MOTOR. ....                                           | 40 |
| EVALUACIÓN DE ASPECTOS CONSTRUCTIVOS Y DE MANTENIMIENTO ..... | 41 |
| EVALUACIÓN DE ASPECTOS ERGONÓMICOS.....                       | 41 |
| INSTRUMENTACIÓN, CONTROL Y ADQUISICIÓN DE DATOS. ....         | 41 |
| OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO. ....                                 | 41 |
| EVALUACIÓN DE COSTOS.....                                     | 42 |
| CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO. ....                                 | 42 |

|                                                                                      |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------|----|
| PROCESO DE PUESTA A PUNTO .....                                                      | 42 |
| CAPITULO IV .....                                                                    | 43 |
| RESULTADOS .....                                                                     | 43 |
| EVALUACIÓN DEL DISEÑO ORIGINAL.....                                                  | 43 |
| DESCRIPCIÓN GENERAL DEL ENSAYO DE FATIGA POR CONTACTO RODANTE ESFERA-<br>PLANO. .... | 43 |
| PARÁMETROS CONSIDERADOS EN EL DISEÑO ORIGINAL Y SUS RANGOS. ....                     | 43 |
| DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO ORIGINAL. ....                                                | 45 |
| ELEMENTOS DE PRUEBA. ....                                                            | 47 |
| ELABORACIÓN DEL MODELO 3D A PARTIR DEL DISEÑO ORIGINAL. ....                         | 48 |
| CENTRO DE GRAVEDAD .....                                                             | 49 |
| Análisis de estabilidad.....                                                         | 50 |
| Análisis de equilibrio estático en la dirección del eje x.....                       | 50 |
| Análisis de equilibrio estático en la dirección del eje y .....                      | 51 |
| FACTORES DE SEGURIDAD .....                                                          | 52 |
| RODAMIENTOS .....                                                                    | 53 |
| TIPO DE MOTOR. ....                                                                  | 53 |
| Alimentación: .....                                                                  | 53 |
| Grado de protección: .....                                                           | 54 |
| Posición: .....                                                                      | 54 |
| Arranque del motor: .....                                                            | 54 |
| Velocidad de giro: .....                                                             | 54 |
| Potencia .....                                                                       | 54 |
| CONTROL DE VELOCIDAD .....                                                           | 54 |
| SISTEMA DE TRANSMISIÓN. ....                                                         | 54 |
| SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA. ....                                                 | 55 |
| MEDICIÓN DE VELOCIDAD. ....                                                          | 57 |
| MEDICIÓN DE FUERZA. ....                                                             | 57 |
| MEDICIÓN DE TEMPERATURA. ....                                                        | 58 |

|                                                                              |    |
|------------------------------------------------------------------------------|----|
| MEDICIÓN DE LA VIBRACIÓN.....                                                | 59 |
| SISTEMA DE CONTROL Y ADQUISICIÓN DE DATOS. ....                              | 59 |
| EVALUACIÓN DE ASPECTOS CONSTRUCTIVOS Y DE MANTENIMIENTO. ....                | 60 |
| PROCESO DE OPTIMIZACIÓN.....                                                 | 60 |
| MODIFICACIONES PLANTEADAS. ....                                              | 60 |
| CONFIGURACIÓN GENERAL DEL EQUIPO .....                                       | 60 |
| Sistema de aplicación de cargas.....                                         | 60 |
| Sistema motriz.....                                                          | 62 |
| Mantenimiento y construcción.....                                            | 63 |
| Instrumentación, control y adquisición de datos.....                         | 63 |
| Redimensionamiento de piezas y reducción de peso .....                       | 64 |
| CÁLCULOS .....                                                               | 64 |
| Sistema de aplicación de cargas.....                                         | 64 |
| Pasadores.....                                                               | 67 |
| Soporte fijo del sistema de aplicación de cargas y tornillo de potencia..... | 69 |
| Barra de aplicación de carga .....                                           | 71 |
| Resorte del sistema de aplicación de cargas .....                            | 72 |
| Bastidor .....                                                               | 73 |
| Determinación de la potencia del motor .....                                 | 75 |
| Transmisión de potencia. ....                                                | 76 |
| Vida de los rodamientos.....                                                 | 77 |
| PRUEBA DEL SENSOR DE VIBRACIONES.....                                        | 79 |
| ELABORACIÓN DEL MODELO 3D A PARTIR DE LAS MODIFICACIONES PLANTEADAS..        | 79 |
| Centro de gravedad .....                                                     | 81 |
| EVALUACIÓN DE COSTOS.....                                                    | 83 |
| COSTO DE MATERIALES E INSUMOS. ....                                          | 83 |
| CONSTRUCCIÓN DEL EQUIPO. ....                                                | 83 |
| COMPRA DE MATERIALES:.....                                                   | 83 |

|                                                                                                             |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| PROCESO DE MANUFACTURA DE PIEZAS: .....                                                                     | 84 |
| PROCESO DE ENSAMBLAJE.....                                                                                  | 85 |
| PUESTA A PUNTO DEL EQUIPO. ....                                                                             | 87 |
| SISTEMA MOTRIZ Y CONTROL DE VELOCIDAD DE ENSAYO. ....                                                       | 87 |
| SISTEMA DE DETENCIÓN DE LOS ENSAYOS EN CASO DE PRODUCIRSE LA FALLA. ....                                    | 87 |
| INSTRUCCIONES PARA EL USO DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS DE<br>ENSAYOS DE FATIGA POR CONTACTO ESFERA – PLANO..... | 88 |
| UBICACIÓN DE LAS PROBETAS.....                                                                              | 88 |
| SELECCIÓN DE LA CARGA. ....                                                                                 | 91 |
| SELECCIÓN DE LA VELOCIDAD DE ENSAYO. ....                                                                   | 92 |
| ALIMENTACIÓN DEL SISTEMA DE DETECCIÓN DE LA FALLA DE LA PROBETA.....                                        | 92 |
| ENCENDIDO DEL MOTOR.....                                                                                    | 92 |
| ACTIVACIÓN DEL SISTEMA PARA LA DETENCIÓN AUTOMÁTICA DE LOS ENSAYOS.....                                     | 92 |
| CONCLUSIONES .....                                                                                          | 93 |
| RECOMENDACIONES .....                                                                                       | 95 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....                                                                             | 96 |
| ANEXOS .....                                                                                                | 99 |

## INDICE DE FIGURAS

|                                                                                                                                                                                                                                       |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| FIGURA 1: Magnitud de las componentes de esfuerzo bajo la superficie en función de la presión máxima de contacto de las esferas. Obsérvese que el esfuerzo cortante máximo esta ligeramente debajo de la superficie de contacto. .... | 30 |
| FIGURA 2: El contacto entre cuerpos tiene lugar en realidad en los picos de las superficies. ....                                                                                                                                     | 33 |
| FIGURA 3: Muestra y rodamiento de prueba.....                                                                                                                                                                                         | 47 |
| FIGURA 4: Vista general del diseño original de la máquina de ensayos de fatiga por contacto esfera-plano. ....                                                                                                                        | 50 |
| FIGURA 6: Diagrama de Cuerpo Libre en la dirección perpendicular al eje de palanca del diseño original de la máquina de ensayos de fatiga por contacto. ....                                                                          | 52 |
| FIGURA 7: Soporte del sistema de aplicación de cargas en el diseño original.....                                                                                                                                                      | 56 |
| FIGURA 8: Comparación entre el diseño original y el optimizado, en la imagen se aprecian las diferencias de las dimensiones generales y entre los sistemas de aplicación de carga. ....                                               | 61 |
| FIGURA 9: Diferencias geométricas de la palanca en los sistemas de aplicación de cargas del sistema original y el modificado. La imagen pone de manifiesto la reducción de tamaño. ....                                               | 62 |
| FIGURA 10: Sistema de aplicación de cargas y base superior. En el la imagen se aprecian a la derecha el tornillo de potencia y el resorte usados para generar la fuerza. ....                                                         | 63 |
| FIGURA 11: Diagrama de Cuerpo Libre de la palanca del sistema de aplicación de cargas modificado. ....                                                                                                                                | 65 |
| FIGURA 12: Diagramas de Cortantes y Momentos Flectores en la palanca del sistema de aplicación de cargas modificado .....                                                                                                             | 66 |
| FIGURA 13: Diagrama de Cuerpo Libre de los pasadores del sistema de aplicación de cargas.....                                                                                                                                         | 68 |
| FIGURA 14: Diagrama de Cuerpo Libre de la lámina inferior de la máquina de ensayos de fatiga por contacto rodante.. ....                                                                                                              | 74 |

|                                                                                                                                                                                                                                          |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| FIGURA 15: Características de la sección transversal de las bandas trapezoidales...                                                                                                                                                      | 76 |
| FIGURA 16: Ubicación del centro de gravedad del equipo optimizado. ....                                                                                                                                                                  | 81 |
| FIGURA 17: Máquina de fatiga con la palanca del sistema de aplicación de cargas en una posición que permite reemplazar las probetas. En esta imagen se pueden apreciar los pasadores que se removieron para poder mover la palanca. .... | 89 |
| FIGURA 18: Máquina de ensayos lista para introducir las muestras en el porta probetas. Obsérvese el espacio libre sobre el porta probetas inferior. ....                                                                                 | 90 |
| FIGURA 19: Colocación de la muestra en el porta probetas. ....                                                                                                                                                                           | 90 |
| FIGURA 20: Medición de la de flexión del resorte para determinar la carga a aplicar. Se aprecia por la medida registrada con el calibrador que no hay carga aplicada. ....                                                               | 91 |

## INDICE DE TABLAS

|                                                                                                                                                    |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Tabla 1: Parámetros de diseño contemplados en la concepción del diseño original de la máquina de ensayos de fatiga por contacto esfera-plano. .... | 44 |
| Tabla 2: Parámetros de diseño de otras máquinas que operan con principios similares .....                                                          | 44 |
| Tabla 3: Ficha técnica del diseño original de la máquina de fatiga por contacto rodante.....                                                       | 46 |
| Tabla 4: Características geométricas de las muestra y contra muestras a ser usadas en la máquina de Ensayos de fatiga por Contacto Rodante. ....   | 48 |
| Tabla 5: Lista de piezas del diseño original. ....                                                                                                 | 49 |
| Tabla 6: Piezas, esfuerzos admisibles, valores de resistencia y factores de seguridad del diseño original de la máquina de ensayos de fatiga. .... | 53 |
| Tabla 7: Sensor para medición de velocidad.....                                                                                                    | 57 |
| Tabla 8: Especificaciones de la celda de carga seleccionadas en el diseño original...                                                              | 57 |
| Tabla 9: Características de las termocuplas seleccionadas en el diseño original.....                                                               | 58 |
| Tabla 10: Acelerómetro seleccionado para el diseño original .....                                                                                  | 59 |
| Tabla 11: Características del resorte del sistema de aplicación de cargas. ....                                                                    | 73 |
| Tabla 12: Características de la banda trapezoidal seleccionada.....                                                                                | 76 |
| Tabla 13: Vida de los rodamientos de la máquina de ensayos de fatiga.....                                                                          | 78 |
| Tabla 14: Elementos constructivos del diseño optimizado. ....                                                                                      | 80 |
| Tabla 15: Ficha técnica del diseño de la máquina de fatiga por contacto rodante.....                                                               | 82 |
| Tabla 16: Costos asociados a la manufactura del equipo de ensayos de fatiga por contacto rodante .....                                             | 83 |

## ABERVIATURAS Y SIMBOLOS

|                    |                                                  |
|--------------------|--------------------------------------------------|
| €                  | Euro                                             |
| 3D                 | Tridimensional                                   |
| a                  | radio del área de contacto                       |
| A                  | Área                                             |
| AISI               | Asociación Internacional Americana de Ingeniería |
| Ar                 | Área real de contacto                            |
| As                 | Área Cortante de barrido                         |
| At                 | Área Atracción del tornillo                      |
| b                  | Ancho                                            |
| Bs.                | Bolívares                                        |
| C                  | Carga por esfera, distancia entre centros        |
| c                  | Distancia a la fibra mas alejada                 |
| CAD                | Diseño asistido por computadora                  |
| CD                 | Corriente directa                                |
| D                  | Diámetro externo del Rodamiento                  |
| D                  | Diámetro, Diámetro de la polea mayor             |
| d                  | Diámetro polea menor                             |
| D <sub>1</sub>     | Diámetro interno del Rodamiento                  |
| D <sub>bolas</sub> | Diámetro de las esferas del Rodamiento           |
| DCL                | Diagrama de Cuerpo Libre                         |
| de                 | Diámetro Externo de la probeta                   |
| di                 | Diámetro Interno de la probeta                   |
| dr                 | Diámetro menor de la rosca                       |
| E*                 | módulo de elasticidad efectivo                   |
| E <sub>e</sub>     | Módulo de Young de la esfera                     |
| E <sub>p</sub>     | Módulo de Young del plano                        |
| F                  | Carga                                            |
| F                  | Carga Total a aplicar                            |

|       |                                |
|-------|--------------------------------|
| $F_C$ | Fuerza aplicada en el punto C  |
| FCR   | Fatiga por Contacto Rodante    |
| $F_G$ | Fuerza aplicada en G           |
| $F_N$ | magnitud de la carga normal    |
| $F_r$ | Fuerza radial                  |
| G     | Módulo de elasticidad de corte |
| $G_1$ | Módulo de elasticidad de corte |
| $G_2$ | Módulo de elasticidad de corte |
| Gpa   | Giga Pascal                    |
| gr    | Gramos                         |
| H     | Espesor del Rodamiento         |
| h     | Alto                           |
| hp    | Caballos de Fuerza             |
| Hz    | Hertz                          |
| I     | Momento de Inercia             |
| K     | factor de carga experimental   |
| k     | Radio de giro                  |
| k     | Constante del resorte          |
| kg    | Kilogramos                     |
| kgf   | Kilogramos fuerza              |
| KHz   | Kilo Hertz                     |
| KN    | Kilo Newton                    |
| l     | Largo                          |
| $L_p$ | Longitud efectiva de la banda  |
| m     | Metros                         |
| M     | Momento Flector                |
| mA    | Miliampere                     |
| mm    | Milímetros                     |
| MPa   | Megapascal                     |
| ms    | milisegundos                   |

|                         |                                                  |
|-------------------------|--------------------------------------------------|
| mv                      | milivoltio                                       |
| N                       | Newton                                           |
| n                       | Número máximo de esferas                         |
| Nm                      | Newton metro                                     |
| °C                      | Grados Centígrados                               |
| P                       | Fuerza aplicada, pesos muertos                   |
| p                       | Paso de la rosca                                 |
| Pcr                     | Carga crítica de la columna                      |
| PIC                     | Microprocesadores                                |
| PLC                     | Controladores lógicos programables               |
| Po                      | Tensión máxima en el centro del área de contacto |
| pulg                    | Pulgadas                                         |
| q                       | Espesor de la probeta                            |
| R                       | radio de la esfera                               |
| R <sub>A</sub>          | Reacción en el punto A                           |
| rad                     | Radianes                                         |
| rad/s                   | Radianes por segundo                             |
| R <sub>B</sub>          | Reacción en B                                    |
| R <sub>D</sub>          | Reacción en el Punto D                           |
| R <sub>E</sub>          | Reacción en el Punto E                           |
| rpm                     | Revoluciones por Minuto                          |
| Sp                      | Resistencia a la penetración                     |
| Sr                      | Relación de Esbeltez                             |
| S <sub>y</sub>          | Límite de fluencia                               |
| S <sub>yc</sub>         | Límite de fluencia elástico a compresión         |
| S <sub>yrequerido</sub> | Límite de fluencia requerido                     |
| T                       | Par o torque                                     |
| V                       | Tensión, Voltio, Volumen                         |
| V1                      | Cortante en el punto 1                           |
| V2                      | Cortante en el punto 2                           |

|                 |                                                      |
|-----------------|------------------------------------------------------|
| $W$             | Peso De La Palanca, Vatio.                           |
| $w_i$           | Porcentaje ocupado por el metal en el diámetro menor |
| $X$             | Eje X                                                |
| $x$             | Deflexión del resorte                                |
| $Y$             | Eje Y                                                |
| $Z$             | Eje Z                                                |
| $\alpha$        | Aceleración angular                                  |
| $\eta$          | Factor de Seguridad                                  |
| $M$             | Coefficiente de fricción de Coulomb                  |
| $\nu$           | Coefficiente de Poisson                              |
| $\nu_1$         | Coefficiente de Poisson cuerpo 1                     |
| $\nu_2$         | Coefficiente de Poisson cuerpo 2                     |
| $\nu_e$         | relaciones de Poisson de la esfera                   |
| $\nu_p$         | relaciones de Poisson del plano                      |
| $\Pi$           | Pi                                                   |
| $\Sigma F_V$    | Sumatoria de Fuerzas verticales                      |
| $\Sigma M_A$    | Sumatoria de Momentos en A                           |
| $\sigma_{\max}$ | Esfuerzo principal máximo                            |
| $\Sigma M_D$    | Sumatoria de Momentos en D                           |
| $\sigma_x$      | es un esfuerzo principal en x                        |
| $\sigma_y$      | es un esfuerzo principal en y                        |
| $\sigma_z$      | es un esfuerzo principal en z                        |
| $\tau_{\max}$   | Esfuerzo de corte máximo                             |
| $\tau_{xy}$     | Esfuerzo de corte en el Eje xy                       |
| $\tau_{xz}$     | Esfuerzo de corte en el Eje xz                       |
| $\tau_{yz}$     | Esfuerzo de corte en el Eje yz                       |
| $\Omega$        | Ohm                                                  |

## INTRODUCCIÓN

En la elaboración de ensayos mecánicos se requiere que las desviaciones estándar existentes sean pequeñas, tanto de los parámetros que influyen en la elaboración del ensayo como de los resultados a obtener, esta condición hace que en el caso de los equipos utilizados para realizar este tipo de ensayos y en general sus partes posean grandes inercias (masas y momentos de inercia).

En los ensayos mecánicos es importante utilizar equipos de masa considerable, ya que esto contribuye a minimizar vibraciones y además esas masas pueden ser consecuencia directa de la necesidad de reducir las deformaciones del equipo durante los mismos pues en estos se generan grandes cargas con la intención de inducir fallas en los materiales de estudio. A pesar de lo antes mencionado, el diseño de un equipo debe tener como premisa que el costo de fabricación del mismo sea lo más bajo posible sin que esto afecte su vida útil ni la de sus partes, por otra parte tampoco debe afectar la función o propósito para el cual el equipo fue desarrollado.

En este trabajo especial de grado se planteó optimizar el diseño de una máquina para ensayos de fatiga por contacto esfera-plano. En previas observaciones del diseño para la construcción del equipo se determinó que los criterios utilizados en la concepción del mismo eran los adecuados, pero aun así, los elementos constructivos resultaban excesivamente grandes, por lo que fue necesario hacer una evaluación sistemática de los factores de diseño usados y con esa información, verificar si era viable realizar el redimensionamiento de algunos elementos, con la intención de reducir el peso y los costos de construcción del equipo. Adicionalmente se realizó un análisis de volcamiento para determinar la estabilidad del equipo ante la aplicación de las cargas para los ensayos. Por otra parte en el diseño original se observaron algunas deficiencias en lo que respecta a las especificaciones relacionadas con la instrumentación, esto hace difícil el proceso de adquisición de los componentes respectivos para la construcción, por lo tanto, también se consideró necesario hacer una revisión de los requerimientos en materia de instrumentación para llevar a cabo

los ensayos y en base a esto determinar las características de los mencionados componentes para hacer modificaciones en este ámbito de ser necesario.

Es importante mencionar, que cuando este trabajo especial de grado fue planteado, ya se había realizado un intento infructuoso de construir el equipo y se habían planteado algunas modificaciones (de las cuales no se consiguió un registro que las justificara), incluso parte de los materiales ya se habían adquirido a partir de ellas, lo que obligó a que la optimización del diseño estuviese condicionada al uso de los mismos, lo que impidió que algunas de sus dimensiones fuesen modificadas como los espesores de las láminas utilizadas y el diámetro de las barras circulares que sirven de guía para garantizar el posicionamiento de las probetas en su lugar.

## **CAPITULO I**

### **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

La Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, en su afán por profundizar en la investigación aplicada, planteó por intermedio de la línea de investigación en el área de fatiga de materiales, la construcción de un equipo para realizar ensayos de fatiga por contacto esfera- plano, como paso previo fue propuesto un trabajo especial donde se concibió el diseño de un equipo para tal fin, pero en el mismo no se llevó a cabo la construcción.

En revisiones del diseño original con la intención de iniciar su construcción, se apreció que el mismo podía ser optimizado realizándole algunas modificaciones, por lo que se consideró necesario hacer una evaluación de los criterios de diseño utilizados entonces con la intención de reducir los costos de fabricación y el peso del equipo. En esta revisión se observó también, que seria conveniente llevar a cabo un análisis de volcamiento el cual no se realizó en aquel momento.

Cabe destacar que el hecho de que el equipo no se haya construido inmediatamente después de concebir el diseño, condujo a que fuese necesario hacer una actualización de los costos de fabricación del mismo, aún cuando las evaluaciones arrojaran como resultado, que la mejor opción era construir el equipo sin hacerle ninguna modificación al diseño original.

#### **Justificación**

En el diseño mecánico es común encontrar elementos que trabajan en contacto mutuo ya sea por rodamiento, deslizamiento o una combinación de ambos. Estas condiciones de trabajo tienen como consecuencia el inevitable desgaste de una o ambas partes y el subsiguiente deterioro tanto físico como del rendimiento general del equipo, acortando su vida útil o haciendo necesario el reemplazo frecuente de las piezas

desgastadas como parte del mantenimiento del equipo, tal es el caso de los diversos sistemas de rodamientos que poseen las máquinas.

Jiménez (2002) señala que el análisis de los sistemas rotativos ha demostrado que el 75% de las fallas mecánicas son ocasionadas por el desgaste de las superficies en contacto rodante y deslizante. Ese elevado porcentaje genera gran cantidad de pérdidas en la industria, tanto en material de reemplazo, horas hombre, paradas de equipos etc.

Una de las condiciones de fallo mas observada en los materiales de los cojinetes, es la fatiga de contacto rodante, manifestada a menudo por la formación de una escama u hoyo en la superficie de rodamiento. (Erdemir 1992).

En base a las afirmaciones expuestas anteriormente se puede considerar que el estudio del fenómeno de fatiga por contacto rodante es un área de gran interés para la ingeniería, lo que justifica que la Escuela de Ingeniería Mecánica establezca una línea de investigación relacionada con el tema, con este fin resulta conveniente la adquisición o construcción de equipos que permitan realizar los ensayos para el estudio experimental del mencionado fenómeno.

## **Objetivos**

### ***General:***

Optimizar el diseño de una máquina de ensayos de contacto esfera-plano, tomando en consideración aspectos económicos, estéticos, constructivos, ergonómicos, de mantenimiento y estabilidad, y llevar a cabo el proceso de construcción, prueba y puesta a punto de la misma.

### ***Específicos:***

- Redimensionar componentes del equipo utilizando criterios de falla adecuados para las distintas sollicitaciones.
- Realizar un análisis de volcamiento para estudiar la estabilidad del equipo ante la aplicación de las diversas cargas.

- Definir nuevas especificaciones para los componentes relacionados con la instrumentación del equipo.
- Actualizar la información relacionada con los costos de construcción.
- Elaborar nuevos planos del equipo con las modificaciones realizadas.
- Estimar los costos de fabricación del equipo.
- Construir el equipo de acuerdo a las especificaciones y modificaciones.
- Verificar el correcto funcionamiento del equipo.
- Comprobar el cumplimiento de parámetros y realizar los ajustes necesarios para la puesta a punto.

### ***Alcances***

- El redimensionamiento de los componentes se realizó mediante la selección de factores adecuados de diseño para cada componente sin alterar la selección de materiales que se hizo para el diseño original.
- El análisis de volcamiento se realizó directamente con las características geométricas y propiedades físicas de las partes del modelo tridimensional desarrollado en el software de diseño.
- Las especificaciones de la instrumentación se definieron con los parámetros ya establecidos, requeridos para la realización de los ensayos.
- La actualización de los costos de construcción se hizo mediante la solicitud de presupuestos y cotizaciones de materiales requeridos.
- Los nuevos planos fueron elaborados con el programa AUTODESK INVENTOR.
- La estimación de costos de construcción se realizó en base a los menores precios ofrecidos por los proveedores para cada parte o componente.
- La construcción del equipo se llevó a cabo en los galpones de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

- La prueba y puesta a punto del equipo se realizó mediante el ensayo de una sola probeta en condiciones normales de sollicitación.

## **CAPITULO II**

### **MARCO TEÓRICO.**

Al igual que en el proceso de diseño en la optimización de un equipo es importante tener un conocimiento claro acerca la función que desempeñara con la intención de definir claramente las especificaciones del mismo.

#### **Esfuerzos de contacto:**

Son esfuerzos presentes cuando dos cuerpos interactúan de forma tal que exista contacto entre ellos. Por lo general se considera que los cuerpos tienen superficies curvas y el contacto no se lleva a cabo en un punto o línea geométricos si no en un área de contacto.

La Mecánica de Contacto es una rama de la investigación que estudia fenómenos macroscópicos resultantes de la interacción entre superficies de sólidos en contacto, los cuales involucran: rozamiento, desgaste, fricción, adhesión entre otros.

La Teoría del Contacto Mecánico estudia dos problemas fundamentales:

- a. El estudio geométrico del contacto (Cinemática).
- b. El estudio de las fuerzas presentes en el contacto (Dinámica).

Dentro del análisis de las fuerzas se establece la división entre Fuerzas Normales y Fuerzas Tangenciales. En lo que respecta al análisis de Fuerzas normales se encuentra la teoría de Hertz; en la cual se pone de manifiesto que cuando dos sólidos de revolución esféricos se ponen en contacto bajo un esfuerzo normal, la superficie de contacto entre ellos tiene forma circular. Las ecuaciones de esta teoría establecen relaciones entre el esfuerzo normal, las propiedades de los materiales y la geometría de contacto.

En este orden de ideas se puede decir que la teoría cuantifica el tamaño del área de contacto la cual cumple con ciertas condiciones de contorno enumeradas a continuación:

- Los desplazamientos y esfuerzos deben satisfacer la ecuación diferencial de equilibrio para los cuerpos elásticos y los esfuerzos deben desaparecer a una gran distancia de la superficie de contacto.
- Los cuerpos están en contacto sin fricción.
- En la superficie de los cuerpos, la presión es cero en el exterior, e igual y opuesta dentro del círculo de contacto.
- La distancia entre las superficies de los cuerpos es cero dentro del círculo de contacto y mayor a cero fuera de él.
- La integral de la distribución de presión del círculo de contacto con respecto al área del mismo da como resultado la fuerza que actúa entre los dos cuerpos.

El área de contacto de geometría circular se forma cuando el contacto se produce entre dos esferas, entre una esfera y un plano o cuando dos cilindros entran en contacto y sus ejes están a  $90^\circ$ . Un área de contacto elíptico tiene lugar cuando dos cuerpos tridimensionales cualesquiera, cada uno de ellos descrito por su radio de curvatura ortogonal, entran en contacto. El contacto elíptico es una formulación general de la teoría de contacto.

En el caso de fuerza normal se pretende determinar principalmente la superficie de contacto y la distribución de presión.

El problema en el que se consideran cuerpos en contacto, entre los cuales hay un movimiento relativo y por ende presencia de fuerzas tangenciales, involucra el rozamiento por lo tanto no puede ser abordado como un análisis lineal. En la solución de este tipo de problemas lo que se plantea es determinar la relación entre las velocidades y las fuerzas tangenciales para que con esta relación y las ecuaciones de

elasticidad se puedan calcular las tensiones en el material. En la literatura es posible encontrar diversas aproximaciones para el estudio de este fenómeno, entre las cuales se pueden mencionar;

La aproximación de Carter que considera el caso de dos cilindros de ejes paralelos, donde se produce deslizamiento en la dirección de la rodadura. Al dividir la zona de contacto en dos partes: zona de adhesión y zona de deslizamiento, es posible obtener la distribución de fuerzas como la diferencia de dos distribuciones circulares.

Aproximación de Haines y Ollerton, considera la teoría de Carter aplicable en “láminas paralelas a la dirección de rodadura” de la zona de contacto.

Por otra parte está la teoría general de Kaller que pretende relacionar los pseudo-deslizamientos con las fuerzas tangenciales y el momento según  $z$ . La resolución del problema normal proporciona las dimensiones de la superficie de contacto y la distribución normal de presiones. Los problemas normal y tangente se suponen independientes y se considera que la compresión y la fricción producen deformaciones que afectan las velocidades de deslizamiento.

### **Desgaste.**

El desgaste es un término general que cubre muchas formas de fallas, todas ellas mostrando cambios en la superficie de la pieza. La mayoría de los expertos describen cinco categorías generales de desgaste: *por adhesión, por abrasión, por erosión, por corrosión y por fatiga superficial*. (Norton, 1999).

**Desgaste por adhesión:** Cuando superficies (limpias) se oprimen bajo carga una contra la otra, algunas de las asperezas en contacto tienen tendencia a adherirse recíprocamente por causa de fuerzas de atracción entre átomos superficiales de ambos materiales. Cuando se introduce deslizamiento entre las superficies estas adherencias se rompen, ya sea a lo largo de la interfaz original o a lo largo de un plano nuevo a través del material de los picos de las asperezas. En este último caso una parte del material de una de las piezas es transferido a la otra, causando destrucción superficial (Norton, 1999).

**Desgaste por abrasión:** La abrasión ocurre de dos modos conocidos como procesos de desgaste por abrasión entre dos o tres cuerpos. La abrasión entre dos cuerpos se refiere a un material áspero y duro que se desliza sobre uno mas blando. La superficie más dura se introduce y elimina material del más blando. La abrasión de tres cuerpos se refiere a la introducción de partículas duras entre dos superficies deslizantes, donde al menos una de ellas es menos dura que las partículas. La abrasión es un proceso de perdida de material en el cual las superficies afectadas pierden material a cierta tasa controlada o sin control (Norton, 1999).

**Desgaste por corrosión:** Se presenta en un entorno en el cual se presentaría el fenómeno de corrosión sin la necesidad de existir contacto entre superficies, pero en el caso del desgaste por corrosión hay un quebramiento de la capa superficial por contacto de deslizamiento o de rodamiento entre dos cuerpos. Este contacto superficial puede actuar para romper la película de oxido u otro y exponer los sustratos nuevos a elementos reactivos, con lo que se incrementa la velocidad de corrosión. Si los productos de la reacción química son duros y frágiles (como el caso de los óxidos) escamas sueltas pueden favorecer otros tipos de desgaste como el desgaste por abrasión.

**Fatiga superficial:** los fenómenos antes descritos se presentan principalmente cuando el movimiento relativo entre las superficies es de deslizamiento puro. Cuando las superficies están en contacto por rodamiento puro o en presencia de rodamiento con muy poco deslizamiento entra en juego un mecanismo diferente de falla superficial, conocido como fatiga superficial. Existen muchas aplicaciones en las cuales se encuentra presente este fenómeno como en rodamientos de bolas y/o rodillos, engranajes rectos, seguidores y levas.

### **Fatiga por contacto rodante**

Es el resultado de la aplicación repetida de tensiones de contacto de origen mecánico por el contacto de un cuerpo sobre otro induciendo la falla en cualquiera de los elementos involucrados. Este fenómeno desencadena una falla que resulta difícil de

detectar en sus inicios produciendo un posible desprendimiento de material dejando microcavidades o pits.

Los dos tipos principales de evidencia de fatiga por contacto rodante son; la picadura superficial y el desconchamiento sub-superficial. En el primer tipo la iniciación de la grieta es causada por esfuerzos de corte generada por el contacto macroscópico y usualmente ocurren en la región de la sub-superficie. En el segundo tipo, la iniciación es presumiblemente causada por esfuerzos de contacto de pequeña escala, consecuencia de perturbaciones generadas por las rugosidades o por pequeñas partículas que podrían encontrarse presentes en el lubricante.

En el caso particular del fenómeno de contacto esfera – plano existen ciertos factores determinantes, entre ellos se encuentran: Carga normal, carga tangencial, cargas combinadas (normal y tangencial), fricción y deslizamiento, rugosidad y lubricación.

#### **Parámetros que afectan el contacto esfera plano:**

**Carga normal:** este es el parámetro más importante ya que de no existir carga normal simplemente no habría contacto entre los cuerpos, adicionalmente la magnitud de esta carga condiciona al tamaño del área de contacto, la magnitud de los esfuerzos de contacto presentes y si existe rodadura o deslizamiento.

De acuerdo a la teoría de Hertz aplicada al caso esfera-plano.

El radio del área de contacto viene dada por

$$a = \sqrt[3]{\frac{3F_N \times R}{4E^*}}$$

Donde

a corresponde al radio del área de contacto

$F_N$  es la magnitud de la carga normal

R es el radio de la esfera

$E^*$  es el módulo de elasticidad efectivo que se obtiene mediante la siguiente relación

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_e^2}{E_e}$$

siendo

$\nu_p$  y  $\nu_e$  Las relaciones de Poisson, y  $E_p$  Y  $E_e$  los módulos de Young del plano y de la esfera.

La tensión máxima en el centro del área de contacto se puede determinar mediante la ecuación

$$F_N = \frac{\pi^3 \times R^2}{6 \times E^{*2}} \times P_0$$

El esfuerzo máximo se encuentra en el eje z y es un esfuerzo principal y viene dado por la relación

$$\sigma_z = \frac{-P_0}{1 + \frac{z^2}{a^2}}$$

Y los esfuerzos en x e y son:

$$\sigma_y = \sigma_x = -p_0 \left[ \left( 1 - \frac{z}{a} \tan^{-1} \left( \frac{1}{\frac{z}{a}} \right) \right) \right] (1 + \mu) - \frac{1}{2 \left( 1 + \frac{z^2}{a^2} \right)}$$

Estas ecuaciones son validas para cualquiera de los 2 cuerpos considerados, pero el valor utilizado para la relación de Poisson debe corresponder al del cuerpo en cuestión. Estas ecuaciones son considerablemente mas complejas si se pretenden determinar estados de esfuerzo fuera del eje z ya que en este caso habría que tomar en consideración las coordenadas x e y.

Los círculos de Mohr para el estado de esfuerzo descrito corresponden a un punto y dos círculos coincidentes. Puesto que  $\sigma_x = \sigma_y$  por lo tanto  $\tau_{xy} = 0$  y

$$\tau_{xz} = \tau_{yz} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} = \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2}$$

La figura 1 es una gráfica de las ecuaciones hasta una profundidad de 3 veces el radio del área de contacto para el caso de 2 esferas en contacto. En ella es posible apreciar como el esfuerzo cortante alcanza su máximo valor ligeramente bajo la superficie. En opinión de algunos autores este esfuerzo cortante máximo es la causa de las fallas por fatiga de los elementos en contacto.

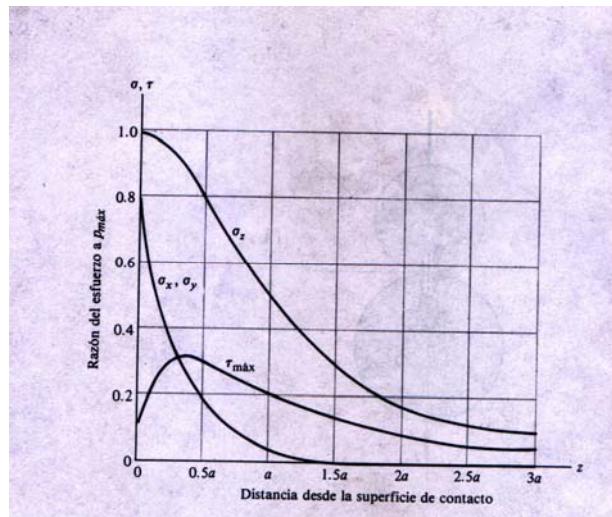


FIGURA 1: Magnitud de las componentes de esfuerzo bajo la superficie en función de la presión máxima de contacto de las esferas. Obsérvese que el esfuerzo cortante máximo está ligeramente debajo de la superficie de contacto. (Fuente: Shigley 2001)

**Carga tangencial:** De acuerdo a Zambelli y Vincent (1998) muy a menudo el desplazamiento tangencial dinámico está asociado a la carga aplicada. En algunos casos el sólido se puede desplazar sin ningún movimiento de rotación posible, hay entonces rozamiento. Al desplazamiento impuesto se le asocia un esfuerzo tangencial que es posible cuantificar aplicando la ley de fricción de Coulomb con un enfoque local, por lo que en todo contacto es posible relacionar el esfuerzo cortante con la presión mediante la expresión

$$\mu = \left| \frac{q_{(x,y)}}{p_{(x,y)}} \right|$$

Suponiendo que las distribuciones Hertzianas de carga no son modificadas por solicitaciones tangenciales. Lo anterior se verifica cuando ambos sólidos tienen propiedades idénticas. Para el caso de materiales diferentes y para el contacto esfera plano, la influencia sobre las características mecánicas pueden ser estimadas con la ayuda de la variable  $\gamma$  Bufler (1959) y del parámetro  $\beta$  midiendo la diferencia entre las propiedades elásticas entre los dos sólidos dadas por [Dundurs 1975]. Zambelli y Vincent (1998).

$$\beta = \left[ \frac{\left( \frac{1-2\nu_1}{G_1} \right) - \left( \frac{1-2\nu_2}{G_2} \right)}{\left( \frac{1-\nu_1}{G_1} \right) + \left( \frac{1-\nu_2}{G_2} \right)} \right] \text{ donde } G = \frac{E}{2(1+\nu)} \text{ siendo } G \text{ el módulo de elasticidad}$$

$$\text{de corte y } \gamma \cong -\frac{\beta \times \mu}{\pi}.$$

Si el valor de  $\gamma$  es inferior a 0,06, la distribución de corte no cambia. Diferentes cálculos muestran que para  $\beta$  inferiores a 0,21 y en el caso general de coeficientes de fricción menores a 1, el efecto de la diferencia entre las propiedades mecánicas puede ser despreciado, considerando como validos la distribución hertziana y el campo cortante. Zambelli y Vincent (1998)

**Cargas combinadas (Normal y Tangencial):** Como es bien sabido la combinación de cargas produce estados de esfuerzo que en el caso general no son una simple combinación de los estados de esfuerzo inducidos por cada tipo de carga estimados de forma independiente. De acuerdo a Zambelli y Vincent (1998) para este caso particular, es posible mediante superposición combinar las cargas Normal y Tangencial, lo que permite obtener un estado de cargas combinadas de forma relativamente fácil.

*Fricción y deslizamiento:* La mayoría de las ecuaciones utilizadas en la descripción del contacto entre cuerpos elásticos, no toman en cuenta el efecto de la fricción, esto incluye al análisis mediante la teoría de Hertz. Esta suposición puede ser aceptada en un gran número de casos de interés práctico, no obstante es importante poseer alguna noción de los efectos de la fricción interfacial, para casos en los cuales la fricción es importante Fischer, (2000).

Al igual que el tipo de cargas, la fricción es determinante en el momento de determinar si un cuerpo en contacto con otro, entra en movimiento y cual es la naturaleza del mismo (rodadura o deslizamiento). En el caso de la fatiga superficial es posible conseguir rodadura pura y una combinación entre rodadura y deslizamiento. Cada una de estas condiciones tiene consecuencias diferentes como según investigaciones realizadas por investigadores en esta área, ejemplo de esto son los trabajos de Morrison, (1968) y Cram, (1961) quienes informan por separado un estudio experimental de la resistencia a la fatiga superficial de materiales realizado entre 1932 y 1956, en el cual cuatro máquinas de desgaste fueron operadas 24 horas diarias durante 24 años, para obtener información acerca de resistencia a la fatiga superficial sobre hierro fundido, acero, bronce, aluminio, y materiales no metálicos, las pruebas incluyeron rodillos en rodamiento puro, así como rodamiento junto a varios porcentajes de deslizamiento. La mayor parte de la información de rodamiento/deslizamiento se efectuó con 9% de deslizamiento dado que esto simula situaciones promedio de dientes de engranajes rectos y helicoidales. Donde el valor de deslizamiento porcentual se define como la velocidad de deslizamiento relativo entre rodillos o dientes de engranes, dividida entre la velocidad de la línea de paso en la interfaz. En estos trabajos se presenta una constante K conocida como factor de carga experimental y sirve para determinar la carga de resistencia segura a la fatiga, a un número específico de ciclos, o el número de ciclos a una carga dada que se pueden esperar antes de que ocurra la falla, y en el mismo se aprecia que tanto los valores de la constante K como de el valor de la resistencia a la fatiga varían para el mismo material al variar la condición, un ejemplo de esto es el caso del acero 1020 que para rodadura pura tiene una constante K de 12.700 y una resistencia a la fatiga  $S_c$  de

256000 para  $1 \times 10^8$  ciclos mientras que para rodadura con 9% de deslizamiento el valor de K es de 10400 y la resistencia a la fatiga es de 99.000, lo que pone de manifiesto que en la presencia de deslizamiento las condiciones son mas severas.

**Rugosidad:** Cuando dos superficies son oprimidas una contra la otra bajo una carga, su área aparente de contacto se calcula fácilmente partiendo de la geometría, pero el área real de contacto queda afectada por las asperezas presentes en ambas superficies, y es mas difícil de determinarla con precisión Norton, (1999).

La figura 2 muestra dos piezas en contacto. En ella se aprecia que en principio el área de contacto inicial es extremadamente pequeña y los esfuerzos resultantes en las cimas de las irregularidades serán muy elevados excediéndose de forma localizada el límite elástico de fluencia a compresión del material. Conforme los picos de las irregularidades ceden el área real de contacto aumenta hasta que los esfuerzos promedio se reducen igualando el límite elástico del material lo que detiene el proceso de deformación.



FIGURA 2: El contacto entre cuerpos tiene lugar en realidad en los picos de las superficies.

Para obtener un valor mas realista del área de contacto real se puede hacer uso de la relación  $A_r = \frac{F}{S_p} = \frac{F}{3S_{yc}}$  donde  $S_p$  es la resistencia a la penetración y se puede

calcular fácilmente a partir de ensayos de dureza y tiende a ser del orden de magnitud de tres veces el límite de fluencia elástico a compresión de la mayor parte de los materiales.

**Lubricación:** los fenómenos tribológicos están relacionados en general con interacciones físicas directas entre el movimiento relativo entre dos superficies y pueden ser modificados mediante procesos de lubricación. El propósito de la

lubricación es separar las superficies en movimiento relativo con una película de un material de baja resistencia para impedir daños en las superficies. Dependiendo de la densidad del lubricante, su distribución del lubricante entre las superficies y los grados de conformidad geométrica, se pueden distinguir diferentes modos de lubricación.

- *Lubricación hidrodinámica:* en los procesos de lubricación hidrodinámica de un sistema tribológico, una película de fluido continuo es colocada entre las superficies en movimiento relativo con la finalidad de minimizar la fricción y eliminar el desgaste. El comportamiento tribológico de un sistema lubricado hidrodinámicamente esta principalmente determinado por los dos siguientes puntos.

La resistencia al movimiento es dada por la “fricción interna” del fluido. Horst, (2002).

Los efectos de desgaste son eliminados si la geometría de las superficies es tal que la presión de carga continua se concentre en la película de lubricante durante los movimientos principales de las superficies para una completa separación de las mismas.

- *Lubricación elásto-hidrodinámica:* El modo de lubricación hidrodinámica ha sido utilizado principalmente para sistemas de alta “conformidad geométrica” como rodamientos inclinados. En estos casos las superficies se asume que permanecen completamente rígidas bajo la operación. En los casos de mala conformidad geométrica, como las situaciones de esfuerzos hertzianos concentrados, los efectos de las deformaciones elásticas deben ser tomados en consideración. Debido a la alta presión en contactos hertzianos lubricados, los efectos de la presión deben ser considerados también. Todo esto induce el concepto de lubricación elásto- hidrodinámica. Horst, (2002).
- *Lubricación mixta:* Según Horst, (2002) una explicación simple del régimen de lubricación mixta es asumir que la carga total es en parte por acción

hidrodinámica de la película lubricante y otra parte por contacto con las irregularidades. Por consiguiente la fuerza de fricción total supuesta puede ser ocasionada en parte por la fricción viscosa y por el contacto áspero. Basado en esta suposición los modelos de lubricación mixta propuestos se pueden clasificar en términos generales en dos grupos, a) los clásicos que toman como punto de partida la lubricación hidrodinámica, y b) los que comienzan directamente con la teoría de lubricación elásto-hidrodinámica, tomando de entrada los efectos de la rugosidad.

- *Lubricación al límite*: es un modo de lubricación en el cual las superficies de los sólidos están tan próximas que el contacto apreciable tiene lugar entre las asperezas, los efectos hidrodinámicos y la influencia de la masa de los lubricantes tienen poca importancia y el comportamiento tribológico es determinado por interacciones superficiales entre capas finas de lubricantes al límite y superficies sólidas. Por lo tanto el comportamiento tribológico de un sistema lubricado al límite está determinado por los procesos entre superficies sólidas y por el entorno. De acuerdo a esto este es el modo más complejo de lubricación debido a la cantidad de parámetros involucrados. Horst, (2002).

## **Antecedentes**

El estudio de la mecánica de contacto se remonta al año 1670, donde aparecen reseñados trabajos de Newton en los que realizaba ensayos presionando esferas de vidrio contra planos metálicos.

Fue Hertz, en 1881 quien estudió de forma satisfactoria la naturaleza de los esfuerzos que surgen del contacto de dos cuerpos elásticos estudiando la interferencia óptica en los bordes de grietas entre dos lentes cristalinos, lo que despertó su interés en determinar la posible influencia de las deformaciones elásticas de las superficies de los cristales ocasionada por la presión de contacto ejercida entre ellos. Esta teoría

despertó gran interés y es utilizada aún en la actualidad. Adicionalmente en 1882, esta misma teoría fue usada de manera infructuosa para tratar de dar una definición precisa de la dureza de un sólido en términos de la presión de contacto al iniciarse la cedencia plástica en el sólido por presión de un cuerpo rígido en contacto con este.

En 1885, Boussinesq desarrolló una metodología que permitía determinar mediante el principio de superposición, la distribución de esfuerzos relacionada con una distribución de presión de contacto.

Huber, en 1904 parece haber sido el primero en calcular detalladamente el campo de tensión asociado a la muesca de una superficie plana con un dentado esférico.

En el mismo orden de ideas se observan los trabajos de Carter 1926 y Kaller 1986, así como revisiones posteriores realizadas por Adams y Nosonovsky, que proveen de herramientas útiles en el modelado matemático del fenómeno de contacto, en las cuales se hace énfasis en las fuerzas de contacto.

Gran cantidad de ensayos de fatiga por contacto rodante han sido diseñados con la intención de reproducir y entender el complejo proceso, se pueden mencionar como ejemplos algunos estudios realizados, tales como: *“Revisión del comportamiento de la fatiga por contacto rodante y resistencia al desgaste de recubrimientos duros sobre cojinetes de acero”* (Ali Edemir, 1992), el cual consistió en una evaluación de distintos métodos de recubrimientos con materiales duros desarrollados entonces con la finalidad de mejorar el desempeño de cojinetes. En el mismo se demostró que el uso de los mencionados recubrimientos puede prolongar la vida de los rodamientos. Otro ejemplo que se puede mencionar es el trabajo denominado *“Defectos en materiales por fatiga por contacto rodante. Influencia de la sobrecarga y grupos defectuosos”* Kabo (2001). En este trabajo se investiga con simulación numérica mediante elementos finitos, el impacto de la fatiga en materiales defectuosos bajo cargas por contacto rodante, enfocándose en la respuesta a la sobrecarga y a los efectos de los grupos de fallas. Se determinó como es de esperarse que la sobrecarga es perjudicial causando una extensión permanente de la zona de impacto alrededor de la falla. El trabajo denominado *“Desconchamiento en fatiga por contacto rodante*

*causado por indentadores en superficies unidas*” Fujii (2001) evalúa efectos en una superficie libre de defectos de una hendidura en la superficie sobre ruedas opuestas al movimiento a través del área de contacto, determinándose que la iniciación de una pequeña grieta sub-superficial paralela a la superficie de contacto toma lugar donde la concentración de la máxima tensión ocurre, provocada por las hendiduras en la superficie sobre la rueda opuesta. En lo que respecta al modelado matemático de ensayos relacionados con esfuerzos de contacto en general se tienen: “*Análisis por elementos finitos de la propagación de grietas circulares durante la indentación de sistemas recubiertos*” Pérez (2004). El mismo tuvo como objetivo estudiar los campos de esfuerzos desarrollados durante la indentación de sistemas metálicos recubiertos con películas finas, se obtuvo como resultado que existe una relación directa entre el número de grietas que se propagan durante la indentación y que las grietas se localizan en la región más próxima al borde de indentación.

Por otra parte; el diseño que se pretende optimizar fue desarrollado originalmente en la escuela de ingeniería Mecánica de la U.C.V., con la intención de permitir el desarrollo de investigaciones en el campo de la fatiga por contacto rodante. El título del trabajo especial de grado previamente desarrollado fue “*Diseño de una Máquina de Ensayos de Fatiga por Contacto Rodante*” Liendo y Márquez (2005). En el se investigaron a nivel teórico los aspectos relacionados con el fenómeno a estudiar, se realizaron un conjunto de análisis comparativos de máquinas de ensayos similares, estudios de usuarios y de aspectos ergonómicos con el fin de generar las especificaciones de diseño.

Adicionalmente Moens y colaboradores (2002) reportan haber construido y puesto a punto un equipo para realizar ensayos de fatiga por rodadura en el trabajo “*Desarrollo de un equipo para evaluar la resistencia a la fatiga de contacto por rodadura*”, en el mismo mencionan algunas de las consideraciones tomadas para el diseño del equipo como las cargas a generar, las velocidades de ensayo y el método de detección de la falla usado para detener el equipo, así como los resultados de los ensayos de la puesta a punto del mismo, concluyendo entre otras cosas que el sistema

de detección de la falla mediante el uso de un sensor de vibraciones es capaz de detectar las fallas asociadas al fenómeno de fatiga por contacto rodante.

En lo que respecta al diseño y construcción de equipos para el estudio del fenómeno de fatiga por contacto rodante esfera planos

Adicionalmente la biblioteca de la escuela de ingeniería mecánica cuenta con gran cantidad de bibliografía relacionada con modificaciones o rediseños de equipos pertenecientes tanto a la escuela como a terceros, estas modificaciones y rediseños fueron realizados con el fin de introducir mejoras a los equipos lo que representa de alguna manera procesos de optimización como por ejemplo actualización en la instrumentación y control, rediseño de partes, etc, incluso en algunos de los trabajos conseguidos los planteamientos eran adaptar equipos para realizar funciones diferentes a las cuales condujeron a su concepción original.

A continuación se hace referencia a algunos trabajos de grado realizados en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela en los cuales el objetivo principal fue llevar a cabo el rediseño de un equipo.

*“Rediseño, puesta en marcha y calibración del banco de pruebas de ventiladores centrífugos de la EIM”*. Castillo y Rizo (1995). El objetivo principal de este trabajo especial fue la evaluación y el rediseño del banco de pruebas instalado en el laboratorio de Turbomáquinas. De la evaluación se concluyó que el rediseño era viable y se procedió al mismo construyéndose nuevos tramos de los ductos de ensayos, una base para el motor eléctrico, un acople auto-centrado y se seleccionaron nuevos instrumentos. Adicionalmente se elaboró una prueba del equipo con las modificaciones.

*“Rediseño y construcción de una máquina para realizar ensayos de oxidación de aceites lubricantes”*. Cedeño (1987): Cuyo objetivo principal fue rediseñar y construir una máquina prototipo mejorada “optimizada” para la realización de ensayos en aceites lubricantes.

## CAPITULO III

### METODOLOGÍA

Para llevar a cabo los objetivos planteados en este trabajo especial de grado fue necesario cumplir las siguientes etapas.

#### **Evaluación del Diseño Original**

Se hizo una evaluación del diseño original con la intención de ver que aspectos del mismo eran susceptibles de ser modificados. Esta evaluación del diseño consistió principalmente en una revisión exhaustiva del trabajo especial de grado en el cual se planteó el diseño original para reconocer cuales eran las variables a tomar en consideración en el proceso de diseño, como cargas aplicables, velocidades de rotación y el rango dentro del cual debían encontrarse. Cabe destacar que los rangos de las variables antes mencionadas fueron comparados con los rangos de las mismas variables que se pueden obtener en otros equipos mencionados en el trabajo especial de grado y con valores de esas variables reportados en trabajos de investigación o descripción de otros equipos utilizados en ensayos semejantes a los que se realizaran en el equipo.

La evaluación del diseño permitió igualmente verificar las razones que condujeron a la elección de la configuración general, sistema de aplicación de cargas, sistema motriz y dimensionamiento de partes.

A continuación se mencionan los aspectos considerados y se justifican los criterios y métodos usados en la etapa de evaluación de diseño.

#### ***Elaboración de modelo 3D del diseño original.***

Un aspecto considerado en la evaluación del diseño, fue la creación de un modelo 3D del equipo con un programa de diseño asistido por computadora en base a los planos originales, lo que facilitó la familiarización con el diseño original e identificación de deficiencias sin tener que recurrir a la construcción del equipo, ayudando a crear una perspectiva mas amplia en el momento de abordar el proceso de optimización. El modelo 3D igualmente ayudo a verificar la estabilidad del equipo mediante un

análisis volcamiento a partir del análisis de equilibrio estático de diagramas de cuerpo libre construidos con las características del modelo.

#### ***Factores de seguridad.***

Para verificar la posibilidad de reducir peso y abaratar costos, fue necesario evaluar cada elemento constructivo respetando la configuración original del equipo, esta consideración simplifico esta parte del proceso reduciéndolo a una evaluación de los factores de seguridad de cada una de las piezas. El factor de seguridad de cada pieza fue calculado como el cociente entre la resistencia del material seleccionado para su manufactura y la resistencia mínima del material requerido según las solicitaciones a que va a ser sometida.

#### ***Evaluación del sistema de aplicación de cargas.***

Aunque esta parte de la evaluación tuvo principalmente la intención de verificar la posibilidad de reducción de peso, la misma ayudó junto al análisis de estabilidad a identificar algunas deficiencias que no estaban clasificadas en algún renglón específico.

#### ***Rodamientos.***

En esta parte se identificó el tipo de rodamientos seleccionados, su ubicación y el tipo de carga al que se encuentran sometidos para verificar su vida útil a través de cálculos realizados directamente en los catálogos interactivos de ingeniería en la página Web de rodamientos SKF.

#### ***Tipo de motor.***

El proceso de evaluación del motor seleccionado para el diseño original se basó en la recopilación de la data presentada en el trabajo especial de grado en el cual se planteó el diseño original para verificar si las mismas están acordes con los parámetros de diseño como por ejemplo la potencia requerida por el equipo y la potencia nominal del motor.

El análisis de la potencia requerida por el motor se basó únicamente en la estimación del par motor requerido para vencer la inercia del conjunto de elementos acoplados al mismo para permitir que el motor alcance la velocidad de operación en un límite de tiempo establecido por el fabricante, las pérdidas en los rodamientos solo serían

consideradas en caso de que el par requerido sea muy cercano al par nominal del motor seleccionado, lo que no fue necesario.

#### ***Evaluación de aspectos constructivos y de mantenimiento***

La forma de abordar estos aspectos en el proceso de evaluación fue mediante la consulta a los técnicos de la factibilidad de construcción de las distintas piezas en los talleres de la escuela y el ensamblaje del conjunto según los planos y recomendaciones tanto del diseño original como del optimizado, verificándose igualmente junto a ellos la posibilidad de mantenimiento como reemplazo de rodamientos y lubricación.

También se realizó una revisión de las ventajas y desventajas de los sistemas de ensamblaje de piezas, ya sea mediante uniones permanentes o temporales (soldadura o tornillos) y se analizaron cada uno de los procesos de ensamblaje en virtud de las características específicas del diseño y tomando en consideración que solo se construirá solo un equipo.

#### ***Evaluación de aspectos ergonómicos***

En el ámbito de la ergonomía la evaluación se centro básicamente en la reducción de peso del equipo evitando modificar las dimensiones de las piezas que implicarían cambios en la configuración, y ubicación de las piezas pues se considera que desde el punto de vista ergonómico la configuración original no es inapropiada para el uso del equipo pero el peso del equipo si puede ser un problema a la hora de trasladarlo.

#### ***Instrumentación, control y adquisición de datos.***

Fue necesario verificar los criterios para hacer la elección de los instrumentos de medición de las variables, basados no solo en las variables a medir y sus rangos, si no también en el comportamiento de las mismas en el transcurrir del tiempo.

#### **Optimización del diseño.**

En base a la información obtenida del proceso de Evaluación del diseño original se plantearon modificaciones con la intención de optimizar el diseño del equipo. Esta etapa del proceso se llevó a cabo en cuatro partes la primera fue plantear las modificaciones a realizar, la segunda consistió en verificar mediante criterios de

ingeniería el correcto desempeño de cada uno de los elementos constructivos y partes del equipo, la tercera fue la creación del modelo 3D en computadora de cada parte y del conjunto ensamblado, con el que se construirá el equipo y a partir del cual se determinará su peso para el análisis de costos así como su centro de gravedad para verificar su estabilidad y la cuarta fue la creación de la nueva ficha técnica del equipo.

### **Evaluación de costos**

Los costos fueron calculados en base a cotizaciones y presupuestos solicitados a proveedores de los materiales, equipos, e insumos, requeridos para la construcción del equipo de acuerdo a el diseño final del mismo, para el calculo de los costos el criterio usado fue realizarlo con el valor mínimo en el mercado de cada material, equipo, o insumo.

### **Construcción del equipo.**

El proceso de construcción se llevó de forma secuencial con la intención de poder hacer modificaciones en piezas en las que se identificaron deficiencias que hubiesen pasado inadvertidas durante las etapas previas.

La primera etapa de este proceso consistió en la construcción del bastidor del equipo según las especificaciones del diseño optimizado, posteriormente se procedió a la construcción e instalación del sistema de aplicación de cargas, y los porta probetas seguida de la ubicación de los rodamientos, el motor y variador de frecuencia.

### **Proceso de puesta a punto**

Para el proceso de puesta a punto se procedió a verificar el correcto funcionamiento del sistema de aplicación de cargas y del conjunto motor eléctrico/variador de frecuencia, posteriormente el sistema de aplicación de carga y por último el sistema de paro del equipo en caso de producirse la falla.

## CAPITULO IV

### RESULTADOS

#### **Evaluación del diseño original.**

##### ***Descripción general del ensayo de fatiga por contacto rodante esfera-plano.***

Los ensayos de fatiga que se realizarán con el equipo, consisten básicamente en reproducir condiciones en las cuales se presenta el fenómeno, esto se consigue haciendo girar un rodamiento axial a una velocidad angular preestablecida en torno al eje de una probeta con forma de arandela, mientras se aplica una carga igualmente preestablecida que comprime las esferas del rodamiento contra una de las superficies planas de la probeta, generando esfuerzos de contacto los cuales junto al movimiento de rotación de las esferas y al paso repetido de las mismas por la trayectoria circular conduce a la generación de la falla.

Por naturaleza de la falla (formación de hoyos o escamas), al presentarse la misma es necesario detener el ensayo para evitar que el paso repetido de las esferas por la región en la que se encuentra borre o altere la evidencia.

##### ***Parámetros considerados en el diseño original y sus rangos.***

Como se puede notar en los párrafos precedentes para llevar cabo los ensayos es necesario que el equipo sea capaz de reproducir las condiciones que inducen a la ocurrencia del fenómeno, por lo tanto es necesario fijar cuales son estos parámetros y los rangos en los cuales se encuentran. Lo que ayudará en la toma de decisiones en el momento del dimensionamiento de las partes y elección de los componentes.

En el diseño original los parámetros considerados y sus respectivos rangos son:

Tabla 1: Parámetros de diseño contemplados en la concepción del diseño original de la máquina de ensayos de fatiga por contacto esfera-plano.

| PARÁMETRO    | RANGO          | OBSERVACIÓN                               |
|--------------|----------------|-------------------------------------------|
| Velocidad    | 400 - 3500rpm. | Debe permanecer constante en cada ensayo. |
| Carga normal | 500gr -180kg.  | Debe permanecer constante en cada ensayo. |

Fuente: Liendo y Márquez, (2005)

Adicionalmente en el capítulo llamado “Estudio Tecnológico” del Trabajo Especial de grado en el que se concibió el diseño original se pueden apreciar máquinas usadas para estudios de Tribología capaces de reproducir condiciones similares. A continuación se presenta una tabla con un extracto de la información contenida en el mencionado capítulo en la que se aprecian los rangos de los parámetros de esas máquinas.

Tabla 2: Parámetros de diseño de otras máquinas que operan con principios similares

| EQUIPO             | MODELO TE 92L<br>PLINT | MODELO<br>TE92DL<br>PLINT | MODELO 4<br>BOLAS FALEX |
|--------------------|------------------------|---------------------------|-------------------------|
| RANGO<br>VELOCIDAD | 60 a 10000 rpm.        | 60 a 1780 rpm..           | 720 a 1900 rpm.         |
| RANGO CARGA        | 2 a 1000 kg            | 15 a 800 kg               | 40 a 800 kg             |

Fuente: Liendo y Márquez, (2005)

Por otra parte Moens y colaboradores (2000) reportan velocidades de rotación que alcanzan 60.000 rpm y cargas aplicadas que van desde 0 a 250 N por esfera del rodamiento usado en una máquina construida específicamente para realizar ensayos de FCR, obteniéndose tensiones hertzianas máximas -  $p_0$  que, para el acero pueden llegar hasta 4000 MPa.

***Descripción del diseño original.***

La configuración del equipo consiste en un bastidor formado por 2 láminas de acero, dispuestas horizontalmente, una superior y una inferior, separadas por cuatro barras cilíndricas verticales. Sobre la lámina inferior se encuentra soldado el sistema de aplicación de cargas, que consiste en un mecanismo de palanca en el cual, ubicando a distancias variables pesos muertos que varían entre 0,5 y 25 kgf, se obtienen fuerzas hasta 9 veces mayores. Estas fuerzas desplazan verticalmente mediante una barra al conjunto celda de carga – porta probetas, comprimiendo la probeta contra un rodamiento axial ubicado en el extremo inferior de un árbol vertical accionado mediante un sistema de poleas por un motor eléctrico vertical de 1hp ubicado sobre la lámina superior del bastidor. El control de la velocidad del motor que proporciona el movimiento relativo entre las esferas del rodamiento y la muestra, se consigue a través de un variador de frecuencia. La medición de la carga aplicada a la probeta se realiza directamente por la celda de carga, la velocidad es registrada a través de un sensor óptico y el ensayo se detiene automáticamente al detectarse variaciones en las vibraciones del equipo registradas por un acelerómetro; o al incrementarse la temperatura sobre los 100 °C. A continuación se presenta la ficha técnica del equipo según el diseño original.

Tabla 3: Ficha técnica del diseño original de la máquina de fatiga por contacto rodante.

|                               |                                                                                                                                                          |
|-------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Geometría de contacto         | Esfera-Plano                                                                                                                                             |
| Muestra de carga              | Arandela de alojamiento de rodamientos axiales, desde 3 bolas hasta 7, variando el diámetro de las mismas (de 4,75 a 6 mm.) con el cambio de rodamiento. |
| Muestra de prueba             | Arandela de superficie plana, con diámetro interno desde 10 hasta 30 mm. y diámetro externo de 24 a 47 mm..                                              |
| Dimensiones                   | Alto: 880 mm., Ancho: 780 mm. Profundidad: 400 mm.                                                                                                       |
| Definición de falla           | Variación de la vibración en la prueba                                                                                                                   |
| Peso de la máquina            | 40kg, sin motor ni mesa                                                                                                                                  |
| Método de aplicación de carga | Por pesos muertos, a través de palanca                                                                                                                   |
| Rango de cargas               | 0,3 a 200 kg                                                                                                                                             |
| Rango de velocidades          | Entre 720 y 4000 rpm.                                                                                                                                    |
| Rango de temperatura          | Ambiente hasta 100 °C                                                                                                                                    |
| Medición de temperatura       | Termocuplas tipo J o T                                                                                                                                   |
| Medición de velocidad         | Sensor de frecuencia del tipo óptico                                                                                                                     |
| Medición de fuerza            | Celda de carga tipo barra de punto o monocelda                                                                                                           |
| Medición de la vibración      | Por medio de acelerómetro                                                                                                                                |
| Material de construcción      | Acero                                                                                                                                                    |
| Elemento motriz               | Motor de 1 hp y 2850 rpm.                                                                                                                                |
| Sistemas de control           | Microprocesadores PIC /controladores lógicos programables PLC / tarjeta de adquisición de datos                                                          |

Fuente: Liendo y Márquez, (2005).

### ***Elementos de prueba.***

El diseño del equipo gira en torno a las características de los elementos de prueba ya que los ensayos que sobre ellos se llevaran a cabo son la razón de construirlo. En este caso los elementos de prueba son dos, la muestra de ensayo y la contra muestra de carga.

La muestra de ensayo posee geometría de arandela plana y la contra muestra de carga es un rodamiento axial de bolas.

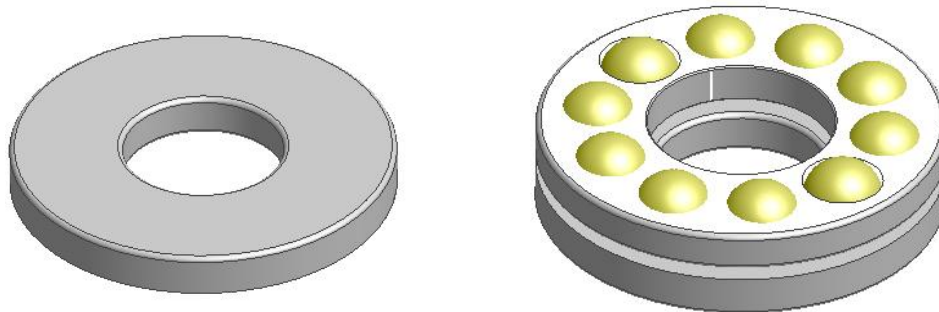


FIGURA 3: Muestra y rodamiento de prueba

Las condiciones del ensayo son tales que los diámetros internos y externos de la muestra y contra muestra en cada ensayo deben ser iguales para garantizar que la huella de las esferas del rodamiento quede siempre sobre la cara plana a ensayar de la muestra, adicionalmente se debe garantizar el paralelismo entre las superficies planas de la muestra. La superficie plana de la muestra a ensayar debe ser rectificadora para evitar iniciación temprana de grietas y para garantizar que las vibraciones producidas durante la realización de los ensayos posean las amplitudes mínimas posibles.

A continuación se muestran las características geométricas de la muestra y contra muestra.

Tabla 4: Características geométricas de las muestra y contra muestras a ser usadas en la máquina de Ensayos de fatiga por Contacto Rodante.

| Muestra | de=D<br>(mm) | di=D <sub>1</sub><br>(mm) | q (mm) | H (mm) | Denominación<br>rodamiento | D (mm)<br>esferas |
|---------|--------------|---------------------------|--------|--------|----------------------------|-------------------|
| I       | 24           | 10                        | 4      | 9      | 51.100                     | 4,75              |
| II      | 26           | 12                        | 4      | 9      | 51.101                     | 4,75              |
| III     | 28           | 15                        | 4      | 9      | 51.102                     | 4,75              |
| IV      | 30           | 17                        | 4      | 9      | 51.103                     | 5                 |
| V       | 35           | 20                        | 4      | 10     | 51.104                     | 5,5               |
| VI      | 42           | 25                        | 4      | 11     | 51.105                     | 5,5               |
| VII     | 47           | 30                        | 4      | 11     | 51.106                     | 6                 |

Fuente: Liendo y Márquez, (2005).

Cabe destacar que para la realización de los ensayos no es necesario que el rodamiento axial o contra probeta tenga todas las esferas lo que permitirá cambiar la cantidad de ciclos solo con cambiar la cantidad de esferas.

### ***Elaboración del modelo 3D a partir del diseño original.***

A continuación se presenta una lista de las piezas del diseño original elaborada con el programa CAD utilizado, en ella se destaca el nombre dado a cada pieza, número de unidades, peso de cada pieza, y observaciones.

Tabla 5: Lista de piezas del diseño original.

| Cantidad | Identificación               | Peso [kgf] | Observaciones                                                                                                                                                          |
|----------|------------------------------|------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 2        | Base Porta Probeta           | 0,197      |                                                                                                                                                                        |
| 1        | Base Superior Celda de Carga | 12,341     | Su peso no es considerado para la estimación de la carga                                                                                                               |
| 1        | Base Inferior Celda de Carga | 12,343     |                                                                                                                                                                        |
| 1        | Soporte Base Porta Probeta   | 0,503      |                                                                                                                                                                        |
| 1        | Eje Superior Probeta         | 4,63       | Peso excesivo                                                                                                                                                          |
| 1        | Base Superior Máquina        | 48,318     | Peso excesivo                                                                                                                                                          |
| 4        | Columnas                     | 1,852      |                                                                                                                                                                        |
| 1        | Base Inferior Máquina        | 48,75      | Peso excesivo                                                                                                                                                          |
| 1        | Conjunto Soporte Palanca     | 10,727     | Peso excesivo / originalmente no se toma en cuenta la ubicación del centro de gravedad de estos componentes al momento de hacer los cálculos para aplicación de cargas |
| 1        | Eje Inferior Probeta         | 1,686      |                                                                                                                                                                        |
| 1        | Conjunto Palanca             | 20,268     |                                                                                                                                                                        |
| 1        | Cubierta Sistema Motriz      | 155,054    | Peso excesivo                                                                                                                                                          |
| 1        | Base de seguridad            | 0,668      |                                                                                                                                                                        |
| 1        | Soporte Contrapesos          | 2,469      |                                                                                                                                                                        |
| 1        | Juego de contrapesos         | 25         |                                                                                                                                                                        |
| 1        | Motor                        | 15,8       |                                                                                                                                                                        |
|          | Total                        | 366,359    | Peso total excede mas de 8 veces peso reportado en la ficha técnica del equipo.                                                                                        |

Fuente: El Autor.

### ***Centro de gravedad***

El centro de gravedad del equipo según la configuración del diseño original se encuentra próximo al centro geométrico del bastidor y origen del sistema de referencia (lugar en el cual se ubicará la probeta) como se aprecia en la Figura 1, siendo sus coordenadas (-16,292; -0,666; 84,944).

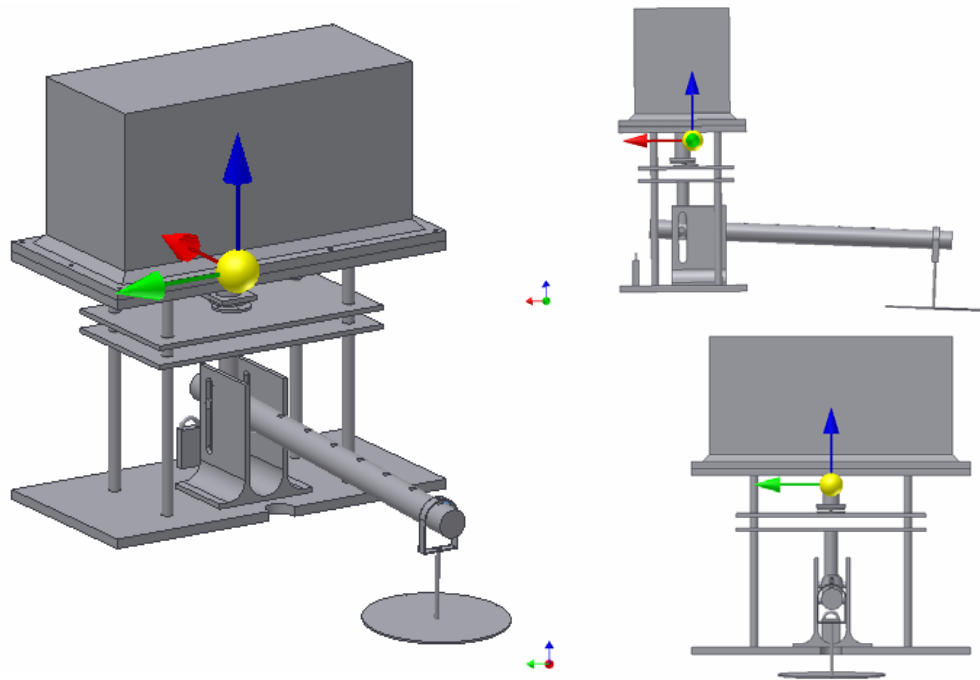


FIGURA 4: Vista general del diseño original de la máquina de ensayos de fatiga por contacto esfera-plano. (Fuente: Elaboración propia)

### ***Análisis de estabilidad***

- *Análisis de equilibrio estático en la dirección del eje x (paralelo a la palanca de aplicación de cargas).*

DCL del equipo en la dirección x

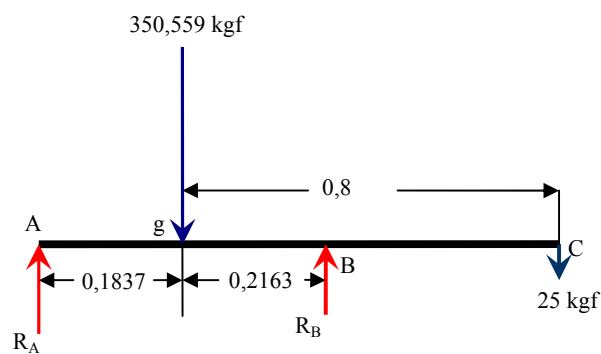


Figura 5: Diagrama de Cuerpo Libre en la dirección paralela al eje de palanca del diseño original de la máquina de ensayos de fatiga por contacto. (Fuente: Elaboración propia)

$$\sum M_A = -F_G \times 0,1837\text{m} + R_B \times 0,4\text{m} - F_C \times 1 = 0$$

de donde:

$$R_B = \frac{F_G \times 0,1837\text{m} + F_C \times 1\text{m}}{0,4\text{m}}$$

$$R_B = \frac{325,6\text{kgf} \times 0,18372\text{m} + 25\text{kgf} \times 1\text{m}}{0,4\text{m}} = 212,03\text{kgf}$$

Por sumatorias de fuerzas en la dirección vertical

$$\sum F_V = F_G + F_C - R_A - R_B = 0$$

despejando  $R_A$

$$R_A = F_G + F_C - R_B$$

$$R_A = 325,6 + 25 - 212,03 = 138,57\text{kgf}$$

- *Análisis de equilibrio estático en la dirección del eje y (perpendicular a la palanca del sistema de aplicación de cargas)*

DCL del equipo en la dirección y

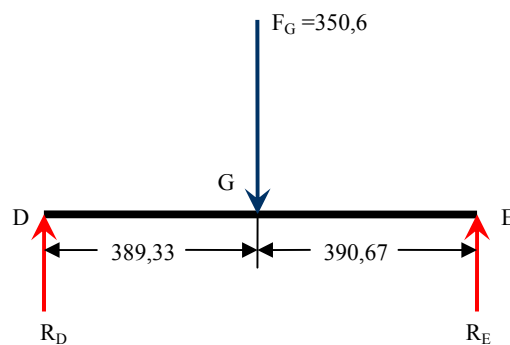


FIGURA 6: Diagrama de Cuerpo Libre en la dirección perpendicular al eje de palanca del diseño original de la máquina de ensayos de fatiga por contacto. (Fuente: El Autor.)

Por sumatoria de momentos en el punto D

$$\sum M_D = -F_G \times 0,3893\text{m} + R_E \times 0,78\text{m}$$

de donde:

$$R_E = \frac{0,3893\text{m} \times F_G}{0,78\text{m}}$$

$$R_E = \frac{0,3893\text{m} \times 350,6\text{kgf}}{0,78\text{m}} = 174,99\text{kgf}$$

Haciendo sumatoria de fuerzas verticales

$$\sum F_V = R_E + R_D - F_G$$

despejando  $R_D$

$$R_D = F_G - R_E$$

$$R_D = 350,6\text{kgf} - 174,99\text{kgf} = 165,61\text{kgf}$$

### ***Factores de seguridad***

A continuación se presenta una tabla con la resistencia requerida para cada pieza calculada en la concepción del diseño original, resistencia del material seleccionado para construirlo y el factor de seguridad correspondiente.

Tabla 6: Piezas, esfuerzos admisibles, valores de resistencia y factores de seguridad del diseño original de la máquina de ensayos de fatiga.

| Pieza                                   |                       | Acero        |             | Factor de seguridad $\eta$ |
|-----------------------------------------|-----------------------|--------------|-------------|----------------------------|
| Nombre                                  | $S_y$ requerido [Mpa] | Denominación | $S_y$ [Mpa] |                            |
| Base inferior                           | 14,625                | AISI 1045    | 530         | 43,4871795                 |
| Base superior                           | 0,73519               | AISI 1045    | 530         | 865,082496                 |
| Columnas de rigidez                     | 1,5686                | AISI 1045    | 530         | 405,457095                 |
| Eje de palanca                          | 351,66                | AISI 4340    | 1080        | 3,68537792                 |
| Contrapeso Parte superior               | 1,4715                | AISI 1045    | 530         | 432,212029                 |
| Contrapeso parte inferior               | 0,78                  | AISI 1045    | 530         | 815,384615                 |
| Eje inferior                            | 1,69                  | AISI 1045    | 530         | 376,331361                 |
| Eje superior                            | 0,955                 | AISI 1045    | 530         | 665,968586                 |
| Soporte                                 | 4,8                   | AISI 1045    | 530         | 132,5                      |
| Láminas que contienen la celda de carga | 0,666                 | AISI 1045    | 530         | 954,954955                 |
| Pasador                                 | 15,916                | AISI 1045    | 530         | 39,9597889                 |
| Apoyo del eje de palanca                | 25,4648               | AISI 1045    | 530         | 24,9756527                 |

Fuente: El Autor.

Observación: Los valores del Factor de seguridad obtenidos en la tabla fueron calculados en base a los valores reportados previamente por Márquez y Liendo, 2005.

### **Rodamientos**

En el diseño original se había seleccionado solo un rodamiento, lo cual se considera inadecuado, debido a que los sistemas de transmisión de potencia generan fuerzas radiales que ocasionan momentos a lo largo del eje, que si no son compensados con reacciones al menos en dos puntos, producen desalineamiento del árbol capaz de impedir el normal funcionamiento del equipo o producir daños en el mismo. Por otra parte el único rodamiento seleccionado es un rodamiento axial de simple efecto el cual no esta diseñado para soportar cargas radiales lo que imposibilitaría el alineamiento y la ubicación del eje en su posición.

### **Tipo de motor.**

*Alimentación:* El diseño original contempla el uso de un motor de corriente alterna pero se deja abierta la posibilidad de elegir la tensión del motor entre 110 V o 220 V.

*Grado de protección:* Los ensayos se realizarán en laboratorios de la escuela de Ingeniería Mecánica, lo que implica que el motor no operará en condiciones que requieran de un grado de protección muy exigente, por tanto, necesita únicamente protección contra entrada de polvo y contactos involuntarios.

*Posición:* Vertical.

*Arranque del motor:* En caso de la elección de motor monofásico se recomienda arranque con condensador y para motor bifásico no se requiere de ningún sistema de arranque particular.

*Velocidad de giro:* 2500rpm

*Potencia:* Según las estimaciones realizadas el par requerido para vencer la inercia es 2,76 Nm, lo que implica la necesidad de una potencia de 0,9 hp, recomendando el uso de un motor de un hp. Sin embargo el momento de inercia del conjunto de elementos accionados por el motor calculado directamente con el programa de diseño utilizado para la construcción del modelo 3D es de 0,12 Nm al cual correspondería un par muy inferior al par nominal de los motores de la potencia seleccionada.

Perdida en los rodamientos

### ***Control de velocidad.***

El método de control de velocidad de ensayo en el diseño original consiste en controlar la velocidad de rotación del motor a través de un variador de frecuencia, lo que permite un amplio rango de velocidades de ensayo sin la necesidad de hacer cambios de relaciones de transmisión que implicarían variaciones en las frecuencias naturales del equipo.

### ***Sistema de transmisión.***

El sistema de transmisión seleccionado para el diseño original es un sistema de transmisión flexible mediante banda plana, con una relación de transmisión 1:1, siendo el diámetro externo de cada polea 130 mm. Este sistema de transmisión no garantiza una perfecta sincronía entre la polea impulsora y la impulsada, por lo que se recomienda que las mediciones de velocidad se realicen directamente en el eje acoplado al porta probetas.

Las bandas para este sistema de transmisión deben ser fabricadas a la medida, comprando el material de la banda de una longitud apropiada y unos dispositivos que permiten unir ambos extremos de la misma para que tenga la geometría apropiada y cumpla su función.

### ***Sistema de aplicación de carga.***

En la comparación de los parámetros de diseño usados en la concepción del diseño original mencionada al inicio de la evaluación del diseño, se observa que una carga máxima aplicada de 180 kg representa menos del 20% de la carga que pueden aplicar equipos de tribología adaptados para realizar ensayos de FCR, y menos del 50% de la carga aplicable por la maquina diseñada por Moens y colaboradores (2000), en el trabajo titulado Desarrollo de un equipo para evaluar la resistencia a la fatiga de contacto por rodadura. Por lo que se considera apropiado modificar el sistema de aplicación de cargas de forma tal para incrementar el valor de la carga máxima que el mismo puede aplicar.

En el mismo orden de ideas el peso de la palanca del sistema de aplicación de cargas no esta compensado en el diseño original con un contrapeso, lo que impediría realizar ensayos con baja carga.

Por otra parte en los planos originales, la palanca del sistema de aplicación de carga reposa sobre un soporte que presenta deficiencias tomando en cuenta aspectos constructivos.

A continuación se presenta una imagen del elemento en cuestión en la cual se aprecia su geometría, según las especificaciones de diseño, el material para construirlo es acero AISI 1045. Para conseguir dicha geometría en ese material el proceso de manufactura adecuado es maquinarse un paralelepípedo de dimensiones mínimas (220mm x 170mm x 250mm) hasta conseguir la geometría deseada.

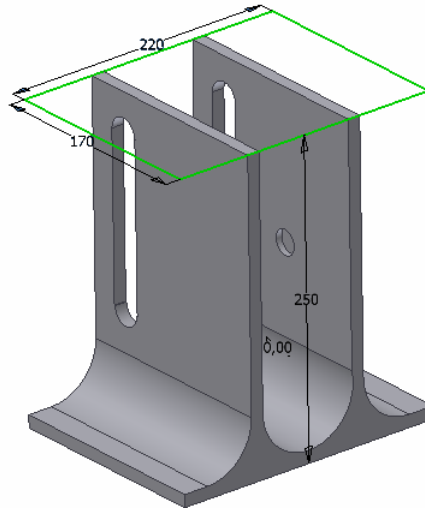


FIGURA 7: Soporte del sistema de aplicación de cargas en el diseño original (Fuente El Autor.)

Donde El volumen del paralelepípedo antes de maquinarse sería:

$$V = b \times h \times l$$

$$V = 250\text{mm} \times 220\text{mm} \times 170\text{mm} = 9350000\text{mm}^3$$

El área de la cara frontal resultante del maquinado del bloque, estimada mediante el programa de diseño asistido es  $8333,64\text{mm}^2$ , la cual al ser multiplicada por la profundidad  $l = 170\text{mm}$  da un volumen de:

$$V = 8333,34\text{mm}^2 \times 170\text{mm} = 1416667,8\text{mm}^3$$

Este volumen corresponde al 15% del volumen del bloque original, lo que implica un desperdicio de material cercano al 85%, para la construcción de esta pieza. Por otra parte la elaboración de esta pieza usando el proceso de maquinado requeriría de una gran cantidad de horas hombre y horas máquina.

### ***Medición de velocidad.***

El dispositivo para la medición de la velocidad de ensayo seleccionado en el diseño original fue un sensor óptico, a continuación se muestran las características del mismo.

Tabla 7: Sensor para medición de velocidad

|                     |                               |
|---------------------|-------------------------------|
| FABRICANTE          | EXTECH INSTRUMENTS            |
| TIPO                | Optico                        |
| MODELO              | 461957                        |
| RANGO DE MEDICIÓN   | Hasta 6000rpm (100 Hz)        |
| TENSION             | 12-24V CD, Consumo max 40mA   |
| TIEMPO DE RESPUESTA | <1 ms                         |
| COLOR HAZ LUMINOSO  | Verde                         |
| FUNCIONAMIENTO      | Interrupción del haz luminoso |

Fuente: Liendo y Márquez, (2005)

Es importante mencionar que es conveniente la velocidad registrada sea la velocidad del porta probetas inferior, ya que el sistema de transmisión no garantiza absoluta sincronía entre la velocidad de rotación del motor y la del porta probetas.

### ***Medición de fuerza.***

La elección para la medición de fuerza es una celda de carga cuyas especificaciones se muestran a continuación.

Tabla 8: Especificaciones de la celda de carga seleccionadas en el diseño original.

|              |                                                     |
|--------------|-----------------------------------------------------|
| Tipo         | Tipo barra de un solo apoyo                         |
| Fabricante   | BSL                                                 |
| Modelo       | PME-1                                               |
| Dimensiones  | A=130mm;<br>B=106mm;C=50mm;D=25mm<br>E=25mm; F=80mm |
| Rango        | 50-250kg                                            |
| Sensibilidad | + - 0,1%                                            |

|                                                                           |               |
|---------------------------------------------------------------------------|---------------|
| Alinealidad                                                               | +0,02% FS     |
| Histéresis                                                                | +0,02% FS     |
| Coeficiente de temperatura en cero<br>Coeficiente de temperatura en carga | +0,02% FS/10C |
| Resistencia de entrada                                                    | 420+-15Ω      |
| Resistencia de salida                                                     | 350+-3Ω       |
| Rango compensado de temperatura                                           | -10 a 50 °C   |
| Temperatura limite                                                        | -20 a 60 °C   |

Fuente: Liendo y Márquez, (2005)

Como se puede apreciar el rango de carga de la celda es de 50 a 250 kgf, si el valor de la carga máxima es aumentado será necesario incrementar la capacidad del dispositivo de medición de fuerza.

Otro aspecto a considerar es que la magnitud de la carga a medir debe permanecer constante en un ensayo que puede tener una duración de horas, esta característica del ensayo hace que sea cuestionada la necesidad de instalar una celda de carga, ya que no se requiere una medición de la carga en tiempo real pues las variaciones de la misma no están contempladas en la realización de los ensayos.

#### ***Medición de temperatura.***

La elección del sensor de temperatura para el diseño planteado originalmente es una termocupla tipo J o T, ya que ambas poseen salidas analógicas, lo que facilita la supervisión de la variable y control del ensayo permitiendo detener la prueba cuando la temperatura supera un valor preestablecido.

**Tabla 9: Características de las termocuplas seleccionadas en el diseño original.**

|            |                      |
|------------|----------------------|
| FABRICANTE | Termocuplas Valencia |
| MODELO     | TC-030               |
| RANGO      | -40 a +750 °C        |
| TIPO       | J o T                |

Fuente: Liendo y Márquez, (2005)

### ***Medición de la vibración.***

La elección de Liendo y Márquez (2005) para la medición de la vibración fue un acelerómetro. A continuación se muestran los dos modelos mencionados entonces, los cuales fueron recomendados por la empresa VEMPROACUSTIK C.A. de acuerdo a las especificaciones técnicas del diseño original.

Tabla 10: Acelerómetro seleccionado para el diseño original

| MODELO | DESCRIPCIÓN                                                                                | PRECIO   |
|--------|--------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| ACC005 | Acelerómetro ICP,<br>sensibilidad 500 mv,<br>margen frecuencial (+/-<br>10%) 3Hz a 5KHz    | 1404,00€ |
| ACE-1  | Acelerómetro ICP,<br>sensibilidad 100 mv,<br>margen frecuencial (+/-<br>10%) 0,3Hz a 400Hz | 828,00€  |

Fuente: Liendo y Márquez, (2005)

Royo, (sin fecha) en su trabajo *análisis de vibraciones e interpretación de datos*, considera que un punto importante en el análisis de fallas a través del estudio del fenómeno vibratorio, es conocer la severidad (amplitud) de la vibración, ya que ella indica la gravedad que puede tener un defecto.

Es importante mencionar que el análisis vibraciones no esta contemplado como parte de los estudios a realizar, por lo tanto esta variable no necesita ser registrada durante los ensayos, Solo se recurre a ella como método para la detección de la falla, con la intención de detener el ensayo.

### ***Sistema de control y Adquisición de datos.***

En el diseño original plantean 3 opciones de adquisición de datos para seleccionar una de ellas (Tarjeta de adquisición de datos, controladores lógicos programables, y microcontroladores PIC). Estas permiten monitorear las variables que intervienen en el ensayo, almacenar los datos a medida que se llevan a cabo los ensayos y realizar acciones de control en función de parámetros preestablecidos.

La necesidad que condujo al diseño del equipo, fue el estudio de la FCR en el cual es necesario establecer a priori los parámetros que afectan el contacto, estos parámetros deben permanecer constantes a lo largo de los ensayos, esto permite que sea posible hacer un registro manual de los mismos. Es importante mencionar que el monitoreo de la temperatura y las vibraciones se lleva a cabo con la intención de detener los ensayos, pero las el análisis de estas variables no forma realmente parte de los estudios que en se realizaran.

En consecuencia se consideran inadecuados los sistemas de adquisición de datos seleccionados originalmente.

#### ***Evaluación de aspectos constructivos y de mantenimiento.***

El proceso de soldadura por arco eléctrico manual elegido para la unión de los elementos que forman el bastidor de la máquina se considera inapropiado debido a que el mismo puede provocar distorsión térmica ocasionando ausencia de paralelismo entre las columnas guía. Por otra parte, el proceso de soldadura proporciona una unión permanente que impide hacer correcciones en caso de existir un problema en la construcción.

El inconveniente de que la unión sea permanente también afecta el proceso de mantenimiento del equipo debido a que impide que algunas de las piezas sean retiradas de la máquina.

#### **Proceso de Optimización**

##### ***Modificaciones planteadas.***

De los resultados obtenidos en el proceso de evaluación del diseño original se planteó realizar las siguientes modificaciones al equipo.

##### ***Configuración general del equipo***

Se modificó configuración del equipo de forma tal que el motor quede ubicado en la parte inferior y el sistema de aplicación de cargas en la parte superior. Esta modificación se realizó con la intención de garantizar la estabilidad del equipo.

- *Sistema de aplicación de cargas*

Se decidió reducir el tamaño de la palanca del sistema de aplicación de carga, con el fin de evitar que la palanca sobresalga del bastidor. Ver figura 9.

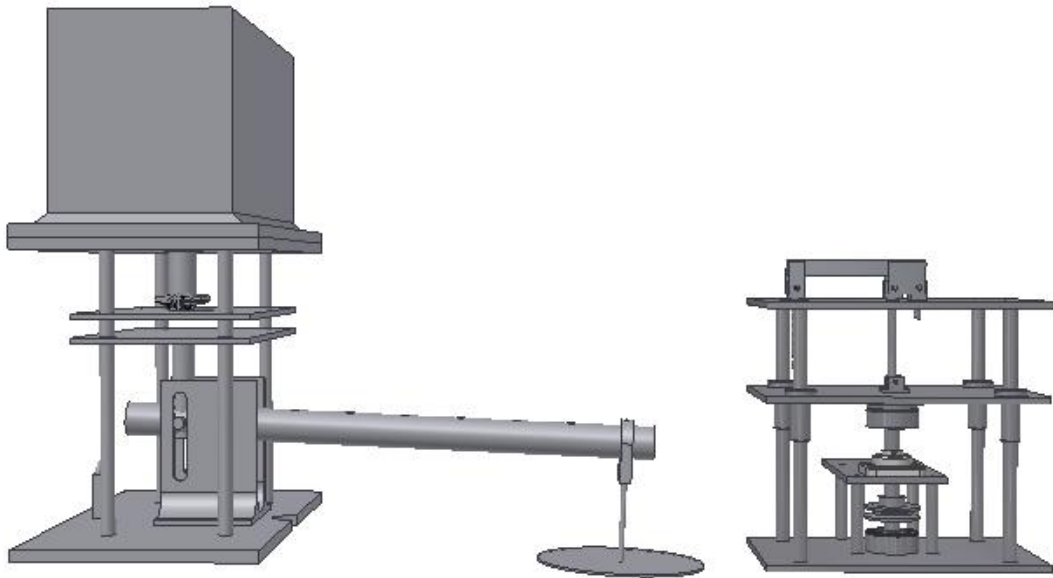


FIGURA 8: Comparación entre el diseño original y el optimizado, en la imagen se aprecian las diferencias de las dimensiones generales y entre los sistemas de aplicación de carga.

- Se cambió el apoyo del sistema de palanca de una pieza a tres piezas independientes ubicadas directamente sobre la lámina superior del equipo y fijas mediante unión roscada, ya que la pieza original que cumplía esta función en el diseño original presentaba deficiencias desde el punto de vista constructivos.
- Se modificó la geometría de la sección transversal de la palanca del sistema de aplicación de cargas, de geometría circular a cuadrada, pues la misma no está sometida a torsión y a que la barra cuadrada facilita el trabajo de construcción. Ver figura 10.



FIGURA 9: Diferencias geométricas de la palanca en los sistemas de aplicación de cargas del sistema original y el modificado. La imagen pone de manifiesto la reducción de tamaño.

- Se cambió el sistema de aplicación de cargas mediante pesos muertos, por un tornillo de potencia y un resorte a compresión, con la intención de incrementar la capacidad de carga del equipo a 4500 N, ya que hacer esto con el sistema de pesos muertos implicaría un aumento en la magnitud de los pesos muertos o de la palanca usada para generar la carga, que unido al resto de las modificaciones propuestas puede ocasionar la inestabilidad del equipo desde el punto del equilibrio estático del mismo. Adicionalmente el uso del resorte en el sistema de aplicación de cargas permite determinar la carga indirectamente midiendo la deflexión del resorte. Ver figura 11.
- *Sistema motriz*
  - Se seleccionó un motor eléctrico trifásico de inducción de 4 polos (1800 rpm) debido a que según los catálogos de motores como el de SIEMMENS, estos motores tienen factores de servicio superiores a los motores monofásicos.
  - Se sustituyó el sistema de transmisión de bandas planas por bandas trapezoidales, ya que las primeras requieren del ensamble de la banda y las últimas se consiguen en diversos tamaños estandarizados listos para su instalación.

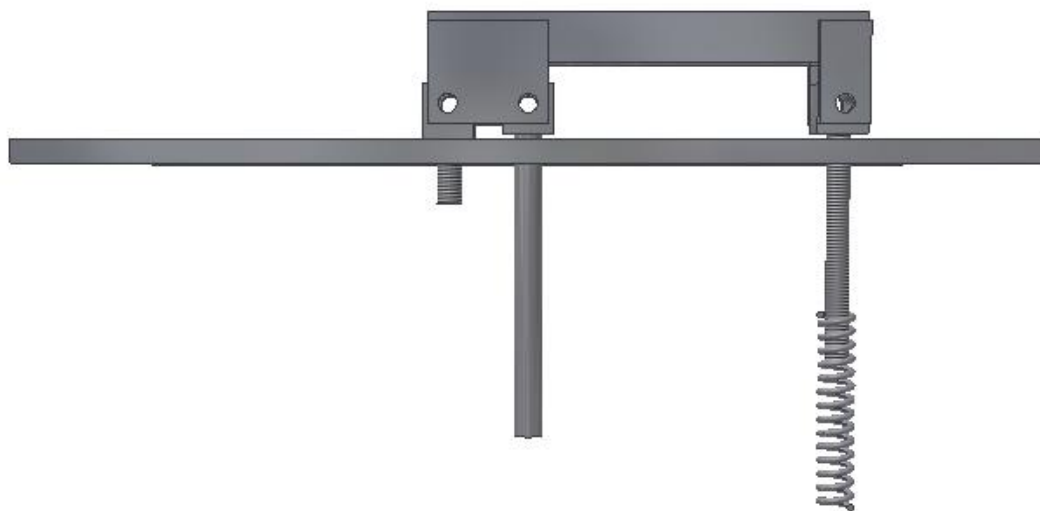


FIGURA 10: Sistema de aplicación de cargas y base superior. En el la imagen se aprecian a la derecha el tornillo de potencia y el resorte usados para generar la fuerza.

- Se aumentó el número de rodamientos que soportan al árbol de transmisión de potencia de uno a dos rodamientos, uno de cilindros cónicos y el otro radial de bolas, para soportar las cargas radiales generadas por el sistema de transmisión.
- *Mantenimiento y construcción*
  - Se sustituyó el sistema de unión mediante soldadura por arco eléctrico de las columnas a las bases superior e inferior, para facilitar el ensamblaje y desensamblaje de la máquina.
- *Instrumentación, control y adquisición de datos*
  - Se eliminó la celda de carga ya que la variable medida con este sensor permanece constante durante cada ensayo, lo que permite llevar un registro manual y este valor puede ser determinado midiendo la deformación del resorte del sistema de aplicación de cargas.
  - Se eliminó el sistema de adquisición de datos considerando que las variables permanecen constantes a lo largo del ensayo.
  - Se pospuso la instalación de la termocupla ya que la ausencia de la misma no impedirá la realización de los ensayos.

- Se decidió probar el sensor de impactos de un sistema de seguridad automotriz con la intención de verificar si el mismo era capaz de detectar la falla en la probeta, ya que el mismo en realidad es un sensor de vibraciones, y tomando en cuenta el costo del acelerómetro, que la vibración no forma parte del objeto de los estudios a realizar, y a la posibilidad de realizar esta prueba sin que esto representase un costo adicional.

#### *Redimensionamiento de piezas y reducción de peso*

- Se planteó reducir las dimensiones de las láminas superior e inferior (ancho y largo), con la intención de reducir peso en el equipo, lo que condujo a disminuir la distancia entre las columnas guía. Esta modificación se consideró apropiada debido a que también reduce los momentos flectores en las láminas superior e inferior.
- Se eliminó la cubierta superior del conjunto motriz debido a su peso excesivo y a que el motor posee un grado de protección apropiado para las condiciones de operación del equipo.

Observación: Estas modificaciones fueron propuestas como resultado del proceso de evaluación del diseño y el llevarlas a cabo condujo a hacer otras modificaciones las cuales no necesariamente aparecen justificadas en este trabajo especial de grado.

#### **Cálculos**

Cabe destacar que para simplificar cálculos, evitar confusiones a la hora de la manufactura y facilitar el maquinado de las piezas, algunas de ellas comparten la misma geometría ya que están sometidas a las mismas solicitaciones pero de magnitudes deferentes, realizándose el cálculo solo una vez para el caso más desfavorable.

- *Sistema de aplicación de cargas*

Para reducir la palanca del sistema de aplicación de cargas fue necesario sugerir una nueva configuración geométrica de la misma y hacer los cálculos para saber que fuerza se requiere como entrada para obtener la carga máxima deseada.

La carga máxima se estimó considerando que se pueden realizar ensayos con un rodamiento de 18 esferas aplicando una carga de 250N/esfera.

De donde

$$C_{\max} = N \times C_{esf}$$

$$C_{\max} = 18 \times 250N$$

$$C_{\max} = 4500N$$

Para la palanca se consideró la siguiente configuración

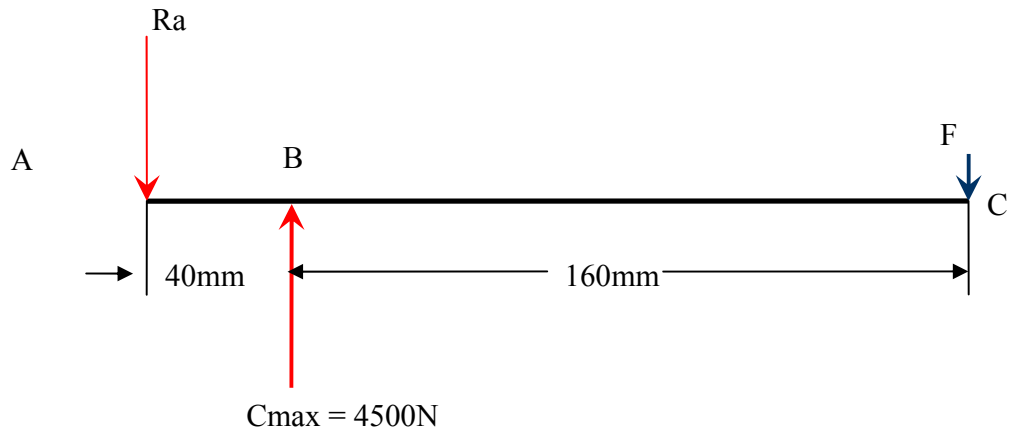


FIGURA 11: Diagrama de Cuerpo Libre de la palanca del sistema de aplicación de cargas modificado.

(Fuente: El Autor.)

Por sumatoria de momentos en A

$$\sum MA = 200mm \times F = 4500N \times 40mm$$

De donde

$$F = \frac{4500N \times 40mm}{200mm} = 900N$$

Por sumatoria de fuerzas verticales

$$Ra = 4500N - 900N = 3600N$$

Obteniéndose que es necesario aplicar una fuerza de 900N en el extremo del sistema de palanca para obtener una carga máxima de 4500N, lo que generará una reacción de 3600N en el apoyo del sistema de palanca ubicado en el extremo opuesto del sistema de aplicación de carga.

Según la configuración planteada para la palanca los diagramas de momento flector y esfuerzos cortantes son los siguientes.

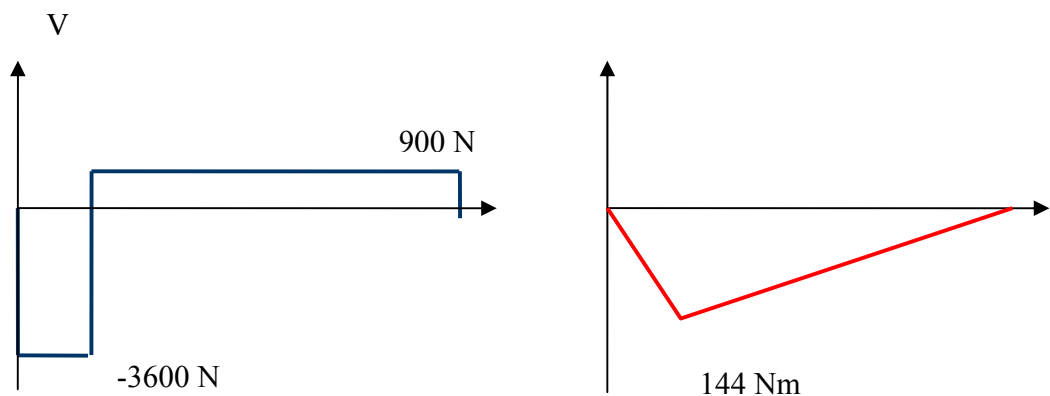


FIGURA 12: Diagramas de Cortantes y Momentos Flectores en la palanca del sistema de aplicación de cargas modificado (Fuente: El Autor.)

Para verificar el correcto desempeño de este elemento se calculan el esfuerzo normal máximo en la fibra más alejada y el esfuerzo cortante máximo.

Donde

$$\sigma_{\max} = \frac{M \times c}{I}$$

Siendo M el momento flector máximo; I el momento de inercia de la pieza y c la distancia a la fibra mas alejada.

La geometría de la palanca seleccionada fue barra cuadrada lado 25,4mm y 220 mm de longitud. A esta barra corresponden las siguientes características geométricas.

$$I = 3,4686 \times 10^{-6} \text{ m}^4 \text{ y } c = 0,0127 \text{ m}$$

Por lo tanto

$$\sigma_{\max} = \frac{144 \text{ Nm} \times 0,0127 \text{ m}}{3,4686 \times 10^{-6} \text{ m}^4} = 52724514 \text{ N/m}^2$$

El material seleccionado para este componente es Acero AISI 1045 con una resistencia a la fluencia de 310 Mpa, obteniéndose así un factor de seguridad de

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{310000000 \text{ Pa}}{52724514 \text{ Pa}}$$

$$\eta = 5.88$$

Para determinar el esfuerzo cortante máximo se recurre a la siguiente ecuación

$$\tau_{\max} = \frac{3 \times V}{2 \times A}$$

Siendo V el cortante máximo y A el área de la sección transversal de la barra

Por lo tanto

$$\tau_{\max} = \frac{3 \times 3600 \text{ N}}{2 \times 0.000645 \text{ m}^2} = 8372093 \text{ Pa}$$

Por teoría de esfuerzo de corte máximo

$$\eta = \frac{S_y}{2 \times \tau_{\max}} = \frac{310000000 \text{ Pa}}{2 \times 8372093 \text{ Pa}} = 18.5$$

- *Pasadores*

El sistema de aplicación de cargas esta articulado mediante un conjunto de pasadores de los cuales solo se realizó el cálculo para uno de estos pasadores ya que era el que por su ubicación estaría sometido a las mayores cargas y se disponía del menor espacio lo que era una limitante para su dimensionamiento. Al este pasador satisfacer los criterios de falla no fue necesario calcular los otros pues estaban sometidos cargas menores.

El pasador calculado fue el que articula la barra de aplicación de cargas a la base del porta probetas ya que es en esta barra donde se aplica la mayor carga y las condiciones geométricas limitaban su diámetro.

El pasador en cuestión fue considerado como una barra sometida a cortantes ignorando la flexión.

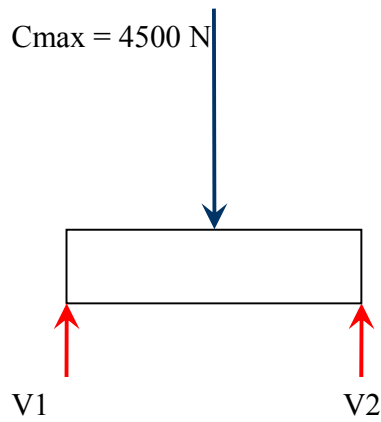


FIGURA 13: Diagrama de Cuerpo Libre de los pasadores del sistema de aplicación de cargas. (Fuente: El Autor.)

obteniéndose por simetría que V1 y V2, son iguales

$$V1 = V2 = \frac{C_{\max}}{2}$$

$$V1 = \frac{4500N}{2} = 2250N$$

De donde el esfuerzo de corte máximo en esta pieza resultó

$$\tau_{\max} = \frac{V}{2 \times A}$$

Siendo V el cortante en cada punto y A la sección transversal de el pasador

Asumiendo un factor de seguridad de 2 y considerando que el Acero utilizado para estos elementos es AISI 1020 cuyo esfuerzo de fluencia es 207 Mpa se procede a determinar el diámetro mínimo del pasador para las condiciones dadas.

Por esfuerzo de corte máximo

$$\eta = \frac{S_y}{2 \times \tau_{\max}}$$

Despejando  $\tau_{\max}$

$$\tau_{\max} = \frac{S_y}{2 \times \eta}$$

$$\tau_{\max} = \frac{207\text{MPa}}{2 \times 2} = 51,75\text{MPa}$$

Por lo tanto el área mínima viene dada por

$$A = \frac{V}{2 \times \tau_{\max}}$$

Que al evaluarla corresponde a

$$A = \frac{2250\text{N}}{2 \times 51,75\text{Mpa}} = 21,73\text{mm}^2$$

Que corresponde a un diámetro de

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 21,73\text{mm}^2}{\pi}} = 5,25\text{mm}$$

Para este pasador se selecciona un diámetro de 6,35mm que corresponde a 1/4" que es una medida estándar y garantiza que el pasador no fallara, al resto de los pasadores se les asigno un diámetro de 10mm ya que estaban ubicados en lugares que lo permitían.

- *Soporte fijo del sistema de aplicación de cargas y tornillo de potencia.*

Este soporte se consideró como una unión roscada sometida a tracción y adicionalmente se evaluaron los esfuerzos cortantes generados por el pasador en dicho elemento. El tornillo de potencia con el que se genera la fuerza que se aplica al sistema de palanca posee similares características geométricas salvo por tener mayor longitud y adicionalmente esta sometido a fuerzas 4 veces menores que el soporte por lo tanto para el mismo no se realizaron cálculos relativos a fallas.

El material Seleccionado para la manufactura de esta pieza es Acero AISI 1045 con resistencia a la fluencia de 310 Mpa. Por teoría de esfuerzo normal máximo considerando un factor de seguridad de 2 se tiene que

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

De donde

$$\sigma_{\max} = \frac{S_y}{\eta} = \frac{310\text{MPa}}{2} = 155\text{MPa}$$

El área correspondiente a esfuerzo normal será

$$A = \frac{F}{\sigma_{\max}}$$

Siendo F igual a 3600 N correspondientes a la reacción el sistema de aplicación de cargas en la condición de máxima carga.

De donde

$$A_t = \frac{3600\text{N}}{155\text{N/mm}^2} = 23,23\text{mm}^2$$

Para un diámetro mínimo de

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 23,23\text{mm}^2}{\pi}} = 5,44\text{mm}$$

Como esta rosca sería maquinada de una barra cuadrada de 25,4 mm de lado se seleccionó un diámetro externo de 12,7mm lo que incrementa el factor de seguridad y reduce el tiempo de elaboración de la pieza.

Otro factor importante para seleccionar esta unión son los esfuerzos cortantes en la rosca que vienen dados por

$$\tau = \frac{F}{A_s}$$

Donde  $A_s$  es denominada área cortante de barrido y se calcula con

$$A_s = \pi \times d_r \times w_i \times p$$

Siendo  $d_r$  el diámetro menor de la rosca=11,049mm;  $p$ =1.27mm; y  $w_i$  es el porcentaje ocupado por el metal en el diámetro menor al cual corresponde el valor de 0,8

De donde

$$A_s = \pi \times 11,049\text{mm} \times 0,8 \times 1,27 = 35,3\text{mm}^2$$

Por lo tanto

$$\tau = \frac{3600\text{N}}{35,3\text{mm}^2} = 103\text{MPa}$$

Por teoría de esfuerzo de corte máximo

$$\eta = \frac{S_y}{2 \times \tau} = \frac{310\text{MPa}}{2 \times 103\text{MPa}} = 1,5$$

Lo que garantiza que la rosca no fallara en caso de presentarse la condición mas crítica de carga.

- *Barra de aplicación de carga*

Esta barra se consideró como una columna ya que la misma es un elemento cargado axialmente a compresión

Primero se procedió a determinar la relación de esbeltez para determinar si la columna era corta o larga asumiendo que la barra es cilíndrica de diámetro 14mm y longitud 135mm

$$S_r = 1/k$$

Donde k es el radio de giro

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Donde por la geometría I es 1886mm<sup>4</sup> y A es 154 mm<sup>2</sup>, por lo tanto

$$k = \sqrt{\frac{1886\text{mm}^4}{154\text{mm}^2}} = 3,5\text{mm}$$

Resultando la relación de esbeltez

$$S_r = \frac{135\text{mm}}{3.5\text{mm}} = 38.57$$

Por lo tanto la barra debe ser considerada como una columna larga y se verifica mediante la ecuación de Euler que se muestra a continuación para las condiciones de borde presentes

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times A}{S_r^2}$$

Asumiendo un modulo de Young de 206,8 Gpa se obtiene una carga crítica de

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times 206800 \text{MPa} \times 154 \text{mm}^2}{38,57} = 81493,120 \text{KN}$$

Esta carga es muy superior a la carga máxima aplicada por el sistema por lo que se considera que la barra es segura.

- *Resorte del sistema de aplicación de cargas*

El resorte del sistema de aplicación de cargas fue seleccionado simplemente en base a la fuerza de 900 N necesaria para generar la carga máxima para los ensayos. Este resorte debía tener como característica que la constante del mismo fuese tal que la deformación necesaria para generar la carga máxima de ensayo estuviese dentro del rango de operación del resorte y que las deformaciones del mismo fuesen fácilmente medibles y no fuesen demasiado grandes por razones de espacio.

Se consideró que una deformación de 10 mm era aceptable con lo que se determinó la constante del resorte mediante la ley de Hooke

$$F = k \times x$$

Despejando k

$$k = \frac{F}{x}$$

Con las condiciones de ensayo  $F = 900 \text{ N}$  y  $x = 15 \text{ mm}$  se obtiene

$$k = \frac{900 \text{ N}}{10 \text{ mm}} = 90 \text{ N / mm}$$

Con el valor de la constante y las condiciones geométricas impuestas por el espacio disponible y la interacción del resorte con otras piezas de la máquina, se procedió a hacer la selección del resorte a través del catálogo de resortes de la marca Bourdignon suministrado por la empresa Herramientas Felco. Las características que sirvieron de ayuda en la selección de este resorte fueron: Longitud libre del resorte  $L_0$ , Constante del resorte R, diámetro de la espiga interna d y el valor de la carga máxima admisible y su deformación correspondiente para una vida larga del elemento. A continuación se presenta una tabla con las características del resorte seleccionado.

Tabla 11: Características del resorte del sistema de aplicación de cargas.

| Identificación | Diámetro de la espiga interna d [mm] | Longitud libre Lo [mm] | Constante del resorte k [N/mm] | Carga máxima Admisible [N] | Deflexión máxima admisible [mm] |
|----------------|--------------------------------------|------------------------|--------------------------------|----------------------------|---------------------------------|
| L2S32102       | 16                                   | 102                    | 116                            | 1775                       | 15,3                            |

Fuente: Herramientas Felco.

En la tabla se puede apreciar que la fuerza máxima requerida por el sistema de aplicación de cargas es apenas el 50% de la carga máxima requerida para que el resorte tenga una vida útil prolongada.

- *Bastidor*

El bastidor de la máquina esta compuesto por las columnas guía, y las láminas superior e inferior. Las columnas guía se analizaron como barras a tracción y las láminas como barras sometidas a flexión.

- o Columnas guía

Las 4 columnas guía soportan la carga distribuida equitativamente por lo tanto cada una de ellas soporta una carga máxima de 1125 N, el material seleccionado para la construcción de estas guías es Acero AISI 1045 cuya resistencia a la fluencia es 310MPa, considerando que su diámetro es de 22,5mm al cual corresponde un área de sección transversal de 397,6mm<sup>2</sup>, se obtiene que el esfuerzo máximo que soporta cada una de ellas es

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{1125\text{N}}{397,6\text{mm}^2} = 2,82\text{MPa}$$

Al comparar este valor con la resistencia del material se aprecia que la segunda esta muy por encima del esfuerzo máximo, pero se decide no hacer una reducción de diámetro ya que se desea que la superficie de contacto entre las columnas y las

bases superior e inferior sea lo mas grande posible ya que esto ayudara a aumentar la rigidez del bastidor de la máquina proporcionando un apoyo seguro para ambas láminas.

#### o Láminas superior e inferior

Estas láminas fueron analizadas como vigas simplemente apoyadas con una carga concentrada ubicada en el punto medio de los apoyos. Solo se realizó el cálculo en la dirección paralela a la palanca del sistema de aplicación de cargas ya que las columnas guía se encuentran más separadas en esta dirección y esto genera los momentos flectores de mayor magnitud. Cabe destacar que la lámina superior no estará sometida exactamente a estas condiciones de carga pero considerando que el tipo de falla que se pudiese generar no tendría consecuencias catastróficas, no afectaría a personas ni bienes, y el costo de la lámina es lo suficientemente bajo, se procedió a hacer la citada simplificación.

Diagrama de cuerpo libre de la lámina inferior

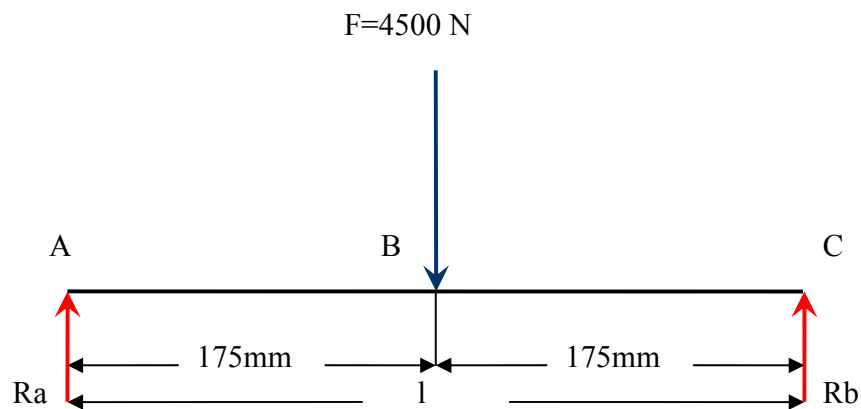


FIGURA 14: Diagrama de Cuerpo Libre de la lámina inferior de la máquina de ensayos de fatiga por contacto rodante. (Fuente: El Autor.).

Por simetría y sumatoria de fuerzas verticales  $R_a$  y  $R_b$  son iguales a 2250N

El cortante máximo es de 4500 N y el momento flector viene dado por

$$M_{\max} = \frac{F \times l}{4}$$

Por tanto

$$M_{\max} = \frac{4500\text{N} \times 0.35\text{m}}{4} = 393.75\text{Nm}$$

La lámina posee una geometría  $435 \times 300 \times 10$  milímetros de espesor donde la distancia a la fibra mas alejada es 5mm y su momento de inercia es de  $25000\text{mm}^4$  de donde

El esfuerzo normal máximo en la fibra mas alejada es

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \times c}{I} = \frac{393.75\text{Nm} \times 0.005\text{m}}{2.5 \times 10^{-8}} = 78750000\text{Pa}$$

Siendo el material seleccionado para la lámina el acero AISI 1020 con resistencia  $S_y = 207\text{MPa}$  se obtiene

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} = \frac{207\text{MPa}}{78.75\text{Mpa}} = 2.62$$

Lo que garantiza que las láminas no fallaran en condiciones de máxima carga

- *Determinación de la potencia del motor*

De acuerdo con las características del motor seleccionado la velocidad sincrónica del mismo es de 1800 rpm, lo que corresponde a una velocidad angular de 190 rad/s aproximadamente.

En el catálogo de motores de inducción de SIEMENS se considera apropiado que los motores alcancen la velocidad de operación en un tiempo máximo de 10 s, por lo tanto para llegar a una velocidad cercana a la sincrónica en un tiempo inferior al mencionado se requiere de una aceleración angular media de  $19\text{ rad/s}^2$ .

A partir de la relación

$$M = I \times \alpha$$

Con  $I = 0.002\text{kg m}^2$  determinado directamente por el programa de diseño

Se obtiene que el par requerido es

$$M = 0.002\text{kgm}^2 \times 19\text{rad/s} = 0.038\text{Nm}$$

Verificándose que ese par nominal lo puede desarrollar el motor más pequeño de los motores de inducción de 4 polos el cual tiene una potencia nominal de 0.4hp (290 W) y un par nominal de 1.74Nm.

Como el par requerido para mover el conjunto de elementos accionados por el motor es muy inferior al par del motor no se tomaron en cuenta las pérdidas ocasionadas por los rodamientos seleccionados.

- *Transmisión de potencia.*

Como se mencionó anteriormente el sistema de transmisión de poleas que se seleccionó fue el de bandas trapezoidales ya que las mismas son mucho más fáciles de conseguir y no requieren del armado de la propia banda como las planas.

- o Selección de la banda

De acuerdo a la potencia a transmitir de 0,5 hp el tipo de banda recomendada es la banda con sección A la cual posee las siguientes características según Shigley, (2001).

Tabla 12: Características de la banda trapezoidal seleccionada

| Sección | Ancho a [pulg] | Espesor b [pulg] | Diámetro mínimo de polea [pulg] | Rango de Potencia [hp] |
|---------|----------------|------------------|---------------------------------|------------------------|
| A       | 1/2            | 11/32            | 3,0                             | 1/4 a 10               |

Fuente: Shigley, (2002)

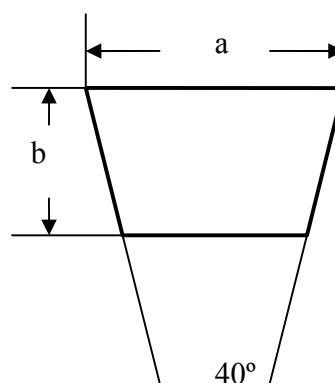


FIGURA 15: Características de la sección transversal de las bandas trapezoidales. (Fuente: Shigley 2001)

o Distancia entre centros

Esta distancia se calculo a partir de la ecuación para determinar la longitud efectiva de la banda que viene dada por (Shigley, 2001)

$$L_p = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

Donde

C = distancia entre centros; D = diámetro polea mayor; d = diámetro polea menor;

Lp Long de paso o efectiva de la polea.

Asumiendo  $L_p = 35''$  y  $D = d = 3,5''$  se obtiene

$$C = \frac{L_p - 3,25D}{2} = \frac{35'' - 3,25 \times 3,5}{2} = 11.81''$$

Llevando este valor a milímetros se obtiene que la distancia entre centros debe ser de 300 mm.

- *Vida de los rodamientos*

Los rodamientos ubicados en la máquina para garantizar el correcto posicionamiento del eje motriz fueron seleccionados tomando en cuenta que tuviesen una capacidad de carga mayor que la que posee el rodamiento de prueba más grande, con la intención de garantizar que tuviesen una vida mas prolongada que el rodamiento de prueba.

Los rodamientos seleccionados para este fin fueron el rodamiento SKF 32305 J2 y el rodamiento YAR 205-2RF, el primero por tener capacidad de soportar la carga axial aplicada a la probeta y la carga radial generada por el sistema de transmisión de bandas trapezoidales, el segundo para soportar las cargas radiales ayudando al primero a asegurar la coincidencia del eje del árbol con el eje del porta probetas superior, este segundo rodamiento esta alojado en un soporte tipo brida designación SKF FYK 505.

Para poder hacer los cálculos de la vida de los rodamientos primero fue necesario determinar la fuerza radial generada por el sistema de transmisión, según Mott, (1995) la fuerza de flexión o fuerza radial producida por la polea de una banda acanalada en el eje viene dada por:

$$Fr = \frac{1,5 \times T}{D/2}$$

Donde Fr es la fuerza radial, T es el par motor transmitido, y D es el diámetro del eje en el lugar donde se aloja la polea.

Por lo tanto

$$Fr = \frac{1,5 \times 1.74 \text{ Nm}}{0,025 \text{ m} / 2} = 209 \text{ N}$$

Asumiendo por simplicidad que la polea se encuentra centrada entre los dos rodamientos, entonces cada uno de ellos soporta el 50% de la carga radial.

Con este valor y con la carga axial máxima de 4500 N se procedió a calcular la vida de los rodamientos haciendo uso del catálogo interactivo de la página Web de SKF, a continuación se muestra una tabla con los resultados obtenidos.

Tabla 13: Vida de los rodamientos de la máquina de ensayos de fatiga.

| Designación        | Tipo                          | L <sub>10</sub> | L <sub>10h</sub> | L <sub>10m</sub> | L <sub>10mh</sub> |
|--------------------|-------------------------------|-----------------|------------------|------------------|-------------------|
| SKF 51106          | Axial de bolas, simple efecto | 75              | 790              | 220              | 2330              |
| SKF 32305 J2       | cónico                        | 560             | 5920             | 580              | 6110              |
| SKF YAR 205-2RF/HV | Y                             | 152000          | >1000000         | >1000000         | >1000000          |

Fuente: El Autor.

En la tabla precedente se aprecia que la vida de los rodamientos de la maquina es considerablemente mayor que la vida de los rodamientos de prueba lo que garantiza que estos no vayan a fallar durante los ensayos.

#### ***Prueba del sensor de vibraciones***

La prueba del sensor de vibraciones consistió en hacer funcionar el con una probetas sin la presencia de la falla y una con un defecto localizado que simula la presencia de la misma, el procedimiento utilizado fue el mismo que se llevó a cabo para la puesta a punto del equipo donde se hace una descripción detallada del mismo. El resultado de estas pruebas fue que el sensor es apropiado para realizar detectar la presencia de las fallas y por tanto se decidió sustituir el acelerómetro.

#### ***Elaboración del modelo 3D a partir de las modificaciones Planteadas.***

A continuación se presenta una lista de las piezas del modelo optimizado elaborada con el programa CAD, en ella se destaca el nombre dado a cada pieza, número de unidades y peso de cada pieza.

Tabla 14: Elementos constructivos del diseño optimizado.

| Cantidad | Identificación                    | Peso unitario<br>[kg] | Peso total<br>componentes[kg] |
|----------|-----------------------------------|-----------------------|-------------------------------|
| 1        | Barra de aplicación de cargas     | 0,329                 | 0,329                         |
| 1        | Barra de palanca                  | 1,113                 | 1,113                         |
| 1        | Base inferior                     | 10,292                | 10,292                        |
| 1        | Base superior                     | 10,213                | 10,213                        |
| 4        | Bocinas                           | 0,302                 | 1,208                         |
| 4        | Columna soporte rodamiento        | 0,283                 | 1,132                         |
| 4        | Columnas Guía                     | 1,23                  | 4,92                          |
| 1        | Eje motriz                        | 0,797                 | 0,797                         |
| 1        | Lámina porta probetas             | 9,43                  | 9,43                          |
| 1        | motor                             | 5,5                   | 5,5                           |
| 3        | Pasadores                         | 0,025                 | 0,075                         |
| 1        | Polea impulsada                   | 0,616                 | 0,616                         |
| 1        | Polea impulsora                   | 0,725                 | 0,725                         |
| 2        | Soporte doble palanca             | 0,145                 | 0,29                          |
| 1        | Soporte fijo                      | 0,167                 | 0,167                         |
| 1        | Soporte rodamiento cónico         | 0,861                 | 0,861                         |
| 1        | Soporte rodamiento radial         | 3,428                 | 3,428                         |
| 2        | Soporte simple de palanca         | 0,061                 | 0,122                         |
| 1        | Tornillo de potencia              | 0,402                 | 0,402                         |
| 1        | Soporte portaprobetas superior    | 0,529                 | 0,529                         |
| 1        | Porta probetas superior           | 0,222                 | 0,222                         |
| 1        | Porta probetas inferior           | 1,018                 | 1,018                         |
| 1        | Soporte barra aplicación de carga | 0,094                 | 0,094                         |
|          |                                   |                       |                               |
|          | Total                             |                       | 53,483                        |

Fuente: El Autor.

- *Centro de gravedad*

Como era de esperar por la configuración espacial de la maquina el modelo 3D demostró que el centro de gravedad de la maquina esta ubicado cercano al centro geométrico de la maquina. Por esta razón no se presenta en este trabajo análisis de estabilidad de la misma.

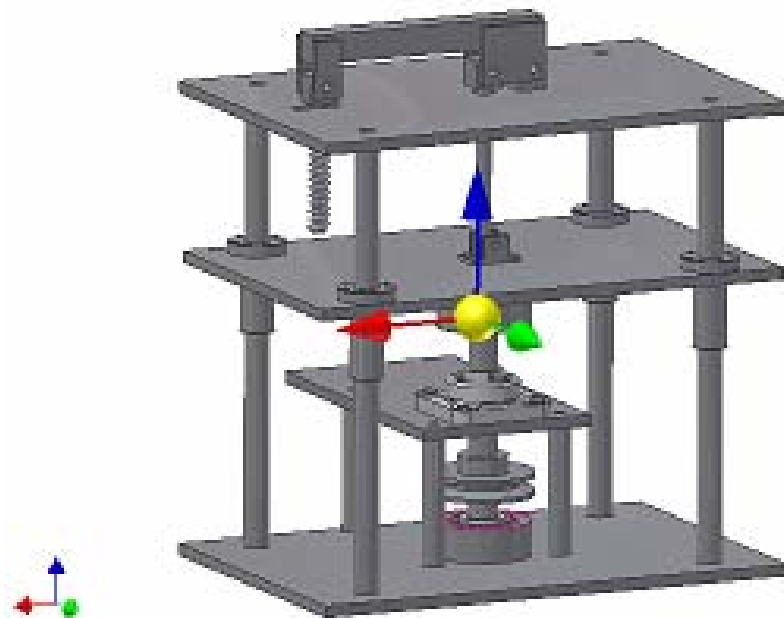


FIGURA 16: Ubicación del centro de gravedad del equipo optimizado. (Fuente: El Autor)

### Ficha Técnica de la máquina de fatiga por contacto rodante esfera-plano

Tabla 15: Ficha técnica del diseño de la máquina de fatiga por contacto rodante.

|                               |                                                                                                                                                             |
|-------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Geometría de contacto         | Esfera-Plano                                                                                                                                                |
| Muestra de carga              | Arandela de alojamiento de rodamientos axiales, desde 3 esferas hasta 18, variando el diámetro de las mismas (de 4,75 a 6 mm.) con el cambio de rodamiento. |
| Muestra de prueba             | Arandela de superficie plana, con diámetro interno desde 10 hasta 30 mm. y diámetro externo de 24 a 47 mm..                                                 |
| Dimensiones                   | Alto: 550 mm., Ancho: 440 mm. Profundidad: 500 mm.                                                                                                          |
| Definición de falla           | Variación de la amplitud de la vibración en la prueba                                                                                                       |
| Peso de la máquina            | 55 kg                                                                                                                                                       |
| Método de aplicación de carga | Sistema de palanca acoplado a tornillo y resorte de compresión                                                                                              |
| Rango de cargas               | 0,3 a 200 kg                                                                                                                                                |
| Rango de velocidades          | Entre 500 y 1600 rpm.                                                                                                                                       |
| Medición de velocidad         | Sensor de frecuencia del tipo óptico                                                                                                                        |
| Medición de fuerza            | Lectura directa de la deformación del resorte del sistema de aplicación de cargas                                                                           |
| Medición de la vibración      | Por medio de acelerómetro                                                                                                                                   |
| Material de construcción      | Acero                                                                                                                                                       |
| Elemento motriz               | Motor de 1/2 hp 1590 rpm.                                                                                                                                   |

Fuente: El Autor.

## Evaluación de costos

### *Costo de materiales e insumos.*

A continuación se muestra la información de los precios de los materiales e insumos requeridos para la construcción del equipo, la cantidad requerida de los mismos y el precio total.

Es importante destacar que en la estimación de los costos de manufactura del equipo no se contemplaron los costos generados por mano de obra, transporte, ni otros gastos.

Tabla 16: Costos asociados a la manufactura del equipo de ensayos de fatiga por contacto rodante

| Item                   | Denominación | Cantidad | Precio unitario [Bs.] | Precio total [Bs.] |
|------------------------|--------------|----------|-----------------------|--------------------|
| Acero                  | 1020         | 35,175   | 8.500,00              | 298.987,50         |
| Acero                  | 1045         | 10,67    | 10.500,00             | 112.035,00         |
| Acero                  | 4340         | 0,797    | 10.500,00             | 8.368,50           |
| Motor eléctrico        | 1/2 hp       | 1        | 300.000,00            | 300.000,00         |
| Poleas                 | Polea 3,5"   | 2        | 16.270,00             | 32.540,00          |
| Rodamiento axial       | 51160        | 1        | 3.700,00              | 3.700,00           |
| Rodamiento cónico      | 32305 J2     | 1        | 27.860,00             | 27.860,00          |
| Soporte tipo brida     | YAR 2-2RF    | 1        | 15.460,00             | 15.460,00          |
| Variador de frecuencia | Emerson      | 1        | 600.000,00            | 600.000,00         |
| Sensor Vibración       | Kramer       | 1        | 150.000,00            | 150.000,00         |
|                        |              |          |                       |                    |
|                        |              |          | Total                 | 1.548.951,00       |

Fuente: El Autor.

### **Construcción del equipo.**

El proceso de construcción del equipo se realizó en los talleres de la Escuela de Ingeniería Mecánica y para llevarlo a cabo se contó con la colaboración del personal técnico que ahí labora.

### ***Compra de materiales:***

La compra de materiales se inició con la adquisición del acero para la manufactura de las partes y el motor junto al variador de frecuencia, para posteriormente adquirir el

resto de los materiales siguiendo el mismo orden en el cual se llevó a cabo el proceso de construcción con la intención de reducir la posibilidad de incurrir en gastos innecesarios ocasionados por posibles modificaciones surgidas durante el proceso de manufactura o ensamblaje.

Cabe destacar que la compra del acero se realizó procurando que se generase la menor cantidad de desperdicio para lo cual fue necesario consultar a los técnicos ya que eso depende del proceso de manufactura utilizado, del estado de las maquinas herramientas y de las habilidades del técnico.

Observación: Se recuerda que parte de los materiales ya se habían adquirido al plantearse este trabajo especial de grado. Es importante mencionar que el análisis de costos presentados aquí, está basado en los costos de los materiales necesarios para la construcción del equipo según las nuevas especificaciones, excluyendo del análisis la parte de los materiales que se compraron originalmente y no se requirieron para la construcción del equipo.

#### ***Proceso de manufactura de piezas:***

La geometría de la mayoría de las piezas se consiguió mediante procesos de arranque de viruta como taladrado, torneado y frezado. Algunas de ellas requirieron también de procesos abrasivos posteriores para garantizar tolerancias mas estrechas como en el caso de las superficies planas de las probetas que fueron llevadas a su medida final mediante rectificado, o la superficie de las columnas guía que requirieron de un proceso de lijado hasta grano 180 para reducir las irregularidades dejadas por el proceso de cilindrado de las mismas.

Otro aspecto importante a considerar en el proceso de manufactura, fue la alineación de orificios para asegurar un posicionamiento preciso de piezas, como es el caso de las bases superior e inferior que están unidas mediante las columnas guía, esto se consiguió taladrando simultáneamente las piezas a perforar, sujetas previamente mediante prensas de tornillo y en algunos casos con puntos de soldadura, luego de realizado el proceso de taladrado de todos los orificios que requerían de alineación se procedió a separar nuevamente las piezas para ubicarlas en su posición o para proseguir con otra fase del proceso.

En el mismo orden de ideas la longitud final de las columnas, ejes y otros elementos estructurales con geometría axial se consiguió mediante refrentado en el torno para garantizar paralelismo entre las caras de ambos extremos y tolerancias estrechas.

Gran cantidad de elementos requirieron de la elaboración de roscas internas o externas, estas roscas se fabricaron llevando la pieza a la medida apropiada ya sea mediante taladrado o cilindrado para posteriormente maquinar la rosca con la herramienta correspondiente (macho o tarraja para hacer roscas). Es importante mencionar que el proceso real de diseño de la mayoría de los elementos roscados se realizó determinando inicialmente las dimensiones mínimas admisibles sin hacer la selección final de las dimensiones de dichos elementos, ya que era necesario consultar primero al personal del taller para verificar con qué herramientas se contaba para la elaboración de dichos elementos ya que en los primeros intentos fue necesario repetir los cálculos como consecuencia de la falta de las herramientas adecuadas (machos o tarrajas para hacer roscas de las dimensiones seleccionadas).

El proceso de soldadura seleccionado fue el proceso de arco manual sin la necesidad de ningún tratamiento térmico anterior o posterior, ni biselado de las partes. Para llevar a cabo estos procesos se fijaron firmemente las piezas maquinadas en sus posiciones correspondientes mediante prensas de tornillo haciendo coincidir los ejes de orificios en caso de ser necesario, colocando en ellos sus correspondientes elementos de unión como pasadores o tornillos y realizando las mediciones correspondientes, luego se aplicaron un conjunto de puntos de soldadura para garantizar la inmovilidad de las piezas durante la etapa final del proceso y se revisaron nuevamente las medidas, posteriormente se aplicaron los cordones correspondientes y finalmente se verificaron por última vez las medidas de las piezas para comprobar que no fueron afectadas por la distorsión térmica.

### ***Proceso de ensamblaje***

El proceso de ensamblaje de la máquina se realizó a la par con el proceso de manufactura de las piezas requeridas, ensamblándose cada parte de la máquina en la medida en que se terminaban las piezas o conjuntos de piezas requeridos.

La primera parte del proceso de ensamblaje consistió en insertar y fijar las bocinas en la lámina sobre la cual se colocaría el porta probetas. Luego con la ayuda de esta lámina se procedió a ubicar en sus posición y unir mediante pernos las columnas guía en la base inferior de la máquina repitiéndose el mismo procedimiento para unir las columnas a la base superior, cabe destacar que en este proceso los pernos fueron apretados progresivamente a medida que se verificaba que la lámina móvil se desplazara con suavidad a lo largo de la totalidad de la longitud de las columnas guía. Durante esta etapa del proceso de ensamblaje se puso de manifiesto que los cojinetes lineales diseñados originalmente eran demasiado cortos lo que hacía la lámina sobre la cual se apoya el porta probetas se trancara, por lo que se decidió aumentarles la longitud desde 25mm hasta 80 mm, cambiar el material de bronce fosforoso por acero AISI 1020 aunque el segundo tiene mayor coeficiente de roce el problema era garantizar el paralelismo de las columnas y no el roce generado por los cojinetes.

Ya habiéndose ensamblado el bastidor de la máquina se armó e instaló el sistema de aplicación de cargas asegurándose que la barra de aplicación de cargas estuviese perfectamente posicionada en el centro de la máquina para evitar que se generasen momentos que tendiesen a hacer girar la lámina de la celda de carga respecto a su centro.

Luego se colocaron el soporte del rodamiento cónico de la parte inferior de la máquina y el eje motriz con su correspondiente polea de transmisión, estas piezas sirvieron como referencia para ubicar la base sobre la que descansan el otro soporte de rodamiento y el motor.

El siguiente paso consistió en la ubicación del porta probetas, el motor, la banda de transmisión y el variador de frecuencia en sus posiciones correspondientes.

Es importante hacer notar que el sensor de vibraciones no se instaló sino hasta la etapa de puesta a punto del equipo pues se consideró conveniente ubicarlo donde se obtuviesen los mejores resultados en las pruebas preliminares, lo que se llevó a cabo mediante tanteo sobre los elementos que se consideraron más indicados.

El proceso de pintura de cada una de las piezas que así lo requirió fue ejecutado de acuerdo a las especificaciones indicadas en los envases de cada uno de los productos utilizados luego de verificar que cada pieza cumplía su función.

#### **Puesta a punto del equipo.**

Para la puesta a punto del equipo fue necesario verificar el correcto funcionamiento de diversos sistemas y la calibración de algunos sistemas de medición.

#### ***Sistema motriz y control de velocidad de ensayo.***

El sistema motriz y el variador de frecuencia se probaron antes de ser instalados en el equipo para verificar que funcionaban correctamente. Luego de su instalación se procedió a verificar igualmente su funcionamiento haciéndolos funcionar a distintas condiciones de carga verificando la relación entre la velocidad indicada por el monitor del variador de frecuencia, y lecturas realizadas con un tacómetro óptico tanto en la polea impulsada como la impulsora, obteniéndose como conclusión que el aumento de la carga no afecta significativamente la relación de transmisión y que la velocidad indicada por el monitor del variador de frecuencia coincide con la velocidad de ensayo.

#### ***Sistema de detención de los ensayos en caso de producirse la falla.***

Para la verificación de este sistema se procedió a comprobar si el sensor inductivo era capaz de filtrar el ruido producto de la operación del equipo en condiciones normales, esto se llevó a cabo graduando la sensibilidad del sensor mientras el equipo funcionaba a una velocidad angular preestablecida, con un rodamiento 51106 nuevo en el porta probetas. Al realizar esta operación se verificó que era posible filtrar el ruido sin que fuese necesario reducir la sensibilidad del transductor significativamente.

Luego se reemplazó una de las pistas originales del rodamiento por una probeta de acero AISI 4340 con la superficie de contacto rectificadas para verificar si en esta condición el sensor también era capaz de filtrar el ruido. Al llevar a cabo esta operación no fue necesario realizar ningún ajuste en la graduación de la sensibilidad del transductor.

Por último se colocó una probeta con las mismas características que la anterior pero en ella se realizó una hendidura con un dúrometro Rockwell usando la escala C, sobre un punto en la huella que describirían las esferas durante el funcionamiento del equipo, con la intención de simular la presencia de un defecto producto de la fatiga. El sensor en esta condición fue capaz de enviar la señal de control usada para detener el motor.

El procedimiento anterior se llevó a cabo para velocidades angulares de 300, 600, y 900 rpm con cargas de 580 y 930 N. Observándose un incremento en las vibraciones con el aumento de la velocidad angular lo que se traduce en un aumento de la dificultad para graduar la sensibilidad a altas velocidades de ensayo, pero sin que llegase a ser imposible conseguirlo para las condiciones en que se realizaron las pruebas.

### **Instrucciones para el uso de la máquina de ensayos de ensayos de fatiga por contacto esfera – plano.**

#### ***Ubicación de las probetas***

1. Desmontar los pasadores de la palanca del sistema de aplicación de cargas, cerciorándose primero que la tuerca del tornillo de potencia que comprime el resorte este totalmente floja para evitar que al retirar alguno de los pasadores que mantienen la palanca en su lugar la misma sea impulsada bruscamente pudiendo ocasionar un accidente.
2. Girar la palanca del sistema de aplicación de cargas, de manera que queden libres el tornillo de potencia y la barra que transmite la potencia.(Ver Figura 17).



FIGURA 17: Máquina de fatiga con la palanca del sistema de aplicación de cargas en una posición que permite reemplazar las probetas. En esta imagen se pueden apreciar los pasadores que se removieron para poder mover la palanca.

3. Levantar la lámina que soporta el porta probetas superior para introducir la muestra y contra muestra o rodamiento axial. (ver Figura 18).
4. Insertar el rodamiento en el porta probetas inferior y la muestra de ensayo en la superior. (ver Figura 19)
5. Bajar porta probetas superior y colocar el sistema de aplicación de cargas siguiendo el procedimiento inverso al descrito en el primer paso.



FIGURA 18: Máquina de ensayos lista para introducir las muestras en el porta probetas. Obsérvese el espacio libre sobre el porta probetas inferior.

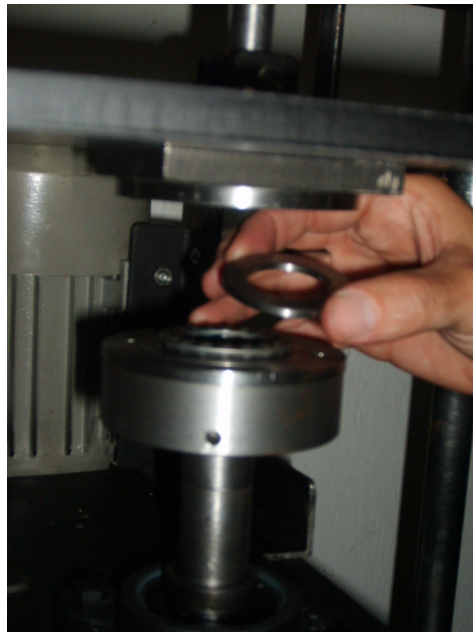


FIGURA 19: Colocación de la muestra en el porta probetas.

### ***Selección de la carga.***

Girar la tuerca del tornillo de potencia para comprimir el resorte y medir con un calibrador “vernier” la distancia en milímetros desde la parte superior de la lámina porta probetas hasta la parte inferior de la tuerca con la que se comprime el resorte. La carga en el sistema de aplicación de cargas viene dada por  $C = 580 \times (123 - L(\text{mm}))$ . (Ver Figura 20)



FIGURA 20: Medición de la de flexión del resorte para determinar la carga a aplicar. Se aprecia por la medida registrada con el calibrador que no hay carga aplicada.

### ***Selección de la velocidad de ensayo.***

Estando el equipo conectado a la red eléctrica presionar las teclas  o  para seleccionar la velocidad de rotación del porta probetas.

### ***Alimentación del sistema de detección de la falla de la probeta.***

El sistema de detección de la falla en la probeta requiere de alimentación eléctrica tensión de 12 V para su funcionamiento, para lo cual se requiere que se accione el interruptor que lo alimenta.

### ***Encendido del motor.***

Para encender el motor es necesario verificar que el interruptor en el cable que transmite la señal que anula el suministro de corriente al motor, este en la posición de apagado, ya que la señal proviene de un sistema de alarma automotriz y el mismo envía una señal similar cuando es activado y desactivado mediante el control remoto.

### ***Activación del sistema para la detención automática de los ensayos.***

Luego de que el equipo alcance la velocidad seleccionada es posible accionar el sistema para detener el ensayo ya que de hacerse antes de esto, el sensor puede enviar una señal errónea parando lo que parara el equipo y será necesario repetir el protocolo de arranque del motor.

## CONCLUSIONES

- El redimensionamiento de las partes del equipo redujo el peso del mismo a menos del 20% del peso del diseño original, lo que se tradujo en la consecuente reducción de costos, y mejoró la posibilidad de traslado del mismo.
- Se amplió el rango de aplicación de cargas 4500 N y se redujo el tamaño del sistema para aplicarlas.
- Se aumentó el número máximo de esferas de 7 a 18 en el rodamiento contra probetas sin que esto represente una disminución en la carga máxima a aplicar por esfera.
- La reducción de la velocidad máxima del motor no afecta el desempeño del equipo debido a que es posible realizar los ensayos con una mayor cantidad de esferas, lo que incrementa la cantidad de ciclos de carga puntual sobre la huella en la probeta.
- El nuevo motor seleccionado posee una menor potencia y un factor de servicio mayor al del diseño original, lo que se traduce no solo en una disminución de los costos de construcción del equipo, si no también en los de operación y mantenimiento.
- El sistema para detener los ensayos mediante la detección de la falla resultó adecuado, aunque en altas velocidades resulta difícil graduar su sensibilidad de manera que suprima el ruido y a la vez detecte las fallas.
- El equipo posee gran versatilidad ya que al cambiar la geometría de las probetas se pueden variar significativamente las condiciones de ensayo.
- En las pruebas de puesta a punto del equipo se puso de manifiesto que, no es necesario que las probetas tengan geometría anular, pudiendo ser discos que respeten el resto de las características geométricas.
- El planteamiento de probetas en forma de disco puede permitir realizar varios ensayos en la misma cara de la probeta con rodamientos de diferentes diámetros. Esto se traduce en reducción de costos de fabricación de probetas,

y permite tener mayor certeza de que las características de las muestras de varios ensayos son semejantes.

- Adicionalmente al planteamiento realizado en el punto anterior, la probeta cuenta con 2 caras planas, que de ser consideradas aumentan aun mas la cantidad de ensayos que se pueden hacer a una sola probeta.
- El sistema de aplicación de cargas permite colocar y desmontar las probetas de forma fácil.
- Todas las partes del equipo son desmontables lo que facilita su mantenimiento, y permite considerar las posibilidades de hacer otro tipo de ensayos usando el mismo equipo ya que es relativamente fácil realizarle modificaciones sin que ninguna de sus partes tengan que sufrir modificaciones.

## **RECOMENDACIONES**

- Se recomienda colocar un guardapolvo sobre el rodamiento cónico ubicado en la parte inferior del equipo ya que carece del mismo y por su ubicación y posición es susceptible a la entrada de partículas extrañas que pueden contaminar el lubricante y/o generar abrasión.
- Remplazar el rodamiento cónico ubicado en la parte inferior de la máquina luego de realizados 4 ensayos ya que la falla del mismo puede afectar las vibraciones detectadas por el sistema para detener los ensayos ocasionando como consecuencia perdidas de tiempo innecesarias.
- Ubicar el equipo en un lugar con aislamiento acústico ya que el sensor para detectar la falla es sensible a las ondas de presión y si se expone a estas puede dar a lugar una detención en falso del ensayo.
- Adquirir un resorte con una constante menor, esto permitiría realizar mediciones más exactas cuando se trabaje a bajas cargas.
- Es recomendable verificar el estado de la banda del sistema de transmisión antes de realizar los ensayos, para evitar que fallen modificando su eficiencia con lo que no sería posible garantizar la condición de velocidad constante.
- Se considera apropiado colocar una cubierta para el sistema de transmisión pues siempre existe la posibilidad de contactos involuntarios que pudiesen ocasionar un accidente, a pesar de que su ubicación proporciona cierto nivel de seguridad.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Castillo R., Rizo M., 1995. Rediseño, Puesta en Marcha y Calibración del Banco de pruebas de Ventiladores Centrífugos. Trabajo Especial de Grado. Facultad de Ingeniería. Universidad Central de Venezuela.

Cedeño R., 1987. Rediseño y Construcción de una Máquina para Realizar Ensayos de Oxidación en Aceites Lubricantes. Trabajo Especial de Grado. Facultad de Ingeniería. Universidad Central de Venezuela.

Cram W., 1961. Experimental Load-Stress Factors. *Handbook of Mechanical Wear*.

Erdemir A., 1992. Rolling- Contact Fatigue And Wear Resistance Of Hard Coatings On Bearing Steel Substrates. *Surface and coatings technology*. Vol.54, 482-89.

Fischer A., 2000. Introduction to Contact Mechanics. New York: Ed. Springer-Velarg.

Fujii K., Carric T., Bicker R., 2004. Effects of the Applied Load on Surface Contact Fatigue of Dental Philling Materials. *Dental Materials*. Vol.:20, 931-39.

Hertz H., 1882. On the Contact the Elastics Solids. Londres. Ediciones Jones et Schott, Macmillan.

Horst C. 2002. Tribology. Editorial Elseiver.

Jimenez J., 2002. Teoría de Contacto, Mecanismos de Fricción y Adherencia. Disponible en <http://www.imen.unabarra.es>. Consultado enero 2007.

Juvinall R., 1991. Fundamentos de Diseño de Ingeniería Mecánica. México. Ed. Limusa.

Kabo E., Ekberg A., 2005. Material Defects in rolling contact fatigue of railway wheels- the Influence of defects size. *Wear*. Vol. 256; 335-41.

Márquez N., Liendo L. 2005. *Diseño de una Máquina de ensayos de Fatiga por Contacto Mecánico Esfera - Plano*. Trabajo Especial de Grado. Facultad de Ingeniería. Universidad Central de Venezuela.

Moens P., Teutónico M., Dommarco R. 2000., Desarrollo de un equipo para evaluar fatiga de contacto por rodadura. Coloquio Latino Americano de Fractura y Fatiga.

Morrison R. Load life curves for gears and cam materials. *Machine Desing*. Vol: 40, 102-104.

Mott R, 1992. Diseño de Elementos de Máquina. 2da. Ed México. Edit. Prentice Hall,.

Norton R, 1999. Diseño de máquinas. México. Edit. Prentice Hall.

Pérez E., Martín R., 2004. Análisis por Elementos Finitos de la Propagación de Grietas Circulares Durante la Indentación de Sistemas Recubiertos. *Scientia et Technica*. Vol. 25; 95-99

Pertuz A., 2004. Proyecto de Investigación: *Fatiga por Contacto Rodante*. Escuela de Ingeniería Mecánica. Universidad Central de Venezuela. Caracas –Venezuela.

Shigley E., Mischke C., 2002. Diseño en Ingeniería Mecánica. 6ta. Ed. Mexico. Ed. Mc Graw-Hill..

Royo J., Rabanaque G., (sin fecha) Análisis de Vibraciones e interpretación de datos. Trabajo no publicado, Universidad de Zaragoza. Disponible en <http://www.guemisa.com/articul/pdf/vibraciones.pdf>, consultada enero 2007.

Zambelli G., Vincent L., 1998. *Materiaux et contacts: une approche tribologique*. Presses Polytechniques et Universitaires Romanes.

## **Catálogos**

RODAMIENTOS SKF. *Catalogo interactivo de ingeniería*. Disponible en <http://www.skf.com>. Consultado Febrero 2007.

MOTORES SIEMMENS. *Catalogo de motores de inducción*. Disponible en <http://www.telesat.com>. Consultado Febrero 2007.

## **ANEXOS**