



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“REPOTENCIACIÓN DE LA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA
A LA FATIGA DEL LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES
DE LA FACULTAD DE MECÁNICA DE LA ESPOCH.”**

**BARCENES OLIVARES ROSA MARICELA
GUALLAN ZARATE LIGIA AMERICA**

TRABAJO DE TITULACIÓN
TIPO: PROPUESTA TECNOLÓGICA

Previo a la obtención del Título de:
INGENIERA MECÁNICA

Riobamba-Ecuador

2019

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2018-09-29

Yo recomiendo que el trabajo de titulación preparado por:

BARCENES OLIVARES ROSA MARICELA

GUALLAN ZARATE LIGIA AMERICA

Titulado:

“REPOTENCIACIÓN DE LA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA A LA FATIGA DEL LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LA FACULTAD DE MECANICA DE LA ESPOCH”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

INGENIERA MECÁNICA

Ing. Carlos José Santillán Mariño

DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Jorge Isaías Caicedo Reyes

DIRECTOR DE TESIS

Ing. John German Vera Luzuriaga

MIEMBRO DE TESIS

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: BARCENES OLIVARES ROSA MARICELA

TÍTULO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN: “REPOTENCIACIÓN DE LA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA A LA FATIGA DEL LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LA FACULTAD DE MECANICA DE LA ESPOCH”

Fecha de Examinación: 2019-02-04

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Jorge Isafías Caicedo Reyes DIRECTOR DE TESIS			
Ing. John German Vera Luzuriaga MIEMBRO DE TESIS			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: GUALLAN ZARATE LIGIA AMERICA**TÍTULO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN:** “REPOTENCIACIÓN DE LA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA A LA FATIGA DEL LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LA FACULTAD DE MECANICA DE LA ESPOCH”**Fecha de Examinación:** 2019-02-04**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Jorge Isaías Caicedo Reyes DIRECTOR DE TESIS			
Ing. John German Vera Luzuriaga MIEMBRO DE TESIS			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

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

Barcenes Olivares Rosa Maricela

Guallan Zarate Ligia America

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Nosotras, Rosa Maricela Barcenes Olivares y Ligia America Guallan Zarate, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autoras, asumimos la responsabilidad legal académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Barcenes Olivares Rosa Maricela

Cédula de Identidad: 020238188-5

Guallan Zarate Ligia America

Cédula de Identidad: 172624044-1

DEDICATORIA

A Dios por su infinita misericordia, a mis padres Irma Olivares y Roque Barcenes por nutrirme de amor, aliento, valentía e inspiración para efectuar pasos firmes y finiquitar una meta, a mis hermanos Xavier y Fabricio por cada educado y eficaz consejo con el afán de que acabe teniendo y logrando más, a mis amigos por los perdurables momentos compartidos.

Rosa Maricela Barcenes Olivares

El presente trabajo dedico a Dios por su inmenso amor y la vida que me regaló para lograr esta meta propuesta, a mis padres Carlos Guallan y Gladis Zarate por su amor incondicional y por creer en mí, a mi esposo Víctor por ser mi compañero de lucha, mi hija Jannys por ser ese motor que me impulsó a seguir, A mis hermanos Fidel y Johanna que siempre me motivaron para no detenerme, a toda mi familia y amigos que de una u otra manera me apoyaron, me aconsejaron y estuvieron conmigo en los malos y buenos momentos.

Ligia America Guallan Zarate

AGRADECIMIENTO

A Dios por darme nuevas fuerzas y llevarme por caminos rectos, a mis padres por todo el esfuerzo desplegado con pasión inagotable para que su hija pudiera tener éxito y probar del pastel prometido en el sueño de ser Ingeniera, a mis hermanos quienes usando su valor y talento me dieron fortaleza para cruzar el largo desierto que significo el ciclo universitario, a mis amigos que creyeron en mí. No obstante también agradezco a la Escuela de Ingeniería Mecánica, un lugar que me ha formado profesionalmente y eh logrado superación personal.

Rosa Maricela Barcenes Olivares

Mi agradecimiento a Dios por la sabiduría que me dio para seguir por el buen camino, a mis padres por su amor, su ejemplo de dedicación y responsabilidad que a pesar de no estar cerca siempre estaban pendientes de mí y con sus palabras incentivándome para lograr mi sueño de ser profesional, a mi esposo e hija por tenerme paciencia, por darme ánimos y fuerzas para superar cada día de pruebas, a mis hermanos por su apoyo moral y por su confianza puesta en mí y sobre todo el más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil a la sociedad.

Ligia America Guallan Zarate

ÍNDICE

Pág.

RESUMEN

ABSTRACT

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I

1.	MARCO REFERENCIAL	1
1.1.	Antecedentes.....	1
1.2.	Planteamiento del problema	1
1.3.	Justificación	2
1.3.1.	<i>Justificación teórica</i>	2
1.3.2.	<i>Justificación metodológica</i>	2
1.3.3.	<i>Justificación práctica</i>	3
1.4.	Objetivos.....	3
1.4.1.	<i>Objetivo General</i>	3
1.4.2.	<i>Objetivos Específicos</i>	3

CAPÍTULO II

2.	MARCO TEÓRICO	4
2.1.	Fatiga.....	4
2.1.1.	<i>Fases de fallo por fatiga</i>	4
2.1.2.	<i>Teorías de fatiga</i>	5
2.1.2.1.	<i>Teoría de alto número de ciclos</i>	5
2.1.2.2.	<i>Fatiga de bajo número de ciclos</i>	5
2.1.2.3.	<i>Mecánica lineal de la fractura</i>	5
2.1.3.	<i>Aspectos estructurales de la fatiga</i>	6
2.1.4.	<i>Método del esfuerzo- vida</i>	7
2.1.5.	<i>Límite de resistencia a la fatiga</i>	8
2.1.6.	<i>Resistencia a la fatiga</i>	9
2.1.7.	<i>Factores que modifiquen el límite de resistencia a la fatiga</i>	10
2.1.7.1.	<i>Factor de superficie Ka</i>	11
2.1.7.2.	<i>Factor de tamaño Kb</i>	11
2.1.7.3.	<i>Factor de confiabilidad Kc</i>	12

2.1.7.4.	<i>Factor de temperatura K_d</i>	12
2.1.7.5.	<i>Factor de carga. K_e</i>	13
2.1.7.6	<i>Factor de concentración de esfuerzos. K_f</i>	13
2.1.7.7.	<i>Factor de efectos varios K_g</i>	14
2.2.	Tipos de máquinas para ensayos de resistencia a la fatiga	14
2.2.1.	<i>Máquinas de ensayos de fatiga convencionales</i>	15
2.2.1.1.	<i>Máquina de ensayo de fatiga tipo viga en voladizo</i>	15
2.2.1.2.	<i>Máquina de ensayo de fatiga tipo R.R. Moore.</i>	15
2.2.2.	<i>Máquina de ensayo de fatiga automatizada FATIMAT</i>	16
2.3.	Ensayos de fatiga por flexión rotativa	16
2.4.	Sistema eléctrico y electrónico	17
2.4.1.	<i>Sensores tradicionales en máquina para ensayos de fatiga</i>	17
2.4.1.1.	<i>Sensor encoder</i>	17
2.4.2.	<i>Acondicionamientos electrónicos.</i>	18
2.4.2.1.	<i>Relé</i>	18
2.4.2.2.	<i>Contactor</i>	18
2.4.3.	<i>Controlador lógico programable (PLC).</i>	19
2.4.4.	<i>Arquitectura interna</i>	19
2.4.4.1.	<i>Fuente de alimentación</i>	19
2.4.4.2.	<i>Unidad central del proceso CPU</i>	20
2.4.5.	<i>Tipos de PLC</i>	20
2.4.5.1.	<i>PLC tipo Nano.</i>	20
2.4.5.2.	<i>PLC tipo Compactos</i>	20
2.4.5.3.	<i>PLC tipo Modular</i>	20
2.4.6.	<i>Lenguaje de programación para PLC.</i>	21
2.4.6.1.	<i>Lenguaje a contactos.</i>	21
2.4.6.2.	<i>Lenguaje por lista de instrucciones</i>	21
2.4.6.3.	<i>Texto estructurado</i>	21
2.4.6.4.	<i>Esquema básico de funciones</i>	21
2.4.6.5.	<i>Diagrama funcional secuencial.</i>	21
2.4.7.	<i>Comunicación PLC S7- 1200</i>	22
2.5.	Normas para el ensayo de fatiga.....	22
2.5.1.	<i>Alcance Norma ASTM E 606</i>	22
2.5.2.	<i>Preparación de las muestras según la Norma ASTM E 606</i>	23
2.5.2.1.	<i>Diseño de especímenes.</i>	23
2.5.2.2.	<i>Descripción de materiales.</i>	23
2.5.3.	<i>Procedimiento de Prueba según la Norma ASTM E 606</i>	23

2.5.3.1.	<i>Determinación de falla</i>	23
2.5.3.2.	<i>Ejecutar las pruebas</i>	24
2.5.3.3.	<i>Análisis de datos</i>	24
2.5.4.	<i>Dimensiones de la muestra según la Norma ASTM E 606</i>	24
2.5.5.	<i>Norma UNE 7118</i>	24

CAPÍTULO III

3.	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN	25
3.1.	Parámetros de diseño	25
3.1.1.	<i>Análisis de la máquina existente</i>	25
3.1.2.	<i>Diagnóstico de la máquina existente</i>	26
3.1.2.1.	<i>Motor y bancada</i>	26
3.1.2.2	<i>Sistema de aplicación de carga</i>	27
3.1.2.3.	<i>Sistema de sujeción de la probeta</i>	27
3.1.2.4.	<i>Sistema eléctrico</i>	28
3.1.2.5.	<i>Sistema contador de revoluciones</i>	28
3.1.3.	<i>Principio de funcionamiento de la máquina</i>	29
3.2.	Variables de diseño.....	30
3.2.1.	<i>Definición de la máquina de fatiga.</i>	30
3.2.2.	<i>Diseño Conceptual</i>	32
3.2.3.	<i>Análisis funcional modular</i>	32
3.2.4.	<i>Propuesta para la mejora a la máquina de fatiga actual</i>	33
3.2.4.1.	<i>Alternativa 1</i>	33
3.2.4.2.	<i>Alternativa 2</i>	34
3.2.4.3.	<i>Alternativa 3</i>	34
3.2.4.4.	<i>Matriz de selección</i>	35
3.3.	Diseño de la máquina	41
3.3.1.	<i>Diseño y/o selección de los componentes mecánicos</i>	41
3.3.1.1.	<i>Diseño de los ejes motriz y conducido</i>	42
3.3.1.2.	<i>Diseño del eje de transmisión a carga estática.</i>	43
3.3.1.3.	<i>Diseño del eje de trasmisión dinámica</i>	44
3.3.1.4.	<i>Análisis de Deformación del sistema de ejes</i>	46
3.3.1.5.	<i>Determinar la potencia del motor</i>	47
3.3.1.6.	<i>Cálculo y Selección de soportes de piso con rodamientos tipo Y</i>	48
3.3.1.7.	<i>Mordazas tipo mandril</i>	50
3.3.1.8.	<i>Chumaceras</i>	50

3.3.1.9.	<i>Diseño de la placa soporte principal.....</i>	50
3.3.1.10.	<i>Diseño de la placa de fuerza</i>	54
3.3.1.11.	<i>Soporte del motor</i>	56
3.3.1.12.	<i>Diseño de la Barra de carga</i>	58
3.3.1.13.	<i>Diseño de la estructura metálica.....</i>	60
3.3.1.14.	<i>Marcos rígidos.....</i>	60
3.3.1.15.	<i>Columnas</i>	64
3.3.1.16.	<i>Vigas transversales.....</i>	66
3.3.1.17.	<i>Vigas longitudinales.</i>	68
3.3.2.	<i>Diseño y/o selección de los componentes eléctricos</i>	73
3.3.3.	<i>Diseño y/o selección de los componentes eléctricos</i>	73
3.3.3.1.	<i>Motor Eléctrico.....</i>	73
3.3.3.2.	<i>Diagrama eléctrico general.....</i>	74
3.3.3.3.	<i>Equipos y materiales eléctricos.....</i>	74
3.3.3.4.	<i>Dimensionamiento de los equipos eléctricos.....</i>	75
3.3.4.	<i>Diseño y/o selección de los componentes electrónicos</i>	77
3.3.4.1.	<i>Sensor de desplazamiento angular encoder.</i>	77
3.3.4.2.	<i>Controlador PLC.....</i>	78
3.4.	<i>Construcción.....</i>	78
3.4.1.	<i>Construcción mecánica</i>	78
3.4.1.1.	<i>Eje motriz.....</i>	79
3.4.1.2.	<i>Eje conducido.</i>	79
3.4.1.3.	<i>Barra de carga fija.</i>	79
3.4.1.4.	<i>Placa soporte del motor</i>	80
3.4.1.5.	<i>Placa soporte principal</i>	80
3.4.1.6.	<i>Placa de fuerza</i>	81
3.4.1.7.	<i>Carcasa protectora de eje y chumacera</i>	81
3.4.1.8.	<i>Marcos rígidos.....</i>	81
3.4.1.9.	<i>Vigas en voladizo.</i>	82
3.4.1.10.	<i>Cubiertas del marco rígido.....</i>	82
3.4.1.11.	<i>Placas base.</i>	83
3.4.2.	<i>Montaje de los elementos mecánicos de la máquina.</i>	83
3.4.2.1.	<i>Montaje de los mandriles en los ejes.....</i>	83
3.4.2.2.	<i>Montaje de los ejes con las chumaceras.....</i>	83
3.4.2.3.	<i>Montaje del acople flexible.....</i>	84
3.4.2.4.	<i>Montaje de las placas</i>	84
3.4.2.5.	<i>Montaje del motor en el eje motriz.....</i>	85

3.4.3.	<i>Montaje del sistema eléctrico de la máquina</i>	85
3.4.3.1.	<i>Montaje del encoder</i>	85
3.4.3.2.	<i>Montaje del final de carrera</i>	85
3.4.3.3.	<i>Implementación del PLC</i>	86
3.4.3.4.	<i>Montaje de los pulsadores</i>	86
3.4.3.5.	<i>Cableado del panel de control</i>	87
3.4.3.6.	<i>Ubicación de componentes en el tablero</i>	87
3.4.3.7.	<i>Cableado de circuito de control y fuerza</i>	87
3.4.4.	<i>Programación del sistema de control</i>	88
3.4.4.1.	<i>Flujograma de la programación</i>	88
3.4.4.2.	<i>Pantalla de LabView</i>	89
3.5.	<i>Pruebas y funcionamiento</i>	90
3.5.1.	<i>Alineación de la máquina</i>	90
3.5.1.1.	<i>Procedimiento para la alineación con el Optalign Plus</i>	92
3.5.1.2.	<i>Procedimiento para la alineación con el reloj comparador.</i>	92
3.5.2.	<i>Análisis de vibración</i>	93
3.5.2.1.	<i>Análisis en MAINTrag predictive</i>	94
3.5.3.	<i>Procedimiento experimental</i>	96
3.5.3.1.	<i>Justificación del tipo de acero a ensayar</i>	96
3.5.3.2.	<i>Caracterización del acero AISI 1018</i>	96
3.5.4.	<i>Configuración del ensayo de fatiga</i>	99
3.5.4.1.	<i>Terminación del ensayo</i>	99
3.5.4.2.	<i>Planificación del ensayo</i>	99
3.5.4.3.	<i>Número de probetas a ensayar.</i>	99
3.5.5.	<i>Ensayos de fatiga a flexión rotativa</i>	99
3.5.6.	<i>Datos experimentales</i>	100
3.6.	<i>Análisis de resultados</i>	101
3.7.	<i>Manual de operación de la máquina de fatiga</i>	102
3.7.1.	<i>Descripción general de la máquina</i>	103
3.7.2.	<i>Características de la máquina</i>	103
3.7.3.	<i>Requisitos de operación</i>	103
3.7.4.	<i>Instrucciones de operación</i>	103
3.7.4.1.	<i>Puesta en marcha de la máquina</i>	103
3.7.4.2.	<i>Montaje de la probeta</i>	103
3.7.4.3.	<i>Realización del ensayo</i>	104
3.8.	<i>Guía de la práctica de laboratorio</i>	105
3.9.	<i>Plan de mantenimiento.</i>	112

CAPÍTULO IV

4.	ESTUDIO DE COSTOS	113
4.1.	Análisis de costos	113
4.1.1.	<i>Costos directos</i>	113
4.1.1.1.	<i>Costo de elementos y materiales mecánicos</i>	113
4.1.1.2.	<i>Costo de elementos eléctricos y electrónicos</i>	114
4.1.1.3.	<i>Costo de equipos y herramientas</i>	115
4.1.1.4.	<i>Costos de mano de obra</i>	115
4.1.1.5.	<i>Costo por transporte de materiales</i>	115
4.1.1.6.	<i>Costo total directo</i>	116
4.1.2.	<i>Costos indirectos</i>	116
4.1.3.	<i>Costos totales</i>	116
4.2.	Rentabilidad de la máquina de fatiga.....	117
4.2.1.	<i>Depreciación</i>	117
4.2.1.2.	<i>Calculo de la depreciación</i>	117
	Conclusiones	120
	Recomendaciones.....	120

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

ÍNDICE DE TABLAS

Pág.

Tabla 1-2	Factor de concentración del esfuerzo de fatiga para diferente microestructura.....	9
Tabla 2-2	Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.....	11
Tabla 3-2	Factores de confiabilidad Kc	12
Tabla 4-2	Temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero	12
Tabla 5-2	Dimensiones de la probeta.....	24
Tabla 1-3	Requerimientos para la casa de calidad	30
Tabla 2-3	Sistema mecánico de la alternativa uno	33
Tabla 3-3	Sistema eléctrico/electrónico de la alternativa uno	33
Tabla 4-3	Sistema mecánico de la alternativa dos	34
Tabla 5-3	Sistema eléctrico/electrónico de la alternativa dos	34
Tabla 6-3	Sistema mecánico de la alternativa tres	35
Tabla 7-3	Sistema eléctrico/electrónico de la alternativa tres	35
Tabla 8-3	Sistema de sujeción de la probeta	36
Tabla 9-3	Evaluación del peso específico de cada criterio para el módulo uno.....	36
Tabla 10-3	Evaluación del peso específico del criterio de vibración.....	36
Tabla 11-3	Evaluación del peso específico del criterio de sujeción de la probeta	36
Tabla 12-3	Evaluación del peso específico del criterio de centrado	37
Tabla 13-3	Evaluación del peso específico del criterio de mantenimiento	37
Tabla 14-3	Evaluación del peso específico del criterio de costos para el módulo uno.....	37
Tabla 15-3	Selección de alternativas para el módulo uno.....	37
Tabla 16-3	Sistema de la celda de carga	38
Tabla 17-3	Evaluación del peso específico de cada criterio para el módulo dos.....	38
Tabla 18-3	Evaluación del peso específico del criterio de operación y montaje	38
Tabla 19-3	Evaluación del peso específico del criterio de seguridad	38
Tabla 20-3	Evaluación del peso específico del criterio de durabilidad.....	38
Tabla 21-3	Evaluación del peso específico del criterio de mantenimiento	39
Tabla 22-3	Evaluación del peso específico del criterio de costos para el módulo dos	39
Tabla 23-3	Selección de alternativas del módulo dos	39
Tabla 24-3	Sistema electrónico.....	39
Tabla 25-3	Evaluación del peso específico de cada criterio para el modulo tres.....	40
Tabla 26-3	Evaluación del peso específico del criterio de confiabilidad.....	40
Tabla 27-3	Evaluación del peso específico del criterio de costo	40
Tabla 28-3	Evaluación del peso específico del criterio de interfaz HMI.....	40
Tabla 29-3	Evaluación del peso específico del criterio de mantenimiento	40
Tabla 30-3	Evaluación del peso específico del criterio de disponibilidad	41
Tabla 31-3	Selección de alternativas del módulo tres.....	41
Tabla 32-3	Propiedades mecánicas del acero AISI 1018.....	42

Tabla 33-3	Características del soporte de piso.....	49
Tabla 34-3	Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.....	50
Tabla 35-3	Resumen de resultados del soporte del motor	58
Tabla 36-3	Resumen de resultados del eje.....	60
Tabla 37-3	Pesos de elementos de la máquina de fatiga	61
Tabla 38-3	Características técnicas del motor.....	73
Tabla 39-3	Característica de los elementos.....	77
Tabla 40-3	Entradas y salidas del PLC	78
Tabla 41-3	Tipos de máquinas	96
Tabla 42-3	Resultado del ensayo a tracción.....	98
Tabla 43-3	Tamaño de muestras recomendados	99
Tabla 44-3	Datos experimentales del ensayo de fatiga	100
Tabla 45-3	Datos promedio del ensayo de fatiga.....	101
Tabla 46-3	Plan de mantenimiento preventivo	112
Tabla 1-4	Costo de elementos mecánicos y materiales	113
Tabla 1-4	(Continúa) Costo de elementos mecánicos y materiales.....	114
Tabla 2-4	Costos de elementos eléctricos y electrónicos	115
Tabla 3-4	Costos de fabricación y montaje.....	115
Tabla 4-4	Costo de mano de obra	116
Tabla 5-4	Costo total directo.....	116
Tabla 6-4	Costo total indirecto.....	117
Tabla 7-4	Costos total del proyecto	117
Tabla 8-4	Depreciación de la máquina.....	120

ÍNDICE DE FIGURAS

Pág.

Figura 1-2	Fases de falla por fatiga.....	5
Figura 2-2	(a) sollicitación suave (b) sollicitación intensa.....	6
Figura 3-2	Roturas en ejes bajo flexión rotativa	6
Figura 4-2	Rotura (a) perfil del perno (b) sección del perno	7
Figura 5-2	Probeta estándar para ensayos deflexión.....	7
Figura 6-2	Máquina de ensayos de fatiga tipo viga en voladizo	15
Figura 7-2	Esquema de la máquina R .R Moore	15
Figura 8-2	Máquina de ensayos de fatiga FATIMAT	16
Figura 9-2	Diagrama de Conexión de un Relé.....	18
Figura 10-2	Partes de un contactor	19
Figura 11-2	Conexión directa y conexión de red.....	22
Figura 12-2	Probeta sometida a flexión	23
Figura 1-3	Máquina de fatiga.....	25
Figura 2-3	Ejes, acople.....	26
Figura 3-3	Motor eléctrico	26
Figura 4-3	Tornillo de hélices	27
Figura 5-3	Celda de carga	27
Figura 6-3	Sujeción de la probeta	28
Figura 7-3	Sistema eléctrico	28
Figura 8-3	Cuenta revoluciones	29
Figura 9-3	Acople flexible	29
Figura 10-3	Casa de la calidad.....	31
Figura 11-3	placa soporte principal	51
Figura 12-3	Placa de fuerza	54
Figura 13-3	Soporte del motor	57
Figura 14-3	mallla de la placa soporte del motor.....	57
Figura 15-3	Aplicación de carga.....	57
Figura 16-3	Deformación generada en el soporte	58
Figura 17-3	Esfuerzo máximo de VonMises	58
Figura 18-3	Factor de seguridad	58
Figura 19-3	Diagrama de cuerpo libre de la barra de carga	59
Figura 20-3	Deformación generada en el eje	59
Figura 21-3	Esfuerzo máximo de VonMises	59
Figura 22-3	Factor de seguridad	59
Figura 23-3	medidas y forma de la estructura.....	60
Figura 24-3	Fabricación del eje motriz	79
Figura 25-3	Fabricación del eje conducido.....	79

Figura 26-3	Fabricación de la barra fija de carga	80
Figura 27-3	Fabricación del soporte del motor	80
Figura 28-3	Fabricación de la placa de soporte principal	80
Figura 29-3	Fabricación de la placa de fuerza	81
Figura 30-3	Fabricación de carcasas	81
Figura 31-3	Fabricación de marcos rígidos.....	82
Figura 32-3	Fabricación de las vigas en voladizo y su tapa.....	82
Figura 33-3	Fabricación de las cubiertas del marco rígido	82
Figura 34-3	Fabricación de las placas base de la máquina	83
Figura 35-3	Montaje de los mandriles en los ejes.....	83
Figura 36-3	Montaje de los ejes en las chumaceras	84
Figura 37-3	Montaje del acople flexible	84
Figura 38-3	Montaje de las placas	84
Figura 39-3	Montaje del motor con el eje conductor.....	85
Figura 40-3	Montaje del encoder	85
Figura 41-3	Montaje del final de carrera	86
Figura 42-3	Cableado del PLC	86
Figura 43-3	Montaje de los dispositivos de mando y señalización	86
Figura 44-3	Cableado del panel de control	87
Figura 45-3	Dispositivos de elementos del tablero	87
Figura 46-3	Cableado del circuito de control y fuerza.....	88
Figura 47-3	Pantalla de la tabla de datos y curva del ensayo.....	89
Figura 48-3	Desalineación total en el punto F	91
Figura 49-3	Desalineación total en el punto G.....	92
Figura 50-3	Alineación con OptalingPlus.....	92
Figura 51-3	Alineación con el reloj comparado.....	93
Figura 52-3	Probeta para el ensayo de tracción	97
Figura 53-3	Ensayo de tracción	97
Figura 54-3	Probeta para el ensayo de dureza	98
Figura 55-3	Fotografía a 100X y 200X.....	98
Figura 56-3	Probeta montada	99
Figura 90-3	Energizar, activar el breaker y disyuntores	103

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Pág.

Gráfico 1-2	Diagrama S-N para un acero.....	7
Gráfico 2-2	Bandas S-N de aleaciones representativas.....	8
Gráfico 3-2	Sf vs Sut de resultados de ensayos reales	8
Gráfico 4-2	Fracción de resistencia a la fatiga	10
Gráfico 5-2	Sensibilidad a la muesca sometida a flexión inversa.....	13
Gráfico 6-2	Sensibilidad a la muesca a torsión inversa.....	14
Gráfico 7-2	Barra redonda ranurada en flexión.....	14
Gráfico 8-2	Flexión rotativa en voladizo	16
Gráfico 9-2	Flexión rotativa sobre dos apoyos	17
Gráfico 10-2	Flexión rotativa sobre dos apoyos cargados	17
Gráfico 1-3	Diagrama de fuerzas de la máquina de fatiga	29
Gráfico 2-3	Diagrama de fuerzas simplificada de la máquina	30
Gráfico 3-3	Nivel cero.....	32
Gráfico 8-3	Diagrama de momento flector	43
Gráfico 9-3	Diagrama de flexión	44
Gráfico 10-3	Deformación total en el punto B.....	47
Gráfico 11-3	Deformación total en el punto F	47
Gráfico 12-3	D.C.L. de la placa soporte principal	50
Gráfico 13-3	Diagrama de fuerza cortante de la placa principal.....	53
Gráfico 14-3	Diagrama de momento flector de la placa principal	53
Gráfico 15-3	Diagrama de cuerpo libre.....	55
Gráfico 16-3	Diagrama de corte.....	56
Gráfico 17-3	Diagrama de momento flector	56
Gráfico 18-3	diagrama de cuerpo libre del marco rígido	62
Gráfico 19-3	Representación de cargas en el tramo H-I	63
Gráfico 20-3	Representación de cargas en el tramo I-J.....	63
Gráfico 21-3	fuerza cortante y momento flector del marco rígido.....	64
Gráfico 22-3	Diagrama de cuerpo Libre de la viga transversal.....	67
Gráfico 23-3	Diagrama de cuerpo Libre de la viga longitudinal.....	69
Gráfico 24-3	Fuerza cortante y momento flector de la viga longitudinal	70
Gráfico 25-3	Distribución de fuerzas en la estructura.....	71
Gráfico 26-3	Análisis modal uno	71
Gráfico 27-3	Análisis modal dos.....	72
Gráfico 28-3	Análisis modal tres	72
Gráfico 29-3	Análisis modal cuatro	72
Gráfico 30-3	Análisis modal cinco.....	72

Gráfico 31-3	Análisis de resistencia.....	73
Gráfico 32-3	Diagrama eléctrico.....	74
Gráfico 33-3	Diagrama unifilar de distribución de energía.....	75
Gráfico 34-3	Conexión del encoder	78
Gráfico 35-3	Flujograma de la programación	88
Gráfico 36-3	Programación en LabView	90
Gráfico 37-3	Armonico 1X para el motor.....	94
Gráfico 38-3	Armonico 1X para la chumacera fija	95
Gráfico 39-3	Armonico 1X para la chumacera movil	95
Gráfico 40-3	Curva de fuerza-deformación AISI 1018	97
Gráfico 41-3	Curva de fuerza-deformación AISI 1018	97
Gráfico 42-3	Resultados experimentales del ensayo de fatiga.....	100
Gráfico 43-3	Resultados experimentales del ensayo de fatiga.....	101
Gráfico 44-3	Curva S-N del acero AISI 1018.....	101
Gráfico 45-3	Curva S-N del acero AISI 1018.....	102

ÍNDICE DE ANEXOS

- Anexo A:** Propiedades del acero estructural ASTM A36
- Anexo B:** Propiedades de tubo estructural cuadrado
- Anexo C:** Características de soportes con rodamientos tipo Y
- Anexo D:** Norma para ensayo de tracción
- Anexo E:** Normas para ensayo de fatiga
- Anexo F:** Máquinas comerciales para ensayo de fatiga
- Anexo G:** Manual de mantenimiento
- Anexo H:** Manual de seguridad
- Anexo I:** Soldadura
- Anexo J:** Manual de conexión

RESUMEN

El presente trabajo tiene por objetivo repotenciar la máquina para ensayos de resistencia a la fatiga del laboratorio de resistencia de materiales de la facultad de mecánica de la ESPOCH. Se realizó un diagnóstico de los sistemas mecánicos, eléctrico y electrónico de la máquina existente para verificar sus condiciones actuales. Mediante un estudio preliminar de los sistemas que se podrían aplicar y a través de la evaluación ponderada de los mismos se estableció la solución para la implementación de los sistemas seleccionados. A continuación se realizó el diseño y/o selección del sistema mecánico compuesto por: chumaceras, mandriles, ejes, placas y celda de carga. Se procedió a la fase de construcción estructural en función a las características propias del diseño de la máquina e implementación de los elementos de mando y control eléctrico conformado por: Un PLC siendo el encargado de controlar el funcionamiento del sistema eléctrico, un motor monofásico, pulsadores de entrada y las luces piloto de salida. Para llevar el conteo de las revoluciones del motor se utiliza un encoder incremental, mismo que está conectado a un contador rápido HSC del PLC. El desarrollo de una interfaz hombre máquina (HMI) programada en el software LabView permitirá al operador monitorear el estado de la máquina en tiempo real, visualizar la gráfica esfuerzo vs número de ciclos S-N. Al culminar los ensayos requeridos se podrá generar un informe en formato Word. Con la repotenciación de la máquina se logró mitigar la vibración y desalineamiento en comparación con la máquina inicial; además de una mejora en la adquisición de datos logrando resultados confiables en las prácticas de laboratorio. Se recomienda utilizar probetas estandarizadas según la norma ASTM E 606, cumplir con los requerimientos del manual de operación y plan de mantenimiento para garantizar el correcto funcionamiento de la máquina.

Palabras clave: <TECNOLOGÍA Y CIENCIAS DE LA INGENIERÍA>, <REPOTENCIACIÓN>, <DIAGNÓSTICO >, <INTERFAZ HOMBRE MÁQUINA (HMI)>, <GRÁFICA S-N>.

ABSTRACT

The present paper aims to repower the machine for resistance tests to the fatigue of the material resistance laboratory of Mechanical Engineering Department at ESPOCH. The mechanical, electrical and electronic systems of the machine were analyzed to verify its current conditions. A solution was established for the implementation of the selected systems by a preliminary study of the systems which could be used and by a weighed evaluation. Afterwards, the design and/or selection of the mechanical system made up of balls bearing, chucks, shafts, plates and load cell was carried out. Structural construction phase was carried out according to the characteristics of the machine design and implementation of the elements of electric command and control made up of a PLC (Programmable Logical Controller) which controls the electrical system functioning, a single-phase engine, switch on push buttons and switch on pilot lights. An encoder was used to count the engine revolutions. It is connected to a High-Speed counting (HSC) of a PLC. The Human Machine interface (HMI) programmed in the software LabView will allow operator to monitor the condition of the machine in real time, visualize the graphic strength vs. number of cycles S-N. When the tests are finished, a report in word format will be written. By repowering this machine, vibration and misalignment were eliminated compared to the first machine. It was easy to gather and get reliable results when practicing in the laboratory. It is recommended to use standardized tests tubes according to E 606 norm of ASTM (American Society of Testing Materials), meet the requirements of the operation manual and maintenance plan to guarantee the machine functioning.

Keywords: <ENGINEERING SCIENCE AND TECHNOLOGY >, <REPOWERING>, <DIAGNOSIS>, < HUMAN MACHINE INTERFACE (HMI)>, <GRAPHIC S-N>.

INTRODUCCIÓN

Las sollicitaciones a las cuales están sometidos los elementos de máquinas que presentan un elevado índice de fallas estructurales no son estáticas, con gran frecuencia se establece que los elementos han fallado y fallan por efectos de esfuerzos fluctuantes es decir cargas que varían en el tiempo cíclicamente. Bajo este tipo de cargas el comportamiento de los materiales varía en gran medida en comparación con los resultados logrados de ensayos bajo cargas estáticas.

Sobre las piezas de máquinas y estructuras actúan cambios de tensiones repetidos provocando la fractura del material a valores inferiores que el valor de la resistencia última del material, inclusive menores que la tensión de fluencia. Este tipo de falla se denomina falla por fatiga.

La falla por fatiga se produce de manera repentina y total, porque se producen de forma instantánea y sin presentar deformaciones superficiales apreciables, pudiendo concebir grandiosas pérdidas por perjuicios en equipos y vidas humanas.

Realizar el diseño de piezas que resistan a las tensiones dinámicas es un proceso complejo por tal motivo despierta especial interés en el estudio del fenómeno. Una perspectiva conservadora radica en aumentar el coeficiente de seguridad que se emplean regularmente y evadir todo tipo de cálculo de la falla, pero este punto de vista no garantiza ninguna seguridad sobre el comportamiento de la pieza ante las tensiones dinámicas.

El presente proyecto a desarrollar consiste en el rediseño mecánico y electrónico de la máquina de fatiga, con la finalidad de permitirle al estudiante tener una mejor apreciación del comportamiento que tiene los materiales cuando están en servicio, permitiendo determinar la relación entre; tensión máxima - vida en ciclos, de una carga en ciclo alternante que genere tensiones normales por flexión rotatoria bajo condiciones controladas y preestablecidas.

De entre los múltiples tipos de máquinas de ensayo a fatiga existentes en el mercado, se decide innovar un modelo particular adoptando distintas configuraciones en función a las necesidades del laboratorio de Resistencia de Materiales de la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

La máquina rediseñada cumple con los requisitos suficientes y necesarios para un estudio certero del comportamiento de un material frente a la fatiga por flexión rotativa. Tomando datos de ciclos y carga mediante un sistema de adquisición de datos, pudiendo leerlos de forma digital y elaborar con estos las curvas S-N.

Las probetas utilizadas en las pruebas se manufacturan siguiendo los lineamientos de la norma ASTM E-606. Éstas son sometidas a cargas alternas en el tiempo, contando la cantidad de ciclos hasta su fractura, variando entre pruebas la carga aplicada.

CAPÍTULO I

1. MARCO REFERENCIAL

1.1. Antecedentes

La fatiga se descubrió en los años 1800s cuando varios investigadores observaron que un puente y los elementos del ferrocarril presentaban grietas cuando estaban sometidas a cargas repetidas. La mayor parte de los elementos mecánicos están sometidos a cargas cíclicas por esto, surge la necesidad de realizar estudios que permitan analizar el comportamiento de los materiales mediante procedimientos de diseño que eviten fallos en los equipos utilizados en el campo de la ingeniería sometiéndolos a cargas cíclicas controladas para así obtener su capacidad y resistencia a cargas repetitivas. Para ello, se debe contar con los equipos de laboratorio adecuados, que ayuden a aquellos que trabajan en la investigación de la resistencia de los materiales, específicamente en un área tan importante como lo es el de la fatiga.

El laboratorio de resistencia de materiales en la Facultad de mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo obtuvo la máquina de ensayos de resistencia a la fatiga modelo R.R. Moore en el año de 1997, como proyecto de titulación.

Con el transcurso del tiempo esta máquina ha ido quedando poco funcional debido al desalineamiento y desbalanceo que ha sufrido sus partes mecánicas. La máquina de fatiga es utilizada como medio y herramienta para la formación académica integral de los estudiantes de la Facultad de Mecánica.

Atendiendo a esta necesidad y conforme al avance tecnológico la máquina de ensayo de resistencia a la fatiga requiere un importante rediseño de sus elementos mecánicos, e implementación de un sistema de adquisición de datos a través de un software permitiendo la obtención de la curva Resistencia a la fatiga- Número de ciclos.

1.2. Planteamiento del problema

En la actualidad la Facultad de mecánica cuenta con una máquina para ensayos de resistencia a la fatiga la misma que se encuentra poco funcional debido a los años de uso, el tiempo de uso ha generado que la misma presente problemas de desalineación, vibración y fallas en el sistema electrónico, por tal razón los datos obtenidos son poco fiables.

En virtud de los inconvenientes presentados es necesario rediseñar el sistema mecánico para mitigar la excesiva vibración que actualmente se produce a causa de la desalineación, así como

también es necesario implementar un software para facilitar la toma y procesamiento de los datos producidos durante el ensayo.

1.3. Justificación

1.3.1. *Justificación teórica*

El proyecto de titulación busca mediante los conceptos básicos de la literatura científica encontrar soluciones para los sistemas: mecánico, eléctrico y electrónico que contribuyan al buen funcionamiento de la máquina de fatiga existente en el laboratorio de resistencia de materiales de la ESPOCH.

La repotenciación de la máquina se realizará con el propósito de contribuir con el aprendizaje de los estudiantes y docentes dedicados a la investigación sobre el fenómeno de la fatiga en la Facultad de Mecánica, dicha maquina servirá como instrumento didáctico para la ejecución de ensayos de fatiga por flexión, cuyos resultados experimentales se asemejan a los datos teóricos de la literatura, de esta manera se estaría demostrando que la máquina es confiable para los ensayos de laboratorio, aumentando el nivel de desempeño académico de los estudiantes y docentes.

1.3.2. *Justificación metodológica*

En la fase del rediseño mecánico y la implementación de los elementos de mando y control eléctrico para mejorar el funcionamiento de la máquina se realiza un estudio preliminar de los elementos que constituyen la máquina actual, posteriormente se recopila información en papers, tesis e internet sobre las capacidades de la competencia, se continua con la fase de decisión y construcción, pruebas de protocolo en el laboratorio, elaboración del manual de operación ,seguridad y mantenimiento, así también la guía de práctica para los estudiantes de la Facultad de Mecánica.

El alcance general del proyecto puede establecerse como: Se realizara un rediseño y mejora tecnológica de la máquina para ensayos de resistencia a la fatiga de vigas rotatorias, una vez que sean comprobados su valides y confiabilidad podrán ser utilizados para realizar ensayos de probetas expuestas a diferentes ambientes.

1.3.3. *Justificación práctica*

La repotenciación de la máquina para ensayos de resistencia a la fatiga se realiza por que existe la necesidad de mejorar el nivel de conocimiento del fenómeno de la fatiga en los estudiantes y

docentes de la Facultad de Mecánica, con la máquina validada se podrían programar de acuerdo a la demanda de estudiantes las prácticas de laboratorio, que permita realizar el análisis del fallo a la fatiga para un material determinado.

1.4. Objetivos

1.4.1. *Objetivo General*

Repotenciar la máquina para ensayos de resistencia a la fatiga del laboratorio de resistencia de materiales de la facultad de mecánica de la ESPOCH.

1.4.2. *Objetivos Específicos*

- Realizar un estudio sobre el funcionamiento y operación de la máquina de fatiga actual para determinar las partes y piezas útiles para la repotenciación.
- Aplicar el método de ponderación de elementos para elegir la solución óptima en la repotenciación de los sistemas mecánico, eléctrico y electrónico.
- Rediseñar las partes y componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos que constituyen la máquina de fatiga para conseguir un funcionamiento satisfactorio.
- Implementar un sistema de adquisición de datos en la máquina de ensayos.
- Elaborar una guía de prácticas de laboratorio que permita facilitar la utilización de la máquina al realizar el ensayo de resistencia a la fatiga.
- Realizar programa de protocolo de pruebas.
- Elaborar un manual de operación y un plan de mantenimiento apropiado para la máquina.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Fatiga

La fatiga es un proceso de degeneración de un material sujeto a cargas cíclicas de valores inferiores de aquellos que serían capaces de provocar su rotura mediante tracción. Durante dicho proceso se forma una grieta que, si se dan las condiciones adecuadas crecerá hasta producir la rotura de la pieza al aplicar un número de ciclos suficientes. (Escacena)

A menudo, los elementos de máquinas han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes; no obstante, el análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos reales estuvieron inferior a la resistencia última del material y con mucha frecuencia inferior a la resistencia a la fluencia. La característica más notable de estas fallas radica en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. (Budynas y Nisbett, 2008, p: 258)

2.1.1. *Fases de fallo por fatiga*

La formación y propagación de una grieta en un elemento sujeto a fatiga posee tres fases:

- Fase 1, las grietas pueden asomar en cualquier punto del material pero en general ocurren alrededor de alguna fuente de concentración de tensión y en la superficie exterior donde las fluctuaciones de tensión son más elevadas. Las grietas surgen por diversas razones: desperfectos en la estructura del material, ralladuras, muescas, otros. (Córdova y Loayza, 2010, p.3)
- Fase 2, Alguna o todas las grietas crecen por efecto de las cargas. Por lo general las grietas son finas y de difícil detección, aun cuando se encuentren próximas a producir la rotura de la pieza. (Córdova y Loayza, 2010, p.4)
- Fase 3, el elemento continúa deteriorándose por el crecimiento de la grieta resultando tan reducida la sección neta del elemento que es incapaz de resistir la carga desde un punto de vista estático produciéndose la rotura por fatiga. (Córdova y Loayza, 2010, p.4)



Figura: 1-2: Fases de falla por fatiga

Fuente: Suarez, 2017.

2.1.2. *Teorías de fatiga*

Existen tres teorías que estudian este fenómeno.

1.1.1.1 *Teoría de alto número de ciclos*

- Se utiliza para grandes ciclos (mayor a 1000)
- El fallo se considera la aparición de la grieta
- Existe un gran número de datos empíricos disponibles
- Curvas S-N: Realiza la valoración de vida a partir de la amplitud de tensiones.

Para este caso, se inicia de un modelo de comportamiento elástico, posteriormente se aproxima el estado tensional a partir de la tensión en zonas situadas a niveles de carga menores al límite elástico. (Córdova y Loayza, 2010, pp. 4-5)

1.1.1.2 *Fatiga de bajo número de ciclos*

- Se emplea para bajo número de ciclos (menor a 1000)
- Se fundamenta en el estudio de deformaciones en lugar de tensiones

Curvas S-N: Se establece una formulación de vida a partir de la amplitud de deformaciones. La fluencia sucede en posiciones críticas del elemento. (Córdova y Loayza, 2010, p.5)

1.1.1.3 *Mecánica lineal de la fractura*

- Se supone que la grieta está ya iniciada. (Córdova y Loayza, 2010, p.6)
- La vida se calcula como la propagación de la grieta hasta la rotura. (Córdova y Loayza, 2010, p.6)
- Corresponde al estado II de fatiga. (Córdova y Loayza, 2010, p.6)

2.1.3. Aspectos estructurales de la fatiga

Las fallas por fatiga poseen dos zonas características. En la Figura 2-2 se revelan las zonas de la sección fallada. La (1) es la zona de rotura por fatiga neta, donde se observa un granulado liso y fino. Por otro parte la (2) es la Zona de rotura súbita, es aquella parte de la sección resistente original que por ser menor que la sección necesaria a la carga nominal se rompe abruptamente, reduciéndose a una superficie de grano grueso y deforme. (Córdova y Loayza, 2010, p.6)

No obstante la parte (2) puede mostrar dos sub-zonas, una característica y apariencia superficial más bien gruesa en comparación con la parte (1), luego la zona de falla final (pequeña) puede presentar un aspecto que da la idea de fractura frágil o bien presentar un aspecto de ligero deslizamiento fibroso que sugiere una rotura dúctil. (Córdova y Loayza, 2010, p.6)

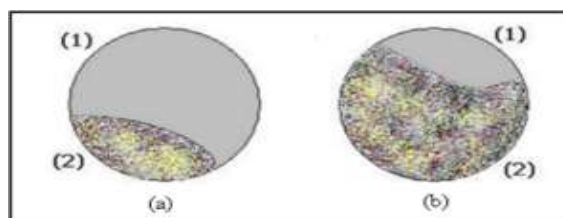


Figura 2-2: (a) solicitación suave (b) solicitación intensa

Fuente: Córdova y Loayza, 2010.

A continuación se muestran dos fotografías de fracturas reales ocurridas en ejes de transmisión (acero dulce), con sus patrones de rotura fibrosos remarcados.



Figura 3-2: Roturas en ejes bajo flexión rotativa

Fuente: Córdova y Loayza, 2010.

La figura 4-2 ejemplifica el patrón de rotura de un perno de una biela experimental que muestra la zona de rápido deslizamiento. En el apartado (a) se aprecia una mitad de la pieza y en el apartado (b) se aprecian las zonas de rotura en la sección. (Córdova y Loayza, 2010, p.8)

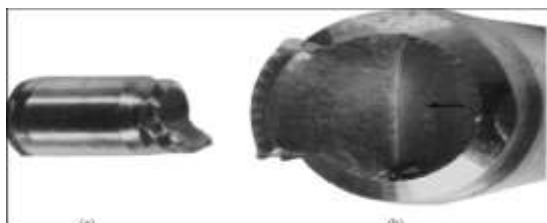


Figura 4-2: Rotura del perno (a) perfil (b) sección

Fuente: Córdova y Loayza, 2010.

2.1.4. Método del esfuerzo-vida

Para establecer la resistencia de materiales expuestos a cargas cíclicas, las probetas se someten a fuerzas repetidas de magnitudes especificadas y se cuentan los ciclos hasta su destrucción. El equipo de ensayo a la fatiga más utilizado es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de R. R. Moore. En esta máquina la probeta se somete a flexión pura mediante la aplicación de carga. (Budynas y Nisbett, 2008, p. 265-266)

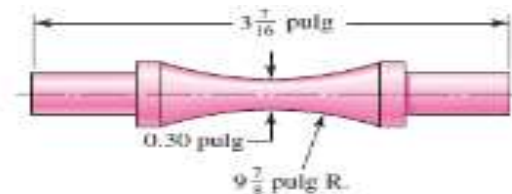


Figura 5-2: Probeta estándar para ensayos de flexión

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008.

Si el momento flexionante es uniforme y presenta un esfuerzo mayor en la parte curva de la muestra significa que es un ensayo válido del material; mientras que si se rompe en otra parte de la probeta indica que el material es defectuoso. (Budynas y Nisbett, 2008, p.266)

Pero en muestras ferrosas y aleaciones, la gráfica se hace horizontal después de que el material se sometió a esfuerzo durante un cierto número de ciclos (Budynas y Nisbett, 2008, p. 266).

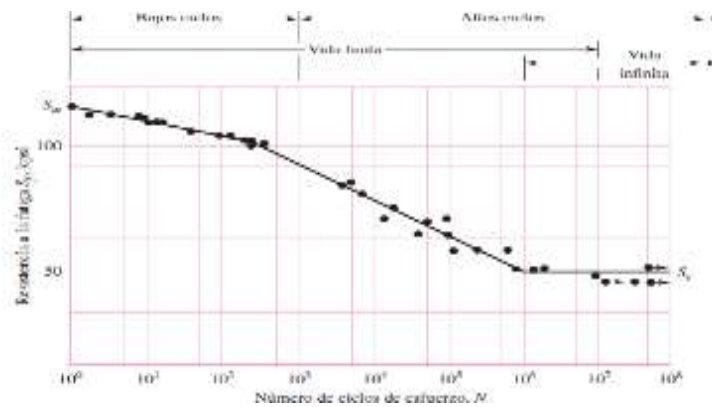


Gráfico 1-2: Diagrama S-N para un acero

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008.

Bandas S-N de aleaciones representativas de aluminio, excluyendo las aleaciones forjadas con $S_{ut} < 38$ kpsi. [7]

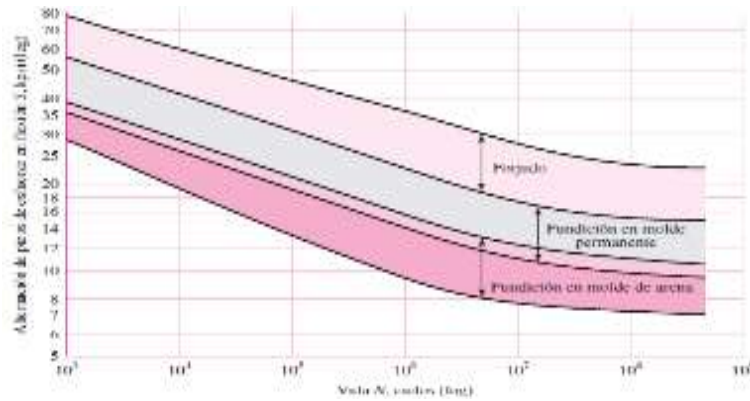


Gráfico 2-2: Bandas S-N de aleaciones representativas

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008.

2.1.5. Límite de resistencia a la fatiga

Para el diseño preliminar y de prototipos, así también para análisis de falla, se requiere un método rápido para estimar los límites de resistencia. (Budynas y Nisbett, 2008, p. 274) Ahora se presentará un método para estimar los límites de resistencia a la fatiga. Para los aceros, al simplificar la figura 9-2, se estimará el límite de resistencia: (Budynas y Nisbett, 2008, p. 274)

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ Kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ Kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (1)$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tensión mínima. Mientras que S'_e se refiere a la propia muestra de viga rotativa. (Budynas y Nisbett, 2008, p. 274)

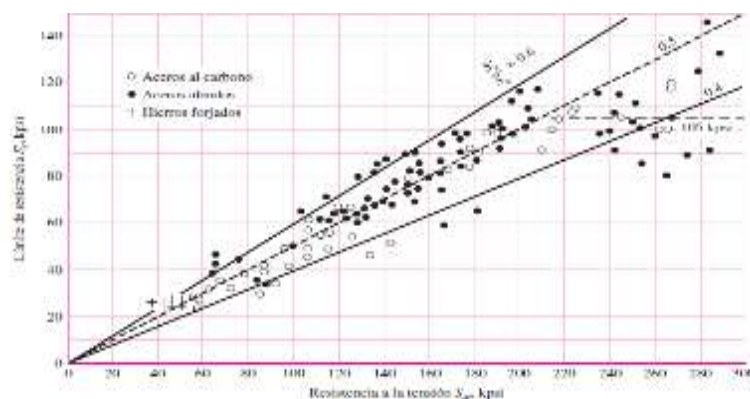


Gráfico 3-2: Sf vs Sut de resultados de ensayos reales

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008.

Los aceros tratados para proporcionar diferentes microestructuras tienen relaciones S'_e/S_{ut} diferentes. Si los diseños incluyen especificaciones detalladas de tratamiento térmico para obtener

microestructuras específicas, se recomienda usar los valores de la Tabla 1-2. (Budynas y Nisbett, 2008, p. 275)

Tabla 1-2: Factor de concentración del esfuerzo de fatiga para diferente microestructura

Número ASTM	Resistencia a la tensión S_{ut} Kpsi	Resistencia a la compresión S_{uc} Kpsi	Módulo de ruptura por cortante S_{ur} Kpsi	Módulo de elasticidad, Mpsi		Limite de resistencia a la fatiga S_e Kpsi	Dureza Brinell H_B	Factor de concentración de esfuerzo a la fatiga K_f
				Tensión	Torsión			
20	22	83	26	9.6-14	3.9-5.6	10	156	1.00
25	26	97	32	11.5-14.8	4.6-6.0	11.5	174	1.05
30	31	109	40	13-16.4	5.2-6.6	14	201	1.10
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.8-6.9	16	212	1.15
40	42.5	140	57	16-20	6.4-7.8	18.5	235	1.25
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.2-8.0	21.5	262	1.35
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.8-8.5	24.5	302	1.50

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008.

2.1.6. Resistencia a la fatiga.

Como se ilustra en la figura 6-2, una región de fatiga de bajos ciclos se extiende desde $N = 1$ hasta casi 10^3 ciclos, en esta región la resistencia a la fatiga S_f sólo es un poco menor que la resistencia a la tensión S_{ut} . Mientras que la fatiga de alto ciclo se extiende desde 10^3 ciclos para los aceros hasta la vida de resistencia a la fatiga límite N_e , que bordea los 10^6 a 10^7 ciclos. (Budynas y Nisbett, 2008, p. 276)

$$S_f' = \sigma'_F (2 * 10^3)^b = f S_{ut} \quad (2)$$

Dónde: b es una constante y f es la fracción de S_{ut} representada por $(S_f)10^3$ ciclos despejando f se tiene:

$$f = \frac{\sigma'_F}{S_{ut}} (2 * 10^3)^b \quad (3)$$

Ahora $\sigma'_F = \sigma_0 \varepsilon^m$, con $\varepsilon = \varepsilon'_F$. Si no se conoce esta ecuación esfuerzo verdadero-deformación verdadera, se emplea la aproximación SAE para aceros con $HB \leq 500$:

$$\sigma'_F = S_{ut} + 50 \text{ kpsi} \quad \text{O} \quad \sigma'_F = S_{ut} + 345 \text{ MPa} \quad (4)$$

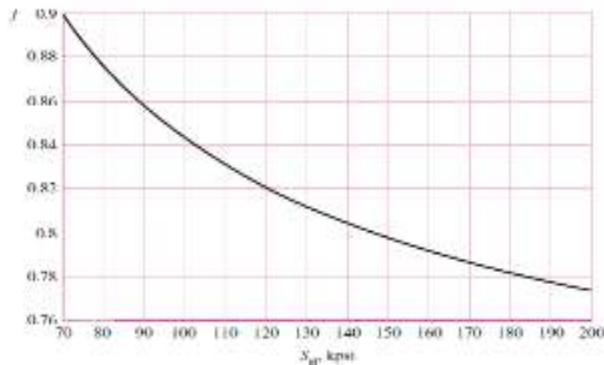


Gráfico 4-2: Fracción de resistencia a la fatiga

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008.

$$S_f = aN^b \quad (5)$$

Donde:

S_f = Resistencia a la fatiga. N = Ciclos a la falla.

Las constantes a y b se definen por las siguientes ecuaciones.

$$a = \frac{f^2 S_{ut}^2}{S_e} \quad (6)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e}\right) \quad (7)$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga.

f = constante que varía con la resistencia última S_{ut} .

2.1.7. Factores que modifiquen el límite de resistencia a la fatiga

Para determinar los límites de resistencia a la fatiga la probeta se prepara y se ensaya bajo condiciones muy controladas. No es posible esperar que el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico o estructural iguale los valores obtenidos en el laboratorio. Debido al material, manufactura, entorno, diseño. (Budynas y Nisbett, 2008, p. 278)

Marín identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. (Budynas y Nisbett, 2008, p. 279)

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_g S'_e \quad (8)$$

Donde:

K_a = Factor de modificación de la condición superficial

K_b = Factor de modificación del tamaño

K_c = Factor de confiabilidad

K_d = Factor de modificación de la temperatura

K_e = Factor de modificación de carga

K_g = Factor de modificación de efectos varios

S'_e = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria. (MPa)

S_e = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso. (MPa)

1.1.1.4 Factor de superficie K_a

El factor K_a depende de la calidad del acabado de la superficie de la y de la resistencia a la tensión. (Budynas y Nisbett, 2008, p. 279)

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (9)$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b están en la tabla 2-2.

Tabla 2-2: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

Acabado superficial	Factor a		Exponente B
	S_{ut} (Kpsi)	S_{ut} (MPa)	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008.

1.1.1.5 Factor de tamaño K_b

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por tanto:

$$K_b = 1 \quad (10)$$

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879 d^{-0.107} & 0.11 \leq d < 2\text{pulg} \\ 0.859 - 0.02125d & 2 < d \leq 10\text{pulg} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24 d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 0.859 - 0.000837d & 51 < d \leq 254\text{mm} \end{cases} \quad (11)$$

1.1.1.6 Factor de confiabilidad K_c

Tabla 3-2: Factores de confiabilidad K_c

Confiabilidad, %	Variación de transformación Z_a	Factor de confiabilidad K_c
50	0	1.00
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.999	4.753	0.620

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008.

1.1.1.7 Factor de temperatura K_d

Tabla 4-2: Temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008

1.1.1.8 Factor de carga. K_e

Los esfuerzos residuales mejoran el límite de resistencia a la fatiga o afectan de manera negativa. (Córdova y Loayza, 2010, p.19)

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad (12)$$

1.1.1.9 Factor de concentración de esfuerzos. K_f

En las secciones donde existen concentraciones de tensiones que alteran la distribución de esfuerzos, son los más probables para el inicio de grietas. (Simbaña, p.34)

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}} \quad (13)$$

Posterior a esto se desarrolla el concepto de sensibilidad a las muescas q , (Simbaña, p.35)

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (14)$$

Donde, k_f es el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga (dinámico) y k_t es el factor de concentración de esfuerzos teórico (estático). (Simbaña, p.36)

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (15)$$

Para el caso de aceros y aleaciones de aluminio 2024, se debe usar la grafico 5-2 para encontrar q de la carga de flexión y carga axial, y para carga cortante la Grafico 6-2. (Simbaña, p.36)

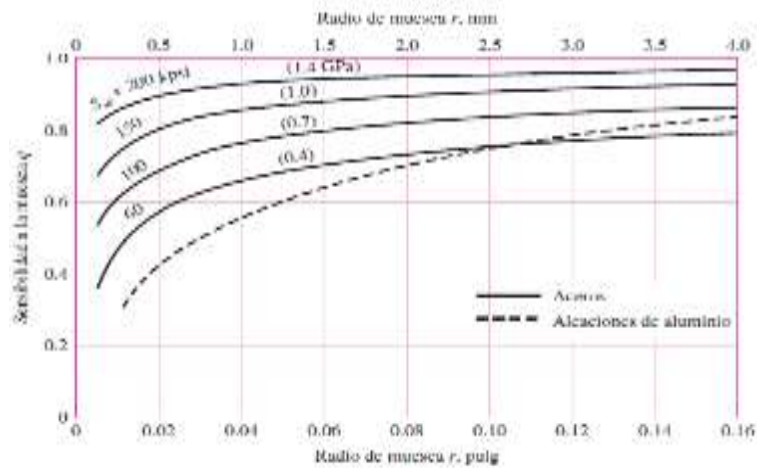


Gráfico 5-2: Sensibilidad a la muesca sometida a flexión inversa

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008.

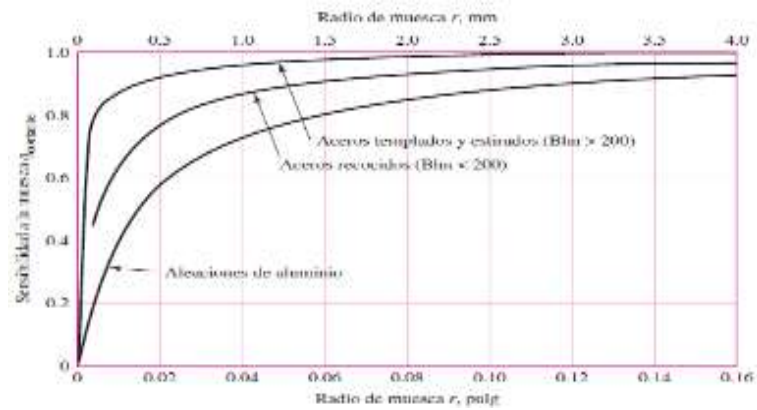


Gráfico 6-2: Sensibilidad a la muesca sometida a torsión inversa

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008.

Los valores de K_t se obtienen de la Grafico 7-2 para barra redonda ranurada a flexión.

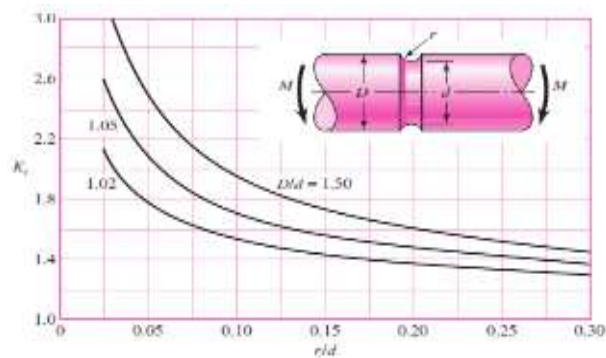


Gráfico 7-2: Barra redonda ranurada en flexión

Fuente: Budynas y Nisbett, 2008.

1.1.1.10 *Factor de efectos varios K_g*

Considera algunos factores que reducen el límite de resistencia a la fatiga, por ejemplo: la corrosión, recubrimientos electrolíticos, metalizado por aspersion, frecuencia cíclica, Corrosión por frotamiento. (Simbaña, p.38). De no existir información disponible $K_g = 1$

2.2. Tipos de máquinas para ensayos de resistencia a la fatiga

Las máquinas más conocidas y utilizadas para realizar este ensayo son las que a continuación analizaremos. (Córdova y Loayza, 2010, p.23)

2.2.1. *Máquinas de ensayos de fatiga convencionales*

1.1.1.11 *Máquina de ensayo de fatiga tipo viga en voladizo*

Esta máquina opera con un motor eléctrico hace girar una probeta cilíndrica a 1800 rpm mientras que el contador simple almacena el número de ciclos realizados por la probeta. La carga es aplicada en el centro de la probeta. El momento que esta falla, la máquina que cuenta con un interruptor apaga el sistema y hace que los pesos descendan. (Borja y Tapia, 2017, p.14)



Figura 6-2: Máquina de ensayos de fatiga tipo viga en voladizo

Fuente: Borja y Tapia, 2017.

1.1.1.12 *Máquina de ensayo de fatiga tipo R.R. Moore.*

La máquina R.R. Moore permite ejecutar una muestra de ensayo a flexión rotativa con momento constante en la parte central, la cual es flexada por un peso. La muestra se somete a flexión pura y los esfuerzos actuantes en las fibras bajo el eje neutro son invertidos desde tensión a compresión y viceversa esto sucede cada medio giro de la muestra. Ésta máquina consta con un cuentarrevoluciones que permite conocer los ciclos cumplidos. (Córdova y Loayza, 2010, p.27)

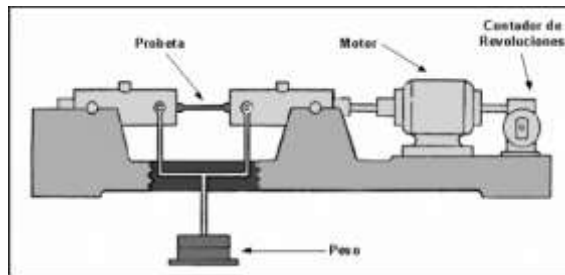


Figura 7-2: Esquema de la máquina R.R Moore

Fuente: Córdova y Loayza, 2010.

2.2.2. Máquina de ensayo de fatiga automatizada FATIMAT



Figura 8-2: Máquina de ensayos de fatiga FATIMAT

Fuente: Borja y Tapia, 2017.

La máquina FATIMAT es creada debido a la necesidad cada vez mayor de crear productos más ligeros, más fuertes y más baratos. Esta máquina cuenta con actuadores electromecánicos de alta precisión y válvulas servo neumáticas, siendo éstas una de las alternativas más baratas a comparación de las máquinas de ensayos de fatiga servohidráulicas. . (Borja y Tapia, 2017, p.21) La máquina utiliza un software de código abierto que se basa en el análisis de Weibull que es ampliamente utilizado hoy en día para el análisis de datos, dicho análisis predice un futuro fallo en un producto. (Borja y Tapia, 2017, pp.21-22)

2.3. Ensayos de fatiga por flexión rotativa

El ensayo a la fatiga está determinado por Wöhler en el cual una probeta lisa, entallada es sometida a una carga variable de amplitud constante determinándose el número de ciclos necesarios para que se produzca la iniciación de la fisura por fatiga. (Medina y Oropeza, 2005, p.19)

Tres formas de aplicación de carga:

1. En el extremo de una probeta que está empotrada por su otro extremo. El momento de flexión varía linealmente con la distancia a la sección considerada del eje de aplicación de la carga P. (Medina y Oropeza, 2005, p.20)

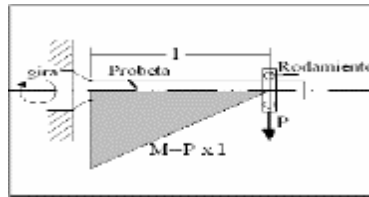


Gráfico 8-2: Flexión rotativa en voladizo

Fuente: Medina y Oropeza, 2005.

2. En el centro de la probeta que reposa sobre apoyos en sus dos extremos, con aplicación de la carga en un punto. (Medina y Oropeza, 2005, p.20)

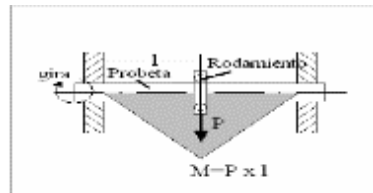


Gráfico 9-2: Flexión rotativa sobre dos apoyos

Fuente: Medina y Oropeza, 2005.

3. La sollicitación se aplica en dos puntos. El momento de flexión es entonces constante en toda la longitud de la probeta. (Medina y Oropeza, 2005, p.20)

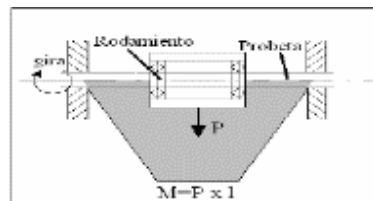


Gráfico 10-2: Flexión rotativa sobre dos apoyos cargados

Fuente: Medina y Oropeza, 2005.

2.4. Sistema eléctrico y electrónico

2.4.1. Sensores tradicionales en máquina para ensayos de fatiga

Los sensores con mayor frecuencia utilizados en las máquinas para ensayos de fatiga, para determinar el número de ciclos de la probeta ensayada se encuentran sensor encoder, sensor inductivo, entre otros.

1.1.1.13 *Sensor encoder*

Un generador de pulsos es un transductor rotativo que convierte un movimiento angular en una serie de impulsos digitales, de esta forma el encoder es una interfaz entre un dispositivo mecánico móvil y un controlador. Los encoder se clasifican en dos grupos: lineales y los rotativos, dentro de ellos los tipos de codificación puede ser: Absolutos e incrementales. La analogía entre los dos codificadores es que tiene el mismo alcance, pero la codificación relativa es útil solamente desde el punto de inicio definido. (León y Tapia, 2009, p.26)

2.4.2. *Acondicionamientos electrónicos.*

Las salidas digitales de un Controlador Lógico Programable (PLC), requiere de una etapa intermedia para su accionamiento debido a que no se conectan directamente al circuito de potencia, de ahí el uso de mandos como relés y contactores. Los relés y contactores son interruptores electromagnéticos que conectan o desconectan un circuito eléctrico de potencia, al excitar un electroimán o bobina de mando; la diferencia entre ambos, radica en la potencia que cada uno es capaz de manejar. Los relés están destinados para seccionar pequeñas potencias, por lo general menor a 1kW, y por otra parte, los contactores pueden accionar grandes potencias, centenares de kilovatios. (Balcells y Romeral, 1997, p.136)

1.1.1.14 *Relé*

Un relé es un interruptor accionado por un electroimán (Robles). Este dispositivo aísla el circuito de mando, con niveles de tensión y corriente bajos, circuito de potencia, con mayores niveles de corriente y voltaje, o de cualquier tipo; como en los módulos de salida de los PLCs contienen salidas de relé que separan el circuito electrónico de su utilización.



Figura 9-2: Diagrama de Conexión de un Relé

Fuente: Inventable

El relé está diseñado para trabajar a cargas bajas de potencia menor a 1Kw.

1.1.1.15 Contactor

Los contactos son los elementos del relé sometidos al trabajo más duro. Además, su función, cierre o apertura de los circuitos, es precisamente la que se desea obtener del conjunto del relé. (Pérez, 2003, p7)

Las propiedades que debe tener los contactores son: alta conductividad eléctrica y térmica, pequeña resistencia al contacto, débil tendencia al soldeo, buena resistencia a la erosión producida por el arco, dureza elevada, gran resistencia mecánica y poca tendencia a formar óxidos o sulfuros, que poseen elevada resistencia eléctrica. (Pérez, 2003, p7)

El contactor tiene el mismo funcionamiento que el relé, con la diferencia que este dispositivo trabaja como interruptor automático con valores eléctricos altos es decir centenares de KW.

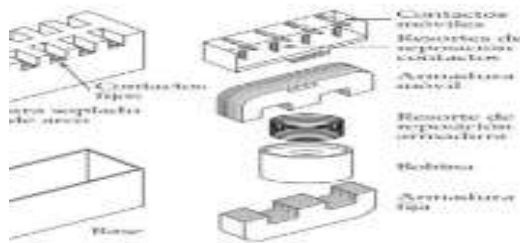


Figura 10-2: Partes de un contactor

Fuente: Aguirre Paredes, 2016.

2.4.3. Controlador lógico programable (PLC).

Toda máquina electrónica, diseñada para controlar procesos secuenciales, en tiempo real y en ambientes industriales usa PLC, su manejo y programación es realizada por personal eléctrico o electrónico. Efectúa funciones lógicas tales como: series, paralelas, temporizaciones, contajes y otras más avanzadas como cálculos, regulaciones, etc. (León y Tapia, 2009, p.49)

2.4.4. Arquitectura interna

El hardware de un PLC, en su forma más elemental está constituido de los siguientes componentes: (León y Tapia, 2009, p.50)

- Fuente de alimentación
- CPU
- Memoria datos (RAM)
- Memoria de programa (ROM; EEPROM o FLASH)
- Módulos de entradas/salidas
- Terminal de programación

1.1.1.16 *Fuente de alimentación*

El hardware de un PLC, en su forma más elemental está constituido de los siguientes componentes: (León y Tapia, 2009, p.50)

- Fuente de alimentación
- CPU
- Memoria datos (RAM)
- Memoria de programa (ROM; EEPROM o FLASH)
- Módulos de entradas/salidas
- Terminal de programación

1.1.1.17 *Unidad central del proceso CPU*

Básicamente la CPU es la encargada de controlar todas las acciones del PLC y proporciona la capacidad de cálculo. Los circuitos integrados que permite esta acción son los microprocesadores y el conjunto de circuitos adicionales conocido como chipset. (León y Tapia, 2009, p.51)

2.4.5. *Tipos de PLC*

Existe una variedad de tipos de PLC, ya sea en sus funciones, en su capacidad, en su aspecto físico entre otros, estos dispositivos se clasifican por categorías. (Martínez, 2015, p. 41)

1.1.1.18 *PLC tipo Nano.*

Normalmente PLC de tipo compacto (Fuente, CPU e I/O integradas) que puede manejar un conjunto reducido de I/O, en un número menor a 100. Permiten manejar entradas y salidas digitales y ciertos módulos especiales. (Martínez, 2015, p. 41)

1.1.1.19 *PLC tipo Compactos*

Estos dispositivos tienen incorporado la Fuente de Alimentación, su CPU y módulos de I/O en un único módulo principal y permiten manejar desde unas pocas I/O hasta varios cientos (alrededor de 200 I/O), su tamaño es superior a los Nano PLC además soportan una diversidad de módulos especiales, tales como: (Martínez, 2015, p. 41)

- Entradas y salidas análogas
- Módulos contadores rápidos
- Módulos comunicadores

- Interfaces de operador
- Expansiones de I/O

1.1.1.20 *PLC tipo Modular*

Estos dispositivos se constituyen de un conjunto de elementos que conforman el controlador final, estos son: Rack, Fuente de alimentación, Módulos de I/O. (Martínez, 2015, p. 41)

De estos tipos existen desde los conocidos MicroPLC que soportan gran cantidad de I/O, hasta los PLC de grandes prestaciones con los que se maneja miles de I/O. (Martínez, 2015, p. 42)

2.4.6. *Lenguaje de programación para PLC.*

Para la comunicación operador- máquina se usa algunos lenguajes amigables con los usuarios. Estos lenguajes han evolucionado considerablemente en los últimos tiempos en donde ya no se usa el plano eléctrico a relés. La norma IEC 1131 sugiere los siguientes lenguajes de programación. (León y Tapia, 2009, pp. 57-58)

1.1.1.21 *Lenguaje a contactos.*

A este lenguaje también se le conoce como ladder o lógica de escalera, es el más usado en la programación de PLC, este lenguaje está especialmente indicado para facilitar el cambio de un sistema de control realizado con relés por un PLC. (León y Tapia, 2009, p.58)

1.1.1.22 *Lenguaje por lista de instrucciones*

La lista de instrucciones, es un tipo de lenguaje ensamblador con un repertorio limitado de instrucciones, este lenguaje es una transcripción elemental e inmediata de las instrucciones de las instrucciones de lenguaje máquina que están representados por expresiones nemotécnicas, normalmente se usa para mejorar partes de una aplicación. (León y Tapia, 2009, p.58)

1.1.1.23 *Texto estructurado*

Es un lenguaje de alto nivel, básicamente se usa para programación de procesos que requieren instrucciones complejas y cálculos muy grandes. (León y Tapia, 2009, p.58)

1.1.1.24 Esquema básico de funciones

Se trata de un lenguaje gráfico, los programas son bloques cableados entre sí de manera análoga al esquema de un circuito, posee una interfaz de E/S bien definida, además tienen un código interno oculto. (León y Tapia, 2009, p.59)

1.1.1.25 Diagrama funcional secuencial.

Conocido como GRAFCET (Gráfico Funcional de Control Etapa Transición), es una técnica eficaz para descifrar el comportamiento secuencial de un proceso y de un programa, se usa particularmente para distribuir un problema de control. (León y Tapia, 2009, p.59)

2.4.7. Comunicación PLC S7- 1200

El dispositivo SIMATIC S7-1200, dispone de una interfaz PROFINET integrada, garantizando una comunicación eficaz con el sistema de ingeniería SIMATIC STEP 7 Basic integrado. Dicha interfaz permite la programación y la comunicación con los paneles de la gama SIMATIC HMI Basic Panels, para la visualización en tiempo real, con controladores adicionales para la comunicación de CPU a CPU y con equipos de diferentes fabricantes para ampliar las posibilidades de integración. Existen dos maneras de comunicación vía PROFINET, conexión directa y conexión de red.

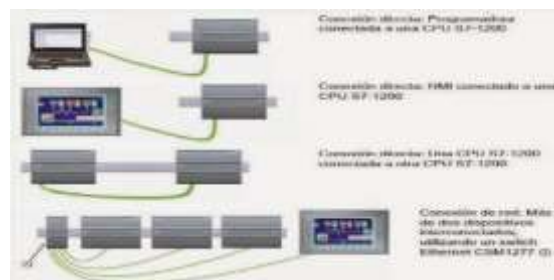


Figura 11-2: Conexión directa y conexión de red

Fuente: IzqElec

2.5. Normas para el ensayo de fatiga

Las normas ASTM E 606 “Standard recommended practice for Constant-Amplitude Low- Cycle Fatigue testing” y UNE 7118 “Clases y ejecución de los ensayos de fatiga de los materiales metálicos”. Indican el procedimiento, características y consideraciones que se debe cumplir para la realización del ensayo.

2.5.1. Alcance Norma ASTM E 606

Esta práctica recomendada cubre la determinación de las propiedades de fatiga de ciclo bajo de materiales metálicos homogéneos nominales mediante el uso de muestras de prueba cargadas uniaxialmente. (ASTM E 606)

2.5.2. Preparación de las muestras según la Norma ASTM E 606

1.1.1.26 Diseño de especímenes.

La figura 12-2 muestra dos configuraciones básicas de la muestra, figura 12-2(a) señala una muestra recomendada de calibre uniforme, figura 12-2(b) muestra la recomendación de la hora-perfil de vidrio (ASTM E 606).

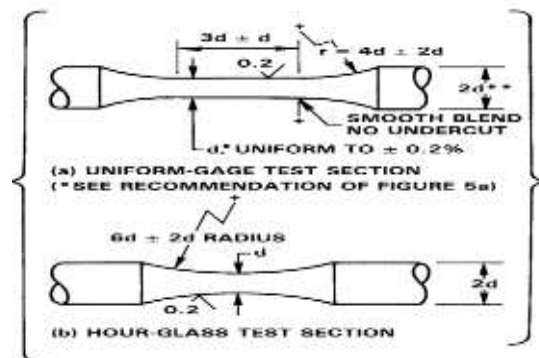


Figura 12-2: Probeta sometida a flexión
Fuente: ASTM E606

La selección de la probeta está sujeta a consideraciones de anisotropía y pandeo, ambos especímenes recomendados poseen una sección transversal circular sólida y un diámetro mínimo de 6,35 mm (0.25 in) en la sección de la prueba (ASTM E 606).

1.1.1.27 Descripción de materiales.

Se recomienda obtener las siguientes propiedades metalúrgicas (composición química tamaño de grano estructura cristalográfica orientación preferida si está presente forma general de partículas de la segunda fase de granos, tratamiento térmico) y mecánicas (ASTM E 606).

2.5.3. Procedimiento de Prueba según la Norma ASTM E 606

La norma recomienda como mínimo 10 especímenes a ensayar, los ensayos deben realizarse a temperatura ambiente con $\pm 2^{\circ}C$

1.1.1.28 *Determinación de falla*

El fracaso puede determinarse de varias maneras dependiendo del uso final de la información sobre la vida de la fatiga y la naturaleza o el material que se está probando. Separación total o muestra de la fractura en dos partes, para esfuerzo completamente invertido, para el control de la tensión, un cambio en la tasa de cambio de rango de carga cíclica que excede algunos cambios de porcentaje preseleccionados, la existencia de las superficies microfisuras por ejemplo, como se observan ópticamente o por réplicas que son más grandes que un tamaño preseleccionado consistente con los objetivos de la prueba. (ASTM E-606)

1.1.1.29 *Ejecutar las pruebas*

Registre el total de ciclos acumulados hasta la falla (fractura).

1.1.1.30 *Análisis de datos*

- La determinación de la tensión cíclica - curva de tensión - genera una curva cíclica de tensión - tensión a partir de valores pareados de rango de tensión y rango de tensión plástica.
- La determinación de la relación tensión - vida - genera una curva tensión - vida a partir de valores pareados de tensión total contra vida del esfuerzo plástico versus vida.
- Exámenes post ensayo. El examen metalográfico de los especímenes fallidos es deseable para una variedad de propósitos, dependiendo en parte de los intereses del usuario.

2.5.4. *Dimensiones de la muestra según la Norma ASTM E 606*

Tabla 5-2: Dimensiones de la probeta

Características	Acero
Longitud total (L) (mm)	Mayor a 15d
Diámetro de la probeta(D)(mm)	12.5 -50.8
Diámetro de la garganta (d) (mm)	5.08 – 25.4
Longitud de la sección A (mm)	Mayor a 3D
Radio de la sección (R) (mm)	Mayor a 8d

Fuente: ASTM E 606

2.5.5. *Norma UNE 7118*

La norma UNE menciona los tipos de ensayos de fatiga que se puede realizar: Ensayo de flexión rotativa, Ensayo de flexión plana, Ensayo de tracción – compresión, Ensayo de torsión, Ensayos especiales. La norma señala que: Se empieza ensayando con una tensión aproximada al límite de fatiga y se determine si con esta tensión la probeta se rompe o no, en la duración prescrita para el numero de fatiga.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

3.1. Parámetros de diseño

3.1.1. *Análisis de la máquina existente*

La máquina para ensayos a fatiga existente en el laboratorio de resistencia de materiales de la facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo- ESPOCH. Fue entregada en el año de 1997 en total funcionamiento permitiendo realizar el ensayo de resistencia a la fatiga como proyecto de grado titulado: “Diseño, Construcción y Experimentación de una Máquina para Ensayos de Fatiga” de los autores (Villacres Morales y Cevallos Castillo, 1997). La máquina de fatiga para ensayos de flexión rotativa se constituye de cinco partes importantes: Motor y bancada, sistema de aplicación de carga, sistema de sujeción de la probeta, sistema eléctrico, sistema contador de revoluciones

Cada uno de estos sistemas y elementos desempeñan un rol importante en el funcionamiento de la máquina cuando se ejecuta el ensayo, pues de estos depende la veracidad y eficacia de los resultados. Tras 21 años de funcionamiento la máquina no cumple con sus funciones para las cuales fue diseñada por ello se realizara un diagnóstico de cada uno de los elementos y sistemas con los que esta cuenta actualmente.



Figura 1-3: Máquina de fatiga

Realizado por: Barcenas, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

3.1.2. *Diagnóstico de la máquina existente*

1.1.1.31 *Motor y bancada*

La máquina de ensayos de resistencia a la fatiga, está equipada mecánicamente de la bancada que soporta tanto el conjunto de la máquina como el motor, y esta bancada sobre una mesa construida de metal y madera, las partes de la máquina consta de un apoyo fijo y móvil, eje primario y secundario, acople, celda de carga, elementos electrónicos y de control.



Figura 2-3: Ejes, acople

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Actualmente el motor eléctrico con datos de placa que señala las especificaciones siguientes: monofásico, potencia nominal de 0.5 HP, voltaje de 110 V y la velocidad de giro de 3400 rpm. No obstante al realizar la operación personalizada del equipo se pudo evidenciar problemas en el arranque, exactamente el capacitor se encuentra dañado en tal virtud el motor requiere ser cambiado.



Figura 3-3: Motor eléctrico

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Además las partes constitutivas montadas sobre la bancada como el apoyo fijo que va empotrado a la bancada mediante dos pernos solidarios al mismo cuya función es de ajustar la probeta y mantenerla apretada hasta que está falle debido al transcurso del tiempo los pernos y los topes se han desgastado lo que impide la correcta alineación y sujeción de la probeta durante el ensayo produciendo excesivas vibraciones de tal forma que el operador se ve en la obligación de apagar la máquina para evitar daños materiales y humanos quedando el ensayo inconcluso, así mismo el apoyo móvil que se desliza sobre la bancada a través de una guía rectangular para el montaje de la probeta al ser sus características y funciones simétricas al apoyo fijo presenta la misma problemática.

1.1.1.32 Sistema de aplicación de carga

A través de este sistema se aplica la carga deseada a la probeta recordando que a mayor carga el tiempo y el número de ciclos que alcanza la probeta hasta su falla serán menores. Dicho sistema consta de los siguientes elementos: manilla, bocín roscado, tornillo de hélices opuestas. Los pesos se cuelgan estáticamente por medio de un resorte permitiendo la existencia de esfuerzos flexionantes a lo largo de la probeta, con la aplicación de la carga se determina las diferentes mediciones de ciclos.



Figura 4-3: Tornillo de hélices

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Adicionalmente en la operación personalizada del sistema para comprobar su desempeño, se evidencio que sus elementos están en óptimas condiciones de funcionamiento en tal virtud se usara el mismo sistema en la repotenciación de la máquina con la diferencia que se reemplazara al resorte por una arandela.



Figura 5-3: Celda de carga

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.33 Sistema de sujeción de la probeta

La máquina de fatiga actualmente sujeta la probeta por medio de boquillas y tuercas de apriete, esto debido a que en los ensayos se utiliza probetas con extremos de sección uniforme y sin rosca interior. Es un sistema de fácil montaje y control durante el ensayo.

Al realizar un ensayo se detecto que las tuercas de apriete y boquillas que se utilizan para sujetar la probeta no es beneficioso para efectuar el ensayo ya que no se logra una buen apriete quedando un pequeño desalineamiento entre la probeta y las boquillas posteriormente con la ejecución del ensayo aumenta la desalineación.



Figura 6-3: Sujeción de la probeta

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.34 *Sistema eléctrico*

Este sistema consta de los siguientes elementos: Una botonera doble para encender y apagar la máquina (on/off), un pulsador NC dispuesto de tal manera que apague automáticamente la máquina en el instante que la probeta falle. (Off 2), Un contactor NA para el apagado automático, un relé térmico, regulado de tal manera que interrumpa el flujo de corriente, en caso de existir sobreintensidad.

A través de la valoración personalizada del sistema para verificar su funcionamiento, se confirmó el correcto desempeño de todos y cada uno de sus elementos, por lo tanto no serán sustituidos.



Figura 7-3: Sistema eléctrico

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.35 *Sistema contador de revoluciones*

La máquina actualmente dispone de un contador de revoluciones (tacómetro) cuyas características son: detenerse el mismo instante en que se rompe la probeta, además poseer un amplio rango de lectura (número de ciclos). El contador al momento está acoplado en el extremo opuesto del eje secundario de la máquina a fin de que se detenga en el momento en que la probeta falle y separe a los dos miembros de la máquina. El sistema contador de revoluciones está compuesto por: Eje secundario al que está soldado un puntero, contador de revoluciones y base.

Este dispositivo electrónico desde su instalación no ha sido calibrado por consiguiente los resultados de los ensayos no son confiables. El dispositivo será reemplazado.



Figura 8-3: Cuenta revoluciones

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

La máquina de fatiga actualmente dispone del acople flexible tipo “K”, cuya función es transmitir el momento de torsión sin resbalar, además absorbe las desalineaciones paralela hasta 0.094" y angular hasta 10° entre los arboles impulsor e impulsado producida ya sea por la incorrecta alineación de los árboles o por el propio funcionamiento de la máquina. Al no presentar desgaste y estar en óptimas condiciones de funcionamiento se reutilizara en el nuevo diseño.



Figura 9-3: Acople flexible

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

3.1.3. Principio de funcionamiento de la máquina

El diseño de la máquina de ensayo se basa en el principio de R.R. Moore, las fuerzas y reacciones presentes en el sistema, en estado estacionario se muestran a continuación en el diagrama de cuerpo libre.

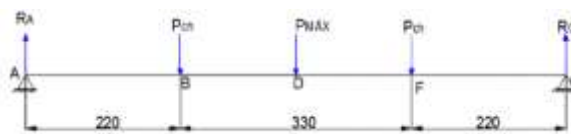


Gráfico 1-3: Diagrama de fuerzas de la máquina de fatiga

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

A y G: chumaceras soporte

B y F: chumaceras pivote

C y E: mandriles

D: aplicación de la carga maxima

R_A y R_G : Reacciones en las chumaceras soporte

P_{ch} : Peso de la chumacera pivote

P_m : Peso del mandril

P_{max} : carga máxima a la cual está diseñada la máquina

$P/2$: la mitad de la carga máxima aplicada en la celda de carga.

Al simplificar el peso de las chumaceras y de los mandriles el diagrama queda definido de la siguiente manera:

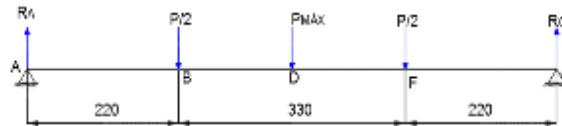


Gráfico 2-3: Diagrama de fuerzas simplificada de la máquina

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

3.2. Variables de diseño

3.2.1. Definición de la máquina de fatiga.

Tabla 1-3: Requerimientos para la casa de calidad

Voz del usuario	Voz del ingeniero
Capacidad hasta 50kg	Dimensiones de la Estructura
Tiempo de funcionamiento largo	Vida útil
Que la máquina sea de fácil operación	Interfaz de usuario
Control semiautomático	Sensor contador de ciclos
Bajo costo de la máquina	Límite de costo final
Bajo costo de repuesto	Mantenimiento preventivo
Bajo costo de mantenimiento	Algoritmo de control
Seguro ante fallas	Protección de componentes
Seguridad al operario	Nivel de ruido
Silencioso	Límite de peso
Rígido	Acoplamiento
Tamaño pequeño	Material
Peso ligero	Accionamiento
Buena alineación	Panel de control
Belleza visual	Aspecto final

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Competencias

Si bien en el mercado local y nacional no existen fabricantes de máquinas de ensayo de fatiga, en el mercado internacional existen varias fábricas que se dedican al diseño y construcción de estos equipos, así tenemos las siguientes máquinas de fatiga:

- Máquina de fatiga a flexión rotativa modelo RFB-200-500 (Anexo H)
- Máquina para ensayos de fatiga a flexión rotativa modelo RFD-200 (Anexo H)

Casa de la calidad

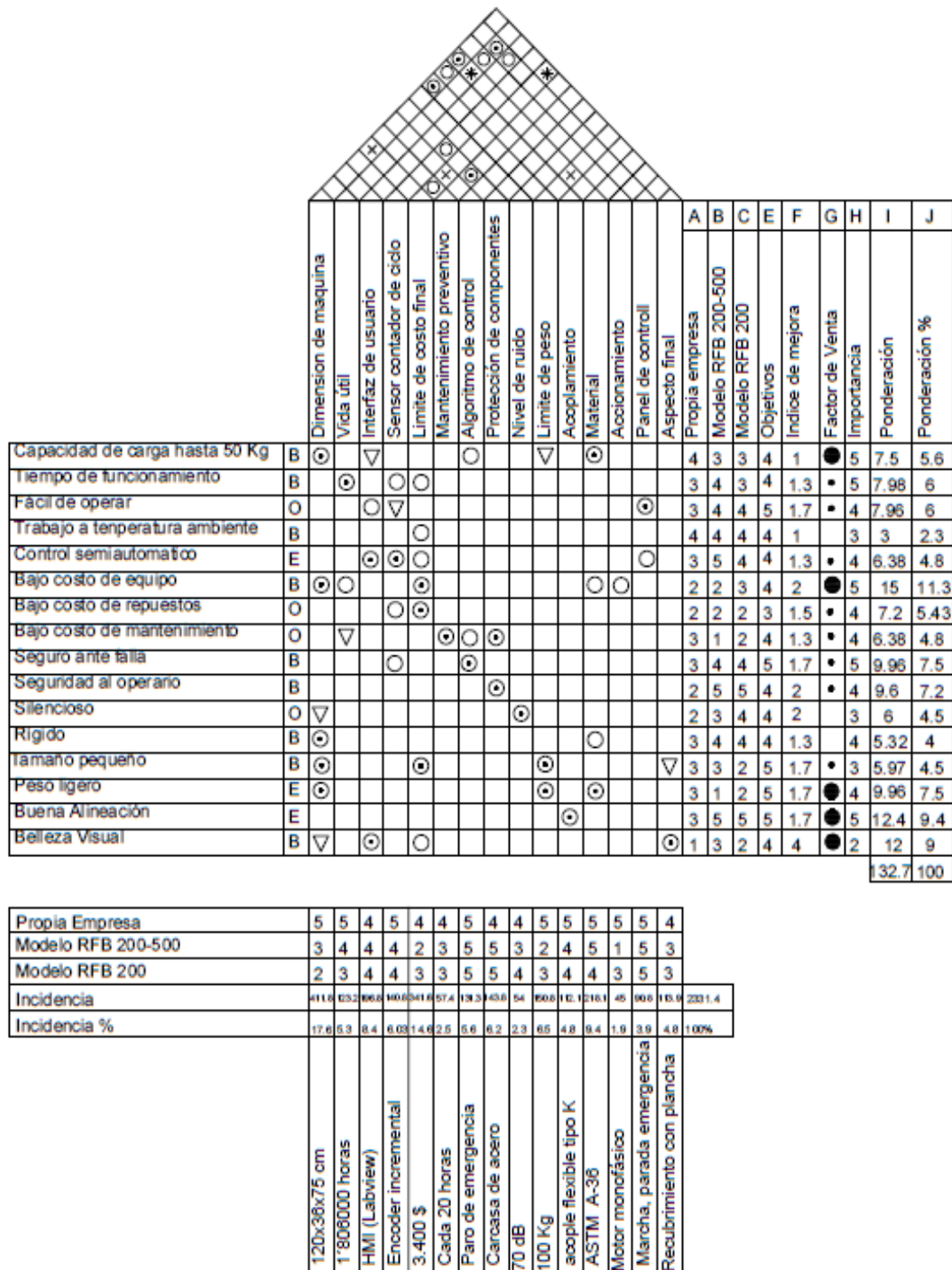


Figura 10-3: Casa de la calidad

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

3.2.2. *Diseño Conceptual*

Tras determinar las características técnicas de la máquina se realiza el análisis conceptual que se basa en la estructura funcional de la máquina, posteriormente se define los módulos para generar las posibles soluciones, finalmente evaluar y seleccionar las mejores alternativas.

3.2.3. *Análisis funcional modular*

Nivel cero

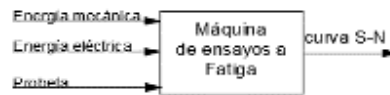


Gráfico 3-3: Nivel cero

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Nivel uno

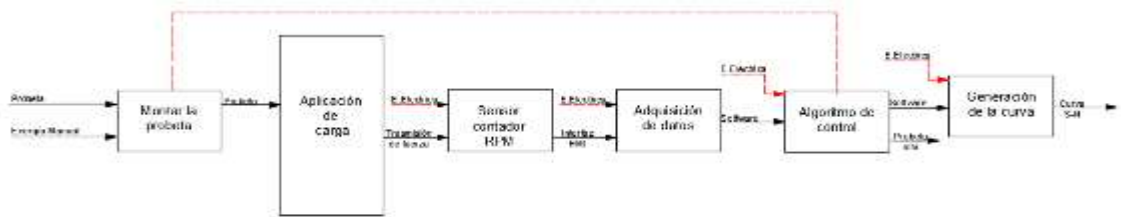


Gráfico 4-3: Nivel uno

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Nivel dos

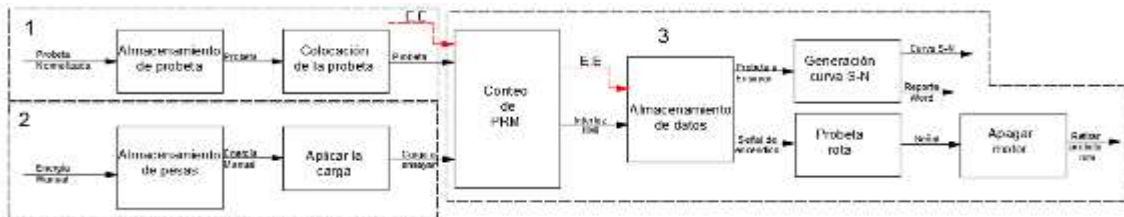


Gráfico 5-3: Nivel dos

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Módulo 1: Sistema de sujeción de la probeta

Módulo 2: Celda de carga

Módulo 3: Sistema electrónico

3.2.4. Propuesta para la mejora a la máquina de fatiga actual.

1.1.1.36 Alternativa 1

Funcionamiento

Se puede iniciar el ensayo montando la probeta la misma que será sujeta por dos mandriles acoplados a los ejes, y éstos acoplados al giro del motor por medio del acople, el sistema de carga produce la fuerza necesaria para generar flexión. Se prende el motor, ya sea a través de controles ubicado en la propia máquina o a través de una computadora, lo propio para el apagado del motor. No obstante el motor se detiene automáticamente cuando la probeta se rompa, debido a que, en estas condiciones, la placa de fuerza activará el sensor final de carrera el cual enviará una señal al controlador para que finalice el ensayo. El sensor contador de ciclos (encoder) se encarga de enviar pulsos al PLC SIEMENS S7-1200 para que éste los contabilice, y los envíe mediante un cable ethernet a la computadora en la cual mostrara la curva S-N en el programa Labview. En esta alternativa los elementos que constituyen el sistema mecánico son.

Tabla 2-3: Sistema mecánico de la alternativa uno

	Descripción
Acople	Flexible Tipo K
Base	Acero estructural
Puntos de apoyo	Chumaceras
Sujeción	Mandriles
Celda de carga	Pesas
Carga máxima	50 Kg
Método para prueba de fatiga	Flexión pura

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Tabla 3-3: Sistema eléctrico/electrónico de la alternativa uno

	Descripción
Motor	Monofásico, 0.5Hp
Velocidad máxima	1720 rpm
Visualización de datos	Software LabView
Sensor contador de revoluciones	Encoder incremental
Sensor de proximidad:	final de carrera mecánico
Controlador	PLC SIMATIC S7-1200.
Bus de conexión	cable ethernet

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.37 Alternativa 2

Funcionamiento

Se puede iniciar el ensayo montando la probeta la misma que está sujeta con mandriles, y éstos al giro del motor por medio del acople, además a través del mecanismo de brazo se aplica la carga deseada en el ensayo. Posteriormente se prende el motor, manualmente presionando el botón on ubicado en la parte frontal de la máquina, lo propio para el apagado del motor presionando el botón off, sin embargo, si se desea parar la máquina por cualquier motivo se presiona el botón de emergencia, la máquina se detendrá y quedarán registrados los ciclos implementados. Al comenzar el ensayo nuevamente, el contador de ciclos se reiniciará.

En esta alternativa los elementos que constituyen el sistema mecánico son.

Tabla 4-3: Sistema mecánico de la alternativa dos.

	Descripción
Acople	Tipo estrella con interfaz de goma
Base	Acero de construcción
Puntos de apoyo	Cojinetes de bola.
Sujeción	boquillas y tuercas de apriete
Celda de carga	Tipo S
Carga máxima	25 Kg
Método para prueba de fatiga	Flexión pura

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Los elementos que constituyen el sistema eléctrico y electrónico son:

Tabla 5-3: Sistema eléctrico/electrónico de la alternativa dos

	Descripción
Motor	Trifásico , 0.33Hp
Velocidad máxima	1500 rpm
Visualización de datos	Software LabView
Sensor contador de revoluciones	Tacómetro
Sensor de proximidad:	sensor magnético
Controlador	Arduino
Adquisición de datos	HMI
Bus de conexión	cable USB

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.38 Alternativa 3

Funcionamiento:

El encendido del motor será ejecutado por el operario a través de la pantalla táctil HMI que comunicará al variador de frecuencia, rápidamente después éste ejecutará la función de arranque

del motor trifásico. De igual manera el operario regulará la velocidad del motor en la pantalla HMI que remitirá esta información al variador de frecuencia y procederá con el control de velocidad. La toma de datos del número de revoluciones y el esfuerzo se efectuará a través de sensores que enviarán su respuesta en forma de señales analógicas y digitales al PLC a fin de mostrarlas de forma legible al operario en la pantalla HMI, finalmente en el software Dopsoft se mostrara la gráfica esfuerzo- rpm de la probeta ensayada.

En esta alternativa los elementos que constituyen el sistema mecánico son.

Tabla 6-3: Sistema mecánico de la alternativa tres

	Descripción
Acople	acople flexible tipo cruceta
Base	Mixta (madera y acero)
Puntos de apoyo	Chumaceras
Sujeción	unión roscada
Celda de carga	Tipo S
Carga máxima	25 Kg
Método para prueba de fatiga	Flexión pura

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Los elementos que constituyen el sistema eléctrico y electrónico son:

Tabla 7-3: Sistema eléctrico/electrónico de la alternativa tres

	Descripción
Motor	Trifásico , 0.5Hp
Velocidad máxima	1680 rpm
Visualización de datos	software Dopsoft
Sensor contador de revoluciones	Encoder Absoluto
Sensor de proximidad:	sensor magnético
Controlador	PLC
Adquisición de datos	Pantalla táctil HMI
Bus de conexión	cable RS-232

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.39 Matriz de selección

Método de evaluación de soluciones. Para tomar una decisión se considera lo siguiente: mínimo dos alternativas y establecer criterios en base a los cuales las alternativas se evaluarán.

Método ordinal corregido de criterios ponderados.

1 = Si el criterio o solución de la fila es superior o mejor que el de las columnas

0.5 = Si el criterio o solución de la fila es equivalente al de las columnas

0 = Si el criterio o solución de la fila es inferior o peor que el de las columnas

Tabla 8-3: Sistema de sujeción de la probeta

MÓDULO 1			
Sistema de sujeción de la probeta	Montaje de la probeta		
Sujeción	Mandril 3 pts	boquillas y tuercas de apriete	Union roscada
Montaje/desmontaje	Llave cónica	Llave inglesa	enroscar
Centrar	Montaje a tope	Marcas predeterminadas	Roscando a tope
	Solución 1	Solución 2	Solución 3

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 9-3: Evaluación del peso específico de cada criterio para el módulo uno

criterio	Vibración	Sujeción	Centrado	Mantenimiento	Costos	$\Sigma+1$	Ponderación
Vibración		1	1	1	0.5	4.5	0.3
Sujeción	0		0	1	0	2	0.133
Centrado	0	1		1	1	4	0.266
Mantenimiento	0	0	0		0	1	0.066
Costos	0.5	1	0	1		3.5	0.233
						15	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 10-3: Evaluación del peso específico del criterio de vibración

Vibración	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		1	1	3	0.5
Solución 2	0		0	1	0.166
Solución 3	0	1		2	0.33
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 11-3: Evaluación del peso específico del criterio de sujeción de la probeta

Sujeción	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1				3	0.5
Solución 2	"			2	0.33
Solución 3	"	"		1	0.166
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 12-3: Evaluación del peso específico del criterio de centrado

Centrado	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5	"	1.5	0.25
Solución 2	0.5		"	1.5	0.25
Solución 3				3	0.5
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 13-3: Evaluación del peso específico del criterio de mantenimiento

Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1		0.5		2.5	0.42
Solución 2	0.5			2.5	0.42
Solución 3	"	"			0.16
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 14-3: Evaluación del peso específico del criterio de costos para el modulo uno

Costos	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1				3	0.5
Solución 2	"			2	0.33
Solución 3	"	"			0.16
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 15-3: Selección de alternativas para el modulo uno

Conclusión	Vibración	Sujeción	Centrado	Mantenimiento	Costos	Σ	Prioridad
Solución 1	0.5(0.3)	0.5(0.13)	0.25(0.26)	0.42(0.06)	0.5(0.23)	0.42	1
Solución 2	0.16(0.3)	0.33(0.13)	0.25(0.26)	0.42(0.06)	0.33(0.23)	0.26	3
Solución 3	0.33(0.3)	0.16(0.13)	0.5(0.26)	0.16(0.06)	0.16(0.23)	0.29	2

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

De los resultados obtenidos podemos confirmar que la alternativa idónea para el sistema de la sujeción de la probeta es la solución 1, puesto que esta muestra un valor ponderado más alto que el de las otras soluciones. Es decir la sujeción de la probeta se realizara mediante un mandril tres puntos, se escoge este dispositivo mecánico debido a su facilidad de montaje y desmontaje de la probeta mediante el uso de la llave cónica.

Tabla 16-3: Sistema de la celda de carga

	MODULO 2		
Sistema celda de carga	APLICACIÓN DE CARGA		
Transmisión de fuerza	Barras de carga	Esparrago	Celda tipo S
Rango de aplicación	0-50kg	0-25kg	0-30 kg
Aplicación de carga	Pesas	Dinamómetro	Pesas
	Solución 1	Solución 2	Solución 3

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 17-3: Evaluación del peso específico de cada criterio para el módulo dos

Criterio	capacidad	Seguridad	durabilidad	Mantenimiento	Costos	$\Sigma+1$	Ponderación
Capacidad		1	1	1	0.5	4.5	0.3
Seguridad	0		1	1	0	3	0.2
Durabilidad	0	0		0.5	0	1.5	0.1
Mantenimiento	0	0	0.5		0	1.5	0.1
Costos	0.5	1	1	1		4.5	0.3
						18	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 18-3: Evaluación del peso específico del criterio de operación y montaje

Capacidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1			0.5	2.5	0.42
Solución 2	0.5		0.5	1.5	0.16
Solución 3	0.5	0.5		2.5	0.42
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 19-3: Evaluación del peso específico del criterio de seguridad

Seguridad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1			0.5	2.5	0.42
Solución 2	0.5		0.5	1.5	0.16
Solución 3	0.5	0.5		2.5	0.42
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 20-3: Evaluación del peso específico del criterio de durabilidad

Durabilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1			0.5	2.5	0.42
Solución 2	0.5		0.5	1.5	0.25
Solución 3	0.5	0.5		2	0.33
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 21-3: Evaluación del peso específico del criterio de mantenimiento

Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1				3	0.5
Solución 2	0.5			1.5	0.25
Solución 3	0.5	0.5		1.5	0.25
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenas; Ligia Guallan; 2019

Tabla 22-3: Evaluación del peso específico del criterio de costos para el módulo dos

Costos	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Solución 1				3	0.5
Solución 2	0.16		0.16	0.32	0.16
Solución 3	0.34	0.34		0.68	0.34
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenas; Ligia Guallan; 2019

Tabla 23-3: Selección de alternativas del módulo dos

Conclusión	capacidad	Seguridad	Durabilidad	Mantenimiento	Costos	Σ	Prioridad
Solución 1	0.42(0.3)	0.42(0.2)	0.42(0.1)	0.5(0.1)	0.5(0.3)	0.45	1
Solución 2	0.16(0.3)	0.16(0.2)	0.25(0.1)	0.25(0.1)	0.16(0.3)	0.18	3
Solución 3	0.42(0.3)	0.42(0.2)	0.33(0.1)	0.25(0.1)	0.34(0.3)	0.37	2

Realizado por: Maricela Barcenas; Ligia Guallan; 2019

La alternativa más apropiada para el sistema de carga compone la solución 1, debido a que esta presenta un valor ponderado más puntuado que el de las otras soluciones. Por lo tanto se seleccionó pesas de diferentes tamaños por su facilidad de usar.

Tabla 24-3: Sistema electrónico

	MODULO 3		
Sistema electrónico	Control semiautomático		
Controlador	PLC S7- 1200	actuino uno	Logo 3
Interfaz de comunicación	Ethernet	RS-232	HMI
Software curvas S-N	LabView	LabView	Dopsoft
Contador de revoluciones	Encoder Inc.	Tacómetro	Encoder Abs.
	Solución 1	Solución 2	Solución 3

Realizado por: Maricela Barcenas; Ligia Guallan; 2019

Tabla 25-3: Evaluación del peso específico de cada criterio para el módulo tres

Criterio	Confiabilidad	Costo	Interfaz HMI	Mantenimiento	Disponibilidad	$\Sigma+I$	Ponderación
Confiabilidad		0.5	1	1	1	4.5	0.3
Costo	0.5		1	1	1	4.5	0.3
Interfaz HMI	0	0		1	1	3	0.2
Mantenimiento	0	0	0		0.5	1.5	0.1
Disponibilidad	0	0	0	0.5		1.5	0.1
						18	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 26-3: Evaluación del peso específico del criterio de confiabilidad

Confiabilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+I$	Ponderación
Solución 1		0.5		2.5	0.42
Solución 2	0.5			2.5	0.42
Solución 3	0	0			0.16
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 27-3: Evaluación del peso específico del criterio de costo

Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+I$	Ponderación
Solución 1				3	0.5
Solución 2	0			2	0.33
Solución 3	0	0			0.16
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 28-3: Evaluación del peso específico del criterio de interfaz HMI

Interfaz HMI	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+I$	Ponderación
Solución 1				3	0.5
Solución 2	0		0.5	1.5	0.25
Solución 3	0	0.5		1.5	0.25
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 29-3: Evaluación del peso específico del criterio de mantenimiento

Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+I$	Ponderación
Solución 1				3	0.5
Solución 2	0			2	0.33
Solución 3	0	0			0.16
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenes; Ligia Guallan; 2019

Tabla 30-3: Evaluación del peso específico del criterio de disponibilidad

Disponibilidad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma+I$	Ponderación
Solución 1		0.5		2.5	0.42
Solución 2	0.5			2.5	0.42
Solución 3	0	0			0.16
				6	1

Realizado por: Maricela Barcenés; Ligia Guallan; 2019

Tabla 31-3: Selección de alternativas del módulo tres

Conclusión	Confiabilidad	Costo	Interfaz HMI	Mantenimiento	Disponibilidad	Σ	prioridad
Solución 1	0.42(0.3)	0.5(0.3)	0.5(0.2)	0.5(0.1)	0.42(0.1)	0.47	1
Solución 2	0.42(0.3)	0.33(0.3)	0.25(0.2)	0.33(0.1)	0.42(0.1)	0.32	2
Solución 3	0.16(0.3)	0.16(0.3)	0.25(0.2)	0.16(0.1)	0.16(0.1)	0.18	3

Realizado por: Maricela Barcenés; Ligia Guallan; 2019

De los resultados obtenidos se puede apreciar que la alternativa eficaz para el sistema de control establece la solución 1, debido a que esta presenta un valor ponderado más alto que el de las otras soluciones, en tal virtud el dispositivo contador de ciclos seleccionado es el sensor encoder incremental rotativo el cual es muy utilizado en aplicaciones industriales por su elevada exactitud. Además el controlador el más utilizado es el Controlador Lógico programable PLC, este dispositivo puede ser programado por el usuario y sus aplicaciones están enfocadas en el campo industrial, existe una variedad de modelos, para la máquina de ensayo se seleccionó el PLC SIEMENS S7- 1200 que es un dispositivo compacto, si bien es cierto el número de variables a utilizar actualmente no es grande, pero se deja libre cierto número de entradas y salidas tanto digitales como analógicas para continuar realizando mejoras a la máquina en años posteriores.

3.3. Diseño de la máquina

3.3.1. *Diseño y/o selección de los componentes mecánicos*

En esta fase los elementos mecánicos que forman parte de la máquina para ensayos de fatiga serán diseñados y/o seleccionados según lo requiera el caso.

La máquina utiliza un software de código abierto que se basa en el análisis de Weibull que es ampliamente utilizado hoy en día para el análisis de datos, dicho análisis predice un futuro fallo en un producto. (Borja y Tapia, 2017, pp.21-22)

1.1.1.40 Diseño de los ejes motriz y conducido

Para el diseño de los ejes de transmisión de potencia se requiere excelentes propiedades mecánicas tales como buena resistencia a la fatiga y al desgaste, por lo que el material apto para esta aplicación es el acero AISI 1018.

Tabla 32-3: Propiedades mecánicas del acero AISI 1018

SAE AISI	Procesamiento	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia la fluencia (MPa)	Elongación en 2plg. %	Reducción en área %	Dureza brinell
1018	CD (estirado en frío)	440	370	15	40	126

Fuente: Richard G., y otros, 2008

La carga máxima a la que está sometida la máquina es de 50 kg. El cortante máximo es:

$$V_{max} = \frac{P}{2}$$

(16)

$$V_{max} = \frac{50 \text{ kg}}{2}$$

$$V_{max} = 25 \text{ kg} = 245 \text{ N}$$

El momento flector máximo es:

$$M_{max} = d_{AB} * \frac{P}{2}$$

(17)

$$M_{max} = 220 \text{ mm} * 25 \text{ kg}$$

$$M_{max} = 5500 \text{ kg} \cdot \text{mm} = 53900 \text{ Nmm}$$

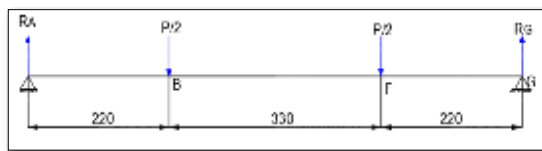


Gráfico 6-3: Diagrama de cuerpo libre

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.



Gráfico 7-3: Diagrama de cortante

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

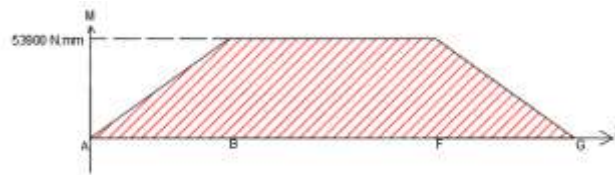


Gráfico 8-3: Diagrama de momento flector.

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

El eje será analizado en condiciones estacionarias y en condiciones dinámicas.

1.1.1.41 Diseño del eje de transmisión a carga estática.

La configuración de la máquina da lugar a la presencia de esfuerzos de torsión y flexión, para el análisis se desprecia el esfuerzo de torsión cuyo valor es muy pequeño, mientras que al existir flexión genera además un esfuerzo por cortante que también se desprecia ya que se trata de un análisis a flexión pura. Por lo tanto se tiene: Según Von Mises el esfuerzo a flexión es:

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 4 \tau_{xy}^2} = \frac{S_y}{n}$$

$$\sigma_x = \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{32 M_{max}}{\pi d^3} = \frac{S_y}{n} \tag{18}$$

Asumiendo un factor de seguridad mínimo de 2 se tiene:

$$\frac{32 * 53900}{\pi d^3} = \frac{370}{2}$$

$$d = 14.37 \text{ mm}$$

Elegimos un diámetro comercial de 25.4 mm es decir de 1in. Al recalculer el factor de seguridad para este diámetro se obtiene:

$$\frac{32 * 53900}{\pi * 25.4^3} = \frac{370}{n}$$

$$n = 11$$

Por lo tanto el diámetro elegido para el eje será: $d = 25.4 \text{ mm}$

1.1.1.42 Diseño del eje de transmisión dinámica

Para este análisis se considerara al eje en rotación cuyo esfuerzo por flexión será alternante al girar una vuelta completa. El momento alternante (M_a) se calcula:

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \tag{19}$$

$$M_a = \frac{53900 - (-53900)}{2} = 53900 \text{ Nmm}$$

El momento medio es cero ya que se trata de flexión pura; es decir:

$$M_m = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad (20)$$

$$M_m = \frac{53900 - 53900}{2} = 0 \text{ N}$$

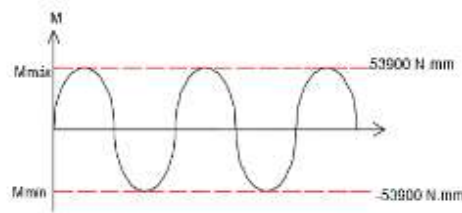


Gráfico 9-3: Diagrama de flexión

Realizado por: Barcenas, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Asumiendo

$$- K_f = 1.6$$

$$- n = 2$$

$$S_e = 0.5 * 0.6 S_{ut}$$

$$S_e = 132 \text{ MPa}$$

Para el diseño del eje según la ASME B 106.1M se obtiene:

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_f T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_f T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (21)$$

$$d = \left\{ \frac{16 (2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.6(53900)}{132} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 23.6 \text{ mm}$$

Al seleccionar un diámetro comercial seda de 25.4mm es decir de 1in. Al recalculer los factores de concentración de esfuerzos y de Marín se obtienen:

-factores de Marín:

El factor de superficie esmerilado se determina mediante la Ecuación 20

$$K_a = a S_{ut}^b$$

$$K_a = 1.58 (440)^{-0.085} = 0.942$$

Determinar el factor de tamaño mediante la Ecuación 21

$$K_b = 1.24 d^{-0.107}$$

$$K_b = 1.24 (25.4)^{-0.107} = 0.877$$

Factor de confiabilidad: 99% según la Tabla 3-2

$$K_c = 0.814$$

Factor de temperatura: Temperatura ambiente, según la Tabla 4-2

$$K_d = 1$$

Efectos varios:

$$K_g = 1$$

$$K = 0.942 * 0.877 * 0.814 * 1 * 1 = 0.672$$

$$S_e = K * S'_e$$

$$S_e = 0.5 * 0.672 * 440 = 147.84 \text{ MPa}$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Para el radio de la muesca igual a 0.5mm; y la relación $\frac{D}{d} = 1.2$ se obtiene:

$$q = 0.6 ; k_t = 2.39$$

Por lo tanto el factor de concentración de esfuerzos es:

$$k_f = 1 + 0.6(2.39 - 1) = 1.834$$

Según la Ecuación 6-3, se diseña el eje.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[4 \left(\frac{KfM_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{KfT_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{KfM_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{KfT_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{16 (2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.834(53900)}{147.84} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 23.88 \text{ mm}$$

Se elegirá un diámetro comercial de 25.4 mm es decir de 1in. Se recalcula el factor de seguridad.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[4 \left(\frac{KfM_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{KfT_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{KfM_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{KfT_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$25.4 = \left\{ \frac{16 n}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.834(53900)}{147.84} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$n = 2.41$$

El diámetro del eje será de 25.4mm es decir 1 in.

1.1.1.43 Análisis de Deformación del sistema de ejes

$$\delta_{B1} = \frac{Pa^2b^2}{3EI} = \frac{245N * 220^2 * 550^2}{3 * 209000 * 2.04 \times 10^4 * 770} = 0.364 \text{ mm}$$

$$\delta_{F1} = \frac{245N * 220(770 - 550) * (2 * 770 * 550 - 550^2 - 220^2)}{6 * 209000 * 2.04 \times 10^4 * 770} = 0.2982mm$$

$$\delta_{B2} = \frac{245N * 220 * 220(770^2 - 220^2 - 220^2)}{6 * 209000 * 2.04 \times 10^4 * 770} = 0.2982mm$$

$$\delta_{F2} = \frac{Pa^2b^2}{3EI} = \frac{245N * 550^2 * 220^2}{3 * 209000 * 2.04 \times 10^4 * 770} = 0.364mm$$

$$\delta_B = 0.6626 \text{ mm}$$

$$\delta_F = 0.6622 \text{ mm}$$

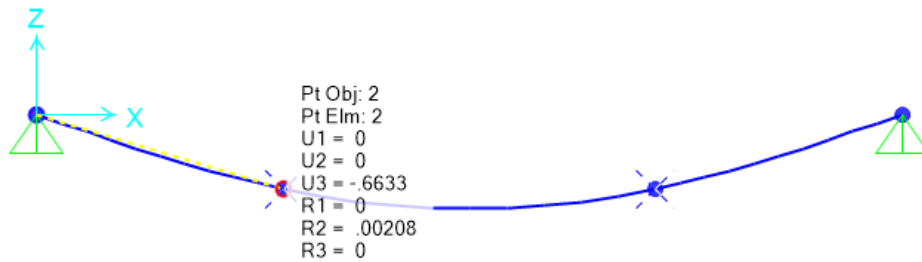


Gráfico 10-3: Deformación total en el punto B

Realizado por: Barcenes, Maricela y Guallan, Ligia. 2019

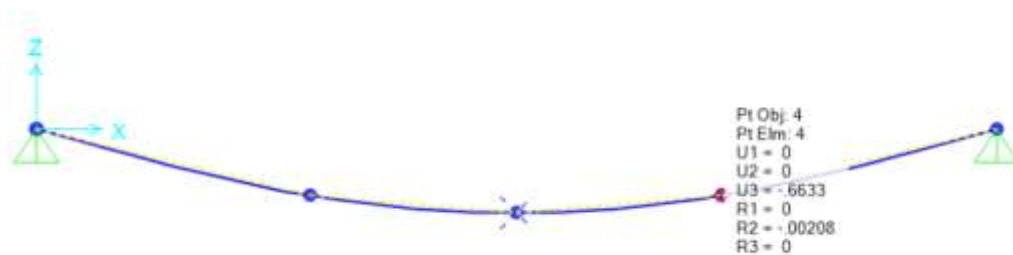


Gráfico 11-3: Deformación total en el punto F

Realizado por: Barcenes, Maricela y Guallan, Ligia. 2019

1.1.1.44 Determinar la potencia del motor

La potencia mínima que debe suministrar el motor para vencer la resistencia inicial y generar movimiento en los ejes, está en función del par de torsión total, puesto que ésta será la única fuerza que se oponga al movimiento de los ejes.

$$H = \frac{T.n}{9550} \tag{22}$$

Donde:

H: potencia en KW

T: torque total en N.m

n: velocidad angular rpm

Primero se requiere determinar el par de torsión mínimo para vencer la fuerza de rozamiento en cada una de las chumaceras.

$$T = \mu * F * \frac{d}{2} \quad (23)$$

Donde:

T: Par de torsión en N.m

μ : Coeficiente de fricción del rodamiento.

d: diámetro del agujero interior del rodamiento en m.

Mediante la Ecuación 23 se determinara el torque mínimo para un solo rodamiento, dado que los cuatro rodamientos de las chumaceras son iguales el torque total será multiplicado por cuatro.

Datos:

$\mu = 0.0015$ Para rodamiento de bolas

$F = 245 N$ Fuerza en el rodamiento.

$d = 0.0254 m$

Se determina el par de torsión según la Ecuación 8-3

$$T_1 = \mu * F * \frac{d}{2}$$

$$T_1 = 0.0015 * 245 * \frac{0.0254}{2} = 0.00466 N.m$$

$$T = 4 * T_1 = 4 * 0.00466 N.m = 0.01864 N.m$$

La potencia se determina a través de la Ecuación 7-3

$$H = \frac{T.n}{9550}$$

$$H = \frac{0.01864 N.m * 1720 rpm}{9550}$$

$$H = 0.003357 KW$$

$$H = 0.003369 KW * \frac{1Hp}{0.746 Kw} = 0.0045 Hp$$

Concluyendo que la potencia requerida será de al menos 0.0045 Hp. Una vez conocido este dato se procede a la selección del motor eléctrico de 0.5 Hp disponible en el mercado, adecuado para incorporar a la máquina de ensayos.

1.1.1.45 Cálculo y Selección de soportes de piso con rodamientos tipo Y

La máquina de ensayo cuya velocidad máxima de operación es de 1720 rpm, está constituida por cuatro chumaceras distribuidas de la siguiente manera, una chumacera soporte y otra pivote para el eje conductor, de igual forma para el eje conducido. Con el diámetro de los ejes que es igual al diámetro interior del rodamiento y las reacciones de los mismos ya determinados anteriormente, se procede a seleccionar un tipo de rodamiento en el catálogo SKF.

Datos:

$$n = 1720 \text{ rpm}$$

$$d = 1 \text{ in} = 25.4 \text{ mm}$$

$$F_r = 245 \text{ N}$$

El factor de velocidad se determina mediante la siguiente ecuación:

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (24)$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{1720}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.2685$$

$$P = xF_r + yF_a \rightarrow x = 1 ; Y = 0$$

$$P = F_r = 0.245 \text{ KN}$$

Se selecciona un rodamiento Y SKF E2 con prisioneros, cuya designación es E2. YAR 205-100-2F, la capacidad de carga básica dinámica es de: ANEXO D

$$C_r = 14 \text{ KN}$$

El factor de vida se determina mediante la siguiente ecuación:

$$f_h = \frac{C_r \cdot f_n}{P} \quad (25)$$

$$f_h = \frac{(14 \text{ KN})(0.2685)}{0.245 \text{ KN}} = 15.34$$

La duración nominal en horas de servicio del rodamiento es:

$$f_h = \left(\frac{L_{10}}{500}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (26)$$

$$f_h = \left(\frac{L_{10}}{500}\right)^{\frac{1}{3}} \rightarrow L_{10} = 500f_h^3 = 500(15.34)^3 = 1806224 \text{ h}$$

$$L_{10} = 1'806,000 \text{ horas}$$

En el mismo catálogo SKF se selecciona la unidad o soporte de rodamientos Y con soporte de pies de material compuesto y prisioneros, para ejes métricos. Sabiendo que el diámetro del eje es de 1 pulgada, se tiene. Las características más relevantes se detallan en la siguiente Tabla 33-3 para mayor información ANEXO.D

Tabla 33-3: Características del soporte de piso

Diámetro eje(mm)	H2 (mm)	J (mm)	L (mm)	C (KN)	RPM	Masa (kg)	Desig. Soporte	Desig. unidad
25	16	105	134	14	7000	0.31	SYK 505	SYK 25 TEF

Realizado por: Maricela Barcenas; Ligia Guallan; 2019

Las cuatro chumaceras desempeñan la misma función que es soportar carga radial por lo tanto basta haber seleccionado un rodamiento y servirá para todas.

1.1.1.46 Mordazas tipo mandril

Para la confiable sujeción de la probeta se procede a seleccionar dos mordazas mecánicas tipo mandril de 3 puntos de ½”, marca incco utilizados frecuentemente en taladros de mano.

1.1.1.47 Chumaceras

Estos elementos mecánicos son también conocidos como soporte de pie con rodamiento tipo Y, se realizó la selección de 4 chumaceras de la marca SKF, modelo YAR 205-100.

1.1.1.48 Diseño de la placa soporte principal

Para el diseño de las placas se les considera como vigas de sección constante para facilitar el cálculo, también se considera el peso propio de las mismas y de cada uno de los elementos que soporta, además serán construidas con Acero estructural ASTM A36.

Tabla 34-3: Propiedades mecánicas del acero ASTM A36

S_{ut}	550 MPa
S_y	250 MPa

Fuente: Richard G., y otros, 2008

Para diseñar la placa soporte principal de la máquina de fatiga se considera los pesos de cada elemento mecánico montado sobre la misma, más la carga máxima para la cual está diseñada.

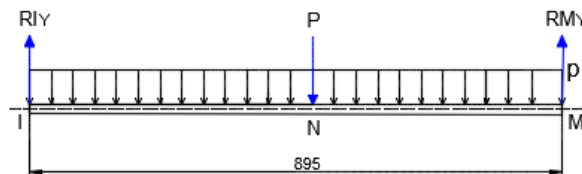


Gráfico 12-3: D.C.L. de la placa soporte principal

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019

La carga distribuida a lo largo de la placa responde a la suma de todos los pesos por unidad de longitud.

$$p = \frac{W_{\text{peso propio}} + W_{\text{chumaceras}} + W_{\text{ejes}} + W_{\text{mandriles}}}{L} \quad (27)$$

El peso propio de la placa soporte principal se determina a partir de su volumen y densidad del material.

$$L = 930 \text{ mm}$$

$$b = 380 \text{ mm}$$

$$e = 8 \text{ mm}$$

$\rho = 7.85 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$ Para Acero estructural ASTM A36.

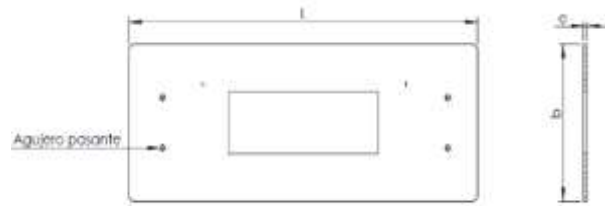


Figura 11-3: Placa soporte principal

Realizado por: Barcenas, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

$$W_{\text{peso propio}} = \rho * (b * l * e) \quad (28)$$

$$W_{\text{peso propio}} = (7.85 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3) * (930 * 380 * 8) \text{ mm}^3$$

$$W_{\text{peso propio}} = 22.19 \text{ Kg} = 217.5 \text{ N}$$

Calcular el peso de los ejes mediante la densidad del material y el volumen.

$\rho = 7.86 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$ Para Acero de transmisión AISI 1018.

$$W_{\text{ejes}} = W_{\text{eje conductor}} + W_{\text{eje conducido}}$$

$$W_{\text{eje}} = \rho * (\pi * r^2 * l) \quad (29)$$

$$d = 25.4 \text{ mm}; r = 12.7 \text{ mm}$$

$$L = 390 \text{ mm} \text{ Eje conductor.}$$

$$L = 335 \text{ mm} \text{ Eje conducido.}$$

$$W_{\text{eje conductor}} = 7.86 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3 * (\pi * 12.7^2 * 390) \text{ mm}^3$$

$$W_{\text{eje conductor}} = 1.55 \text{ Kg} = 15.22 \text{ N}$$

$$W_{\text{eje conducido}} = 7.86 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3 * (\pi * 12.7^2 * 335) \text{ mm}^3$$

$$W_{\text{eje conducido}} = 1.33 \text{ Kg} = 13.1 \text{ N}$$

$$W_{\text{ejes}} = 2.88 \text{ Kg} = 28.22 \text{ N}$$

El peso de la chumacera se obtiene del catálogo SKF. ANEXO D

$$W_{\text{chumacera}} = 0.49 \text{ Kg}$$

$$W_{\text{chumaceras}} = 4 * 0.49 \text{ Kg} = 1.96 \text{ Kg} = 19.21 \text{ N}$$

El peso del mandril de ½ pulgada se obtiene pesando en una balanza digital gramera.

$$W_{mandril} = 0.27 \text{ kg}$$

$$W_{mandriles} = 2 * 0.27 \text{ Kg} = 0.54 \text{ Kg} = 5.3 \text{ N}$$

La suma parcial de los pesos mediante la Ecuación 15-3 de los elementos mecánicos es:

$$p = \frac{(22.19 + 2.88 + 1.96 + 0.54) \text{ Kg}}{895 \text{ mm}} = 0.0308 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}}$$

La carga máxima que se le puede aplicar a la máquina de ensayo de fatiga es:

$$P_{max} = 50 \text{ Kg}$$

La carga total que soporta la placa principal es:

$$P_{Total} = 50 \text{ Kg} + 0.0308 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}} * 895 \text{ mm} = 77.57 \text{ Kg} = 760.2 \text{ N}$$

El cálculo de las reacciones en los apoyos fijos de la placa principal se obtiene de la siguiente manera:

$$\sum Fy = 0$$

$$RI_y + RM_y = P_{Total}$$

$$RI_y = RM_y = \frac{P_{Total}}{2} \tag{30}$$

$$RI_y = \frac{77.57}{2} = 38.78 \text{ Kg} = 380.04 \text{ N}$$

Se determina la fuerza cortante:

Límites para cuando:

$$x = 0 \text{ mm} \quad V = RH_y$$

$$V = 38.78 \text{ Kg} = 380.04 \text{ N}$$

$$x = 447.5 \text{ mm} \quad V = RH_y - p * x$$

$$V = 38.78 \text{ Kg} - 0.0308 * 447.5 = 25 \text{ Kg} = 245 \text{ N}$$

$$x = 895 \text{ mm} \quad V = RH_y - p * x - P$$

$$V = 38.78 \text{ Kg} - 0.0308 * 895 - 50 \text{ Kg} = -38.78 \text{ Kg} = -380.04$$

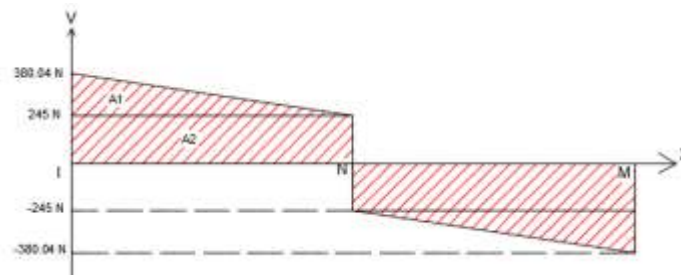


Gráfico 13-3: Diagrama de fuerza cortante de la placa principal

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Tras haber determinado la fuerza cortante se procede a determinar el momento flector máximo en la sección más crítica de la placa principal.

$$M_{max} = A_1 + A_2 \quad (31)$$

$$A_1 = \frac{1}{2} * (38.78 - 25)Kg * 447.5mm = 3083.28 Kg.mm$$

$$A_2 = 25 Kg * 447.5mm = 11187.5 Kg.mm$$

$$M_{max} = 3083.28 + 11187.5 = 14270.78 Kg.mm$$

$$M_{max} = 139853.64 N.mm$$

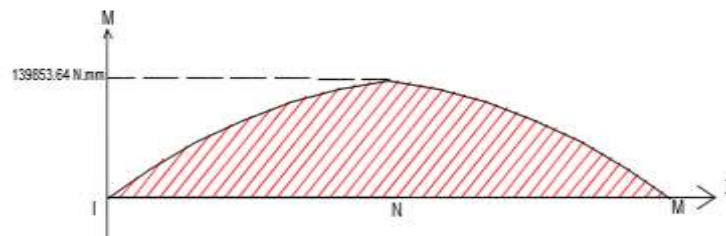


Gráfico 14-3: Diagrama de momento flector de la placa principal

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Con el momento flector se calcula el espesor de la placa bajo el criterio de vonmises

$$\sigma_x = \frac{S_y}{n} \quad (32)$$

Además al analizar el esfuerzo normal de flexión pura ejercido en la placa se tiene:

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * c}{I} \quad (33)$$

Al igualar los esfuerzos y despejar el espesor se tiene:

$$e = \sqrt[2]{\frac{6 * M_{max} * n}{S_y * b}} \quad (34)$$

Se diseñara la placa para un coeficiente de seguridad mínimo de 6. Mediante la Ecuación 34

$$e = \sqrt[2]{\frac{6 * 139853.64 * 6}{250 * 380}}$$

$$e = 7.28 mm$$

Por disponibilidad de material en el mercado local se escoge una plancha metálica de 8mm de espesor, en tal virtud se determina el factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y * b * e^2}{6 * M_{max}}$$

$$n = \frac{250 * 380 * 8^2}{6 * 139853.64} = 7.25$$

1.1.1.49 Diseño de la placa de fuerza

Esta placa es la encargada de transmitir la fuerza a través de una celda de carga a las chumaceras para que al girar el motor se produzca la flexión rotativa en la probeta.



Figura 12-3: placa de fuerza

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

La carga a la que está sujeta la placa de fuerza es la suma del peso propio de la plancha y la carga máxima a la cual está diseñada la máquina.

Las dimensiones (base, longitud, espesor) de la placa de fuerza son (figura 12-3):

$$b = 145 \text{ mm}, L = 390 \text{ mm}, e = 8 \text{ mm}$$

$$\rho = 7.85 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3 \text{ Para Acero estructural ASTM A36}$$

Para calcular el peso propio de la placa está en función de la densidad del material y el volumen de la misma.

$$W_{\text{peso propio}} = \rho * (b * l * e) \tag{35}$$

$$W_{\text{peso propio}} = (7.85 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3) * (145 * 390 * 8) \text{ mm}^3$$

$$W_{\text{peso propio}} = 3.55 \text{ kg} = 34.8 \text{ N}$$

$$d = 22 \text{ mm}; r = 11 \text{ mm}$$

$$L = 118$$

$$W_{\text{peso ejes deslizantes}} = 7.86 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3 * (\pi * 12.7^2 * 118) \text{ mm}^3$$

$$W_{\text{peso ejes deslizantes}} = 0.35 \text{ Kg} = 3.45 \text{ N}$$

$$W_{T \text{ peso ejes deslizantes}} = 0.35 \text{ Kg} * 4 = 1.4 \text{ Kg} = 13.72 \text{ N}$$

$$W_{\text{total}} = 3.55 \text{ kg} + 1.4 \text{ Kg} = 4.95 \text{ kg} = 48.51 \text{ N}$$

La carga máxima a la que está diseñada la maquina es:

$$W_{\text{carga maxima}} = 50 \text{ Kg}$$

Tras haber calculado los pesos parciales a los que está sometido la placa fuerza se procede a calcular el peso total.

$$P_T = 4.95 \text{ Kg} + 50 \text{ Kg}$$

$$P_T = 54.95 \text{ Kg} = 538.51 \text{ N}$$

A continuación se calcula el momento flector máximo producto de la fuerza total a la que está sujeta la placa.

$$R_B = R_F = \frac{P_T}{2} \tag{36}$$

$$R_B = \frac{538.51 \text{ N}}{2} = 269.25 \text{ N}$$

Tras determinar las fuerzas a las que está sometida la placa, también se requiere conocer el cortante máximo y el momento flector máximo.

$$V_{max} = \pm R_B \tag{37}$$

$$V_{max} = \pm 269.25 \text{ N}$$

$$M_{max} = \frac{W_T}{2} * \frac{L}{2} \tag{38}$$

$$M_{max} = \frac{538.51}{2} * \frac{330}{2} = 44427.07 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

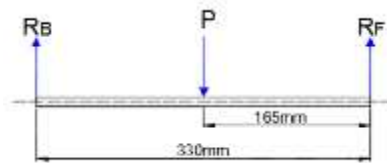


Gráfico 15-3: Diagrama de cuerpo libre

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

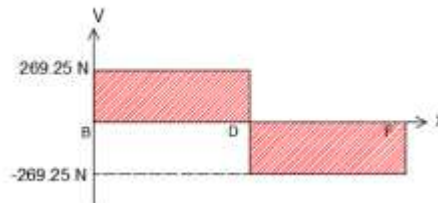


Gráfico 16-3: Diagrama de corte

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

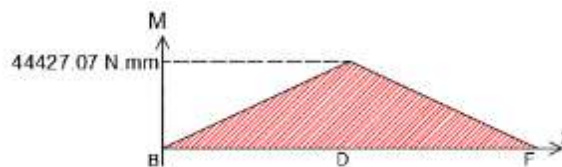


Gráfico 17-3: Diagrama de momento flector

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

Finalmente se calcula el espesor de la placa de fuerza de la máquina de fatiga es:

$$e = \frac{I * S_y}{n * M_{max}}$$

$$e = \sqrt[2]{\frac{6 * M_{max} * n}{S_y * b}} \quad (39)$$

Se diseñara para un coeficiente de seguridad mínimo de 6.

$$e = \sqrt[2]{\frac{6 * 44427.07 * 6}{250 * 145}}$$

$$e = 6.64 \text{ mm}$$

Por disponibilidad de material en el mercado local se escoge una plancha metálica de 8mm de espesor, en tal virtud se determina el factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y * b * e^2}{6 * M_{max}}$$

$$n = \frac{250 * 145 * 8^2}{6 * 44427.07} = 8.7$$

1.1.1.50 Soporte del motor

La base donde se montara el motor, goza de la siguiente configuración.

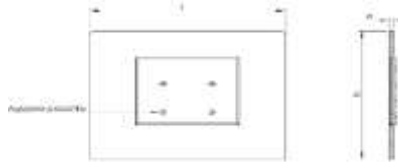


Figura 13-3: Soporte del motor

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

Para diseñar elementos a fluencia según el criterio de Von Mises el esfuerzo está en función de sus componentes de flexión y cortante, las mismas que dependen de la inercia de figuras comunes. A continuación se describe los parámetros para la simulación en el software de la base del motor cuyo arranque es directo. Recalcar que el peso del motor es una carga distribuida por toda el área de la base.

$$W_{motor} = 10 \text{ Kg} = 98 \text{ N}$$

$$T_{nominal} = 2.05 \text{ N.m}$$

$$e = 8 \text{ mm}$$

Tras haber analizado el soporte en el software Ansys arrojó los siguientes resultados:

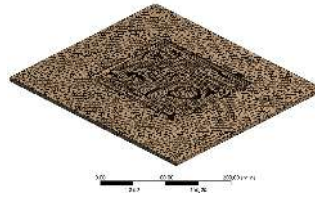


Figura 14-3: malla de la placa soporte del motor

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

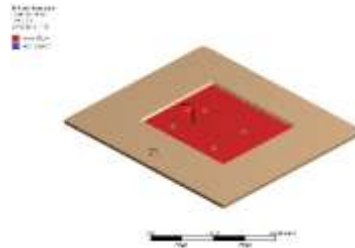


Figura 15-3: Aplicación de carga

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

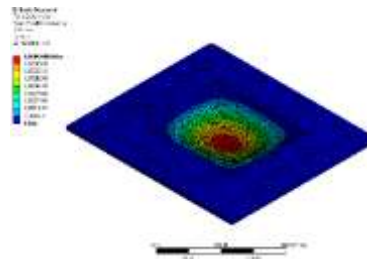


Figura 16-3: Deformación generada en el soporte

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

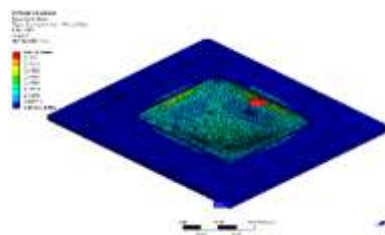


Figura 17-3: Esfuerzo máximo de Von Mises

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

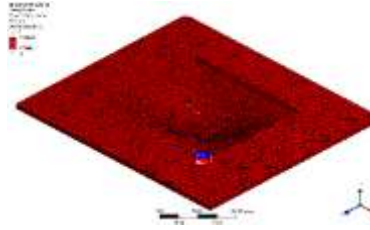


Figura 18-3: Factor de seguridad

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

Tabla 35-3: Resumen de resultados del soporte del motor

Deformación (mm)	Esfuerzo de Von Mises(MPa)	Factor de seguridad
0.00064	0.63	15

Realizado por: Maricela Barcenes, Ligia Guallan. 2018

Con los resultados, se decide que el espesor será de 8mm de acero estructural ASTM A-36.

1.1.1.51 *Diseño de la Barra de carga*

El sistema de carga estará sometido a esfuerzos de tensión axial, sus elementos serán la barra fija y la barra móvil, esta última es la misma de la máquina antigua. Para determinar las dimensiones de las barras se considera la carga más crítica para la cual está diseñada la máquina. A continuación se describe los parámetros para la simulación en el software.



Figura 19-3: Diagrama de cuerpo libre de la barra de carga

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Tras haber analizado el eje en el software Ansys arrojo los siguientes resultados:

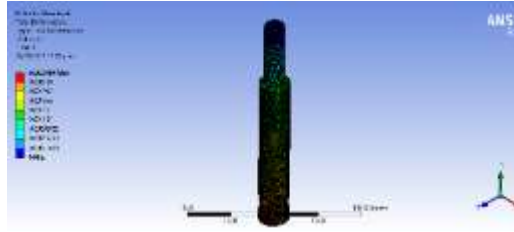


Figura 20-3: Deformación generada en el eje

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

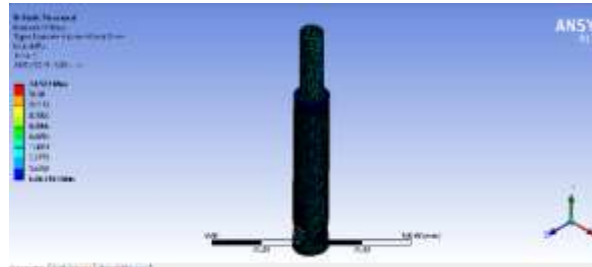


Figura 21-3: Esfuerzo máximo de VonMises

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

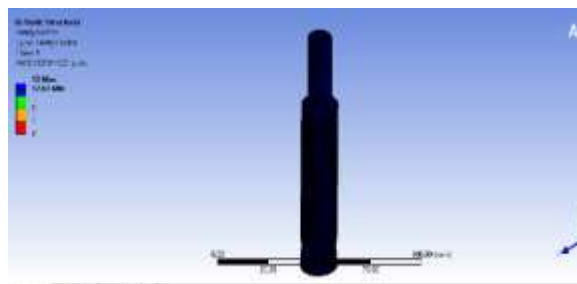


Figura 22-3: Factor de seguridad

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

Tabla 36-3: Resumen de resultados del eje

Deformación (mm)	Esfuerzo de Von Mises(MPa)	Factor de seguridad
0.00024	6.48	5

Realizado por: Maricela Barcenes, Ligia Guallan. 2019

Con los resultados, se decide los diámetros de los ejes de 18mm la sección lisa y de 12.7 la sección roscada

1.1.1.52 *Diseño de la estructura metálica.*

La estructura formada por un conjunto de perfiles cuadrados unidos entre sí, debe ser capaz de conservar su forma, estabilidad y propiedades mecánicas a lo largo del tiempo, bajo la acción de las cargas verticales a las que está sometida.



Figura 23-3: Medidas y forma de la estructura

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.53 Marcos rígidos

Los marcos rígidos no requieren de columnas intermedias por lo que ofrece un claro totalmente libre. Para esta aplicación el ángulo entre la columna y la viga es de 90° .

Las dimensiones del ancho, alto y largo de la estructura y su forma geométrica se muestran en la figura 36-3, además las vigas transversales y las columnas de los marcos serán fabricadas con perfiles estructurales cuadrados. Las columnas de la estructura estarán apoyadas libremente (sin empotramiento).

Las medidas de la estructura son:

Claro = 355 mm

Altura de las columnas = 750 mm

Longitud de las vigas longitudinales = 895 mm

Largo en voladizo = 300 mm

Ancho en voladizo = 355 mm

- Cargas que soporta el marco rígido.

Los perfiles estructurales están destinados a soportar el peso de cada elemento ya sea mecánico o electrónico por el cual está constituida la máquina de ensayo.

El peso del soporte del motor se determina con la siguiente ecuación:

$$L = 300 \text{ mm}$$

$$b = 355 \text{ mm}$$

$$e = 8 \text{ mm}$$

$$W_{\text{soport motor}} = \rho * (b * L * e) \tag{40}$$

$$W_{\text{soport motor}} = (7.85 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3) * (310 * 360 * 8) \text{ mm}^3$$

$$W_{\text{soport motor}} = 7.01 \text{ Kg} = 68.7 \text{ N}$$

Los pesos de cada elemento que soporta la estructura se muestra a continuación:

Tabla 37-3: Pesos de elementos de la máquina de fatiga

Cantidad	Elemento	Peso Unitario(Kg)	Peso Total(Kg)
1	Motor	10	10
4	Chumacera	0.49	1,96
1	Eje 1	1,55	1,55
1	Eje 2	1.33	1,33
2	Mandril	0,27	0,54
1	Placa fija	22,19	22,19
1	Placa móvil	4.95	4.95
1	Base motor	7,01	7,01
1	Gancho de masa	0,2	0,2
1	Barra de carga	0,21	0,21
1	Arandela	0,03	0,03
1	Acople	0,2	0,2
	PESO TOTAL		50.17

Realizado por: Maricela Barcenes, Ligia Guallan, 2019.

Por lo tanto el peso total que soporte la estructura con la máxima carga de ensayo será:

$$P_t = W_{elementos} + W_{carga\ maxima}$$

$$P_t = 50.17\ kg + 50\ kg = 100.17\ kg$$

Para el diseño se aplicara un factor de seguridad del 4% por lo tanto el peso total es:

$$P_t = 100.17 * 1.04 = 104.17\ kg$$

La estructura está constituida por dos marcos rígidos por lo tanto la carga se dividirá para dos.

$$P = \frac{P_t}{2} = \frac{104.17}{2} = 52.09\ kg$$

Finalmente se calcula la carga por unidad de longitud, distribuida a lo largo de la viga transversal del marco rígido.

$$p = \frac{P}{L} = \frac{52.09\ Kg}{380\ mm} = 0.137\ \frac{Kg}{mm}$$

Conexiones de la estructura y diagrama de cuerpo libre.

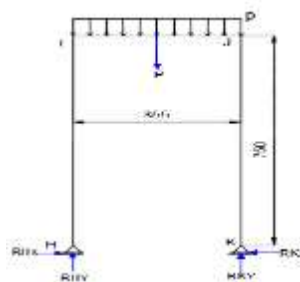


Gráfico 18-3: Diagrama de cuerpo libre del marco rígido

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

$$\sum F_y = 0$$

$$RH_Y + RK_Y = p * L \quad (41)$$

$$RH_Y + RK_Y = 0.137 \frac{Kg}{mm} * 355mm = 48.64 kg$$

$$\sum F_x = 0$$

$$RH_x = RK_x = 0$$

$$\sum M_H = 0$$

$$RK_Y * L - p * \frac{L}{2} = 0 \quad (42)$$

$$RK_Y = 48.63Kg * \frac{355 mm}{2(355mm)} = 24.32 kg$$

Ahora se determina RH_Y

$$RK_Y = 49.37 kg - RH_Y$$

$$RH_Y = 48.64 kg - 24.32 kg = 24.32 kg$$

Tras haber determinado las reacciones presentes en los apoyos de la estructura se procede a calcular la fuerza cortante, fuerza normal y momento flector en cada miembro para determinar la sección más crítica, por tal motivo se divide al marco rígido en tres segmentos.

Tramo H-I



Gráfico 19-3: Cargas en el tramo H-I

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

Se calcula las reacciones y momentos con las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_Y = 0$$

$$RH_Y - RI_Y = 0$$

$$RH_Y = RI_Y = 24.32 Kg$$

$$\sum F_x = 0$$

$$RH_x = RI_x = 0$$

$$\sum M_I = 0$$

$$M_I = RH_x * h = 0$$

El tramo H-I es igual al tramo J-K por lo tanto se calcula un solo tramo y las reacción serán las mismas para los dos tramos.

Tramo I-J

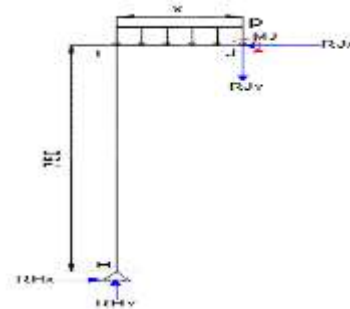


Gráfico 20-3: Cargas en el tramo I-J

Realizado por: Barcenés, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

$$\sum F_x = 0$$

$$RH_x - RJ_x = 0$$

$$RH_x = RJ_x = 0$$

Determinar la fuerza cortante.

Límites para cuando:

$$x = 0 \text{ mm} \quad V = RH_y$$

$$V = 24.32 \text{ Kg} - 0.137 * 0 = 24.32 \text{ Kg} = 238.34 \text{ N}$$

$$x = 177.5 \text{ mm} \quad V = RH_y - p * x$$

$$V = 24.32 \text{ Kg} - 0.137 * 177.5 = 0$$

$$x = 355 \text{ mm} \quad V = RH_y - p * x$$

$$V = 24.32 \text{ Kg} - 0.137 * 355 = -24.32 \text{ Kg} = -238.34 \text{ N}$$

Determinar el momento flector.

$$\sum M_J = 0$$

$$M_J = RH_J * x - p * \frac{x^2}{2}$$

Límites para cuando:

$$x_2 = 0 \quad M_f = 0 \text{ kg. mm}$$

$$x_2 = 177.5 \text{ mm} \quad M_f = (24.32 * 177.5) - 0.137 * \frac{177.5^2}{2} = 2158.62 \text{ N. mm}$$

$$x_2 = 355 \text{ mm} \quad M_f = (24.32 * 177.5) - 0.137 * \frac{355^2}{2} = 0 \text{ kg. mm}$$

Para identificar las zonas más críticas del marco rígido de la estructura se analiza los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

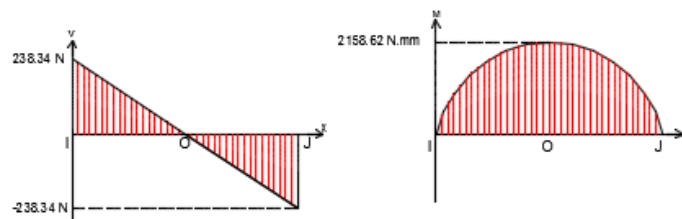


Gráfico 21-3: Fuerza cortante y momento flector del marco rígido

Realizado por: Barcenés, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

1.1.1.54 Columnas

El diseño de las columnas sometidas a compresión se efectúa según los lineamientos del manual American Institute of Steel Construction INC. (AISC).

Para calcular las columnas es necesario conocer el esfuerzo de compresión al que están sometidas el perfil, por tal motivo es indispensable conocer la sección transversal.

Mediante el catálogo de acero DIPAC se selecciona un tubo estructural cuadrado de 40x3, en el anexo C se muestra las principales características:

$$E = 29000 \text{ kpsi}$$

$$A = 0.688 \text{ in}^2$$

$$I = 0.245 \text{ in}^4$$

$$F_y = 39 \text{ Kpsi} \text{ Grado B}$$

$$F_u = 58 \text{ Kpsi}$$

- Caracterizar el perfil

Al ser un perfil cuadrado el ala y el alma serán las mismas

$$\frac{b}{t} \leq 1.4 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\frac{40 \text{ mm}}{3 \text{ mm}} \leq 1.4 \sqrt{\frac{29000}{46}}$$

$$13.3 \leq 35.15$$

Por lo tanto la columna es No Esbelta.

Aplicando la sección tres (E.3) del capítulo de compresión de la AISC, se diseña la columna.

Datos de la columna:

$$l = 750 \text{ mm} = 29.53 \text{ in}$$

Se calcula el radio de giro

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{0.245}{0.688}} = 0.598 \text{ in}$$

$$\frac{K \cdot l}{r} \leq 4.71 \sqrt{\frac{E}{F_y}}$$

$$\frac{29.53 \cdot 1}{0.598} \leq 4.71 \sqrt{\frac{29000}{46}}$$

$$49.37 \leq 128.44$$

Se calcula la fuerza efectiva

$$F_e = \left[\frac{\pi^2 E}{\left(\frac{K \cdot l}{r}\right)^2} \right]$$

$$F_e = \left[\frac{\pi^2 \cdot 29000}{(49.37)^2} \right] = 117.57 \text{ Kpsi}$$

Se calcula la fuerza crítica

$$F_{cr} = \left[0.658 \frac{F_y}{F_e} \right] \cdot F_y$$

$$F_{cr} = \left[0.658 \frac{46}{117.57} \right] \cdot 46 = 39.05 \text{ Kpsi}$$

Se calcula la fuerza normal

$$P_n = F_{cr} \cdot A_g$$

$$P_n = 39.05 \cdot 0.688 = 26.86 \text{ Kips}$$

Se calcula la carga admisible o capacidad con el método del LRFD

$$P_n \phi_c = 0.9 \cdot 26.86 = 24.18 \text{ Kips}$$

Se calcula la demanda requerida:

$$P_u = 1.2D + 1.6L_r$$

$$P_u = 1.2 \cdot 51.28 + 1.6 \cdot 50 = 0.311 \text{ Kips}$$

Relación demanda capacidad se tiene:

$$\frac{\text{demanda}}{\text{capacidad}} = \frac{0.311}{26.86} = 0.012$$

Significa que el coeficiente de seguridad es de 98.8%.

1.1.1.55 Vigas transversales

Para diseñar las vigas que son elementos cargados perpendiculares a su eje axial donde el esfuerzo de flexión está en función al momento flector contenido en el plano de la sección transversal.

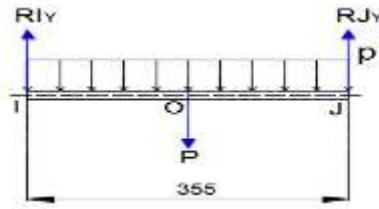


Gráfico 22-3: Diagrama de cuerpo Libre de la viga transversal

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * c}{I} \quad (43)$$

Donde:

c : Es la distancia desde el eje neutro hasta el borde de la sección.

I : Inercia de la sección, para esta aplicación será sección cuadrada por lo tanto se tiene:

$$I = \frac{1}{12} * b * h^3 \quad (44)$$

Las vigas experimentaran solo flexión pura por lo tanto el esfuerzo en el eje vertical será nulo igual que el esfuerzo cortante.

$$\sigma_y = \tau_{xt} = 0$$

Las vigas serán diseñadas según el criterio de VonMises por lo tanto:

$$\sigma = \frac{S_y}{n} \quad (45)$$

Al igualar las ecuaciones de los esfuerzos se tiene:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{M_{max} * c}{I} \quad (46)$$

El módulo de la sección en flexión es igual a:

$$W = \frac{I}{c} \quad (47)$$

Entonces al reemplazar en la ecuación 42-3 en la ecuación 43-3 se tiene:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{M_{max}}{W}$$

$$W = \frac{M_{max} * n}{S_y} \quad (48)$$

Las vigas son diseñadas para soportar cargas a flexión. De la figura 38-3 se obtiene el momento máximo.

$$M_{max} = 2158.62 \text{ kg. mm} = 187.14 \text{ Lb. in}$$

Se determina el módulo de resistencia a flexión con un coeficiente de seguridad mínimo de 5.

$$W = \frac{M_{max} * n}{S_y}$$

$$W = \frac{187.14 \text{ Lb. in} * 5}{36000 \text{ psi}} = 0.026 \text{ in}^3$$

Para la construcción de las vigas se seleccionó el perfil estructural cuadrado de 40x40x3, en tal virtud el módulo de resistencia a la flexión mínima (W_{y-y}) estipulada en el catálogo de aceros DIPAC (anexo c) es:

$$W_{y-y} = 3.46 \text{ cm}^3 = 0.211 \text{ in}^3$$

Para que la viga transversal trabaje normalmente se debe cumplir la condición:

$$W \leq W_{y-y}$$

$$0.0317 \text{ in}^3 \leq 0.211 \text{ in}^3$$

Tras haber cumplido la condición, se calcula el factor de seguridad del perfil estructural.

$$n = \frac{S_y * W_{y-y}}{M_{max}}$$

$$n = \frac{36000 \text{ psi} * 0.211 \text{ in}^3}{187.14 \text{ Lb. in}}$$

$$n = 40$$

1.1.1.56 Vigas longitudinales.

Para analizar los esfuerzos de la viga longitudinal se realiza el diagrama de cuerpo libre tal como se muestra en la figura.,

Se usa las mismas formulas empleadas en el diseño de vigas transversales

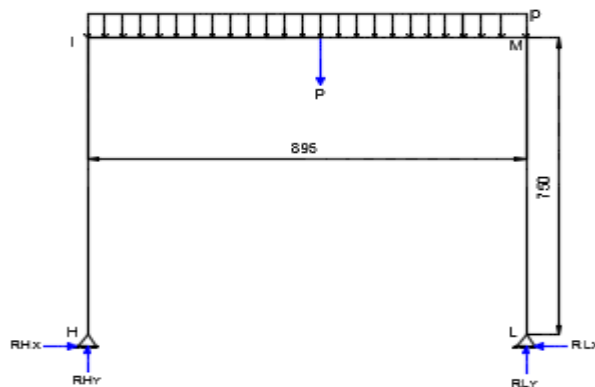


Gráfico 23-3: Diagrama de cuerpo Libre de la viga longitudinal

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

La fuerza distribuida a la que está sometida la viga longitudinal es la misma que resiste los marcos rígidos, por lo tanto.

$$p = \frac{P}{L}$$

$$p = \frac{50.17 \text{ Kg}}{930 \text{ mm}} = 0.0539 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}}$$

De acuerdo al diagrama del cuerpo libre de la figura 45.3 se procede a calcular las reacciones y momentos.

$$\sum F_x = 0$$

$$RH_x = RL_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$RH_y + RL_y = p * L$$

$$RH_y + RL_y = 0.0539 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}} * 895 \text{ mm} = 48.24 \text{ Kg}$$

$$RH_y = RL_y = \frac{48.24 \text{ Kg}}{2} = 24.12 \text{ Kg}$$

Tras determinar las reacciones, se procede a calcular la fuerza cortante y el momento flector.

Límites para cuando:

$$x = 0 \text{ mm} \quad V = RH_y$$

$$V = 24.12 \text{ Kg} - 0.0539 * 0 = 24.12 \text{ Kg} = 236.38 \text{ N}$$

$$x = 447.5 \text{ mm} \quad V = RH_y - p * x$$

$$V = 24.12 \text{ Kg} - 0.0539 * 447.5 = 0$$

$$x = 895 \text{ mm} \quad V = RH_y - p * x$$

$$V = 24.12 \text{ Kg} - 0.0595 * 895 = -24.12 \text{ Kg} = 236.38 \text{ N}$$

$$\sum MF = 0$$

$$MF = RL_y * x - p * \frac{x^2}{2}$$

Límites para cuando:

$$x_2 = 0 \quad M_f = 0 \text{ N. mm}$$

$$x_2 = 447.5 \text{ mm} \quad M_f = 24.12(447.5) = 10793.7 \text{ Kg. mm} = 105778.26 \text{ N. mm}$$

$$x_2 = 895 \text{ mm} \quad M_f = 24.12(895) - 48.24(895 - 447.5) = 0 \text{ N. mm}$$

Tras determinar los valores de la fuerza cortante y momento flector máximo se procede a elaborar los diagramas de los mismos.

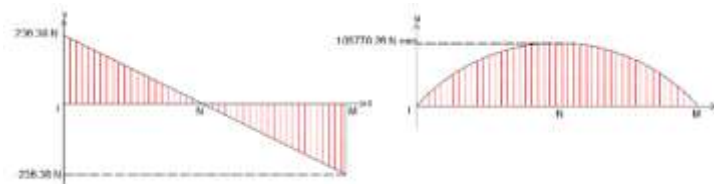


Gráfico 24-3: Fuerza cortante y momento flector de la viga longitudinal

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019

$$M_{max} = 10793.7 \text{ Kg. mm} = 935.74 \text{ Lb. in}$$

Para calcular el esfuerzo admisible del perfil estructural cuadrado 40x2 de la viga longitudinal se usa un coeficiente de seguridad igual al de las vigas transversales.

$$W = \frac{M_{max} * n}{S_y}$$

$$W = \frac{935.74 \text{ Lb. in} * 5}{36000 \text{ psi}} = 0.129 \text{ in}^3$$

Para la construcción de las vigas se seleccionó el perfil estructural cuadrado de 40x2, en tal virtud el módulo de resistencia a la flexión mínima (W_{x-x}) estipulada en el catálogo de aceros DIPAC (anexo c) es:

$$W_{x-x} = 3.46 \text{ cm}^3 = 0.211 \text{ in}^3$$

Para que la viga transversal trabaje normalmente se debe cumplir la condición:

$$W \leq W_{y-y}$$

$$0.129 \text{ in}^3 \leq 0.211 \text{ in}^3$$

Tras haber cumplido la condición, se calcula el factor de seguridad del perfil estructural.

$$n = \frac{S_y * W_{y-y}}{M_{max}}$$

$$n = \frac{36000 \text{ psi} * 0.211 \text{ in}^3}{935.74 \text{ Lb. in}}$$

$$n = 8.12$$

El Análisis de la estructura en el SAP 2000, emite los siguientes resultados.

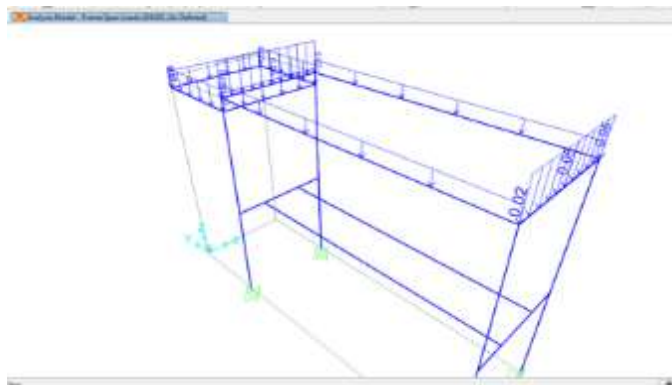


Gráfico 25-3: Distribución de fuerzas en la estructura.

Realizado por: Barcenos, Maricela; Guallan, Ligia; 2019

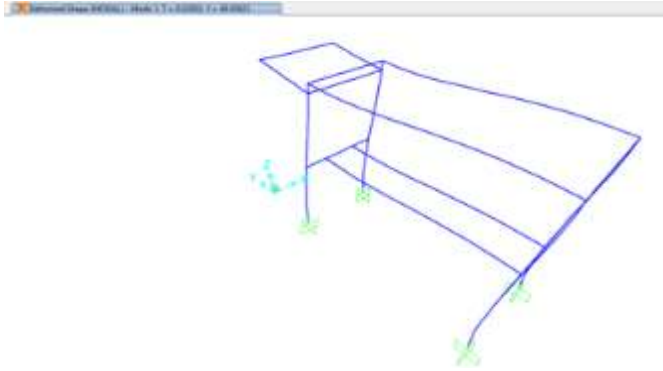


Gráfico 26-3: Análisis modal uno

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019

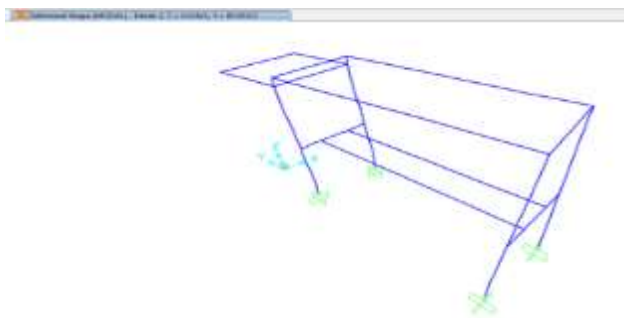


Gráfico27 -3: Análisis modal dos

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019

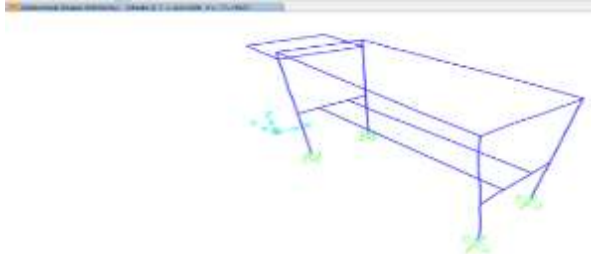


Gráfico 28-3: Análisis modal tres

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019

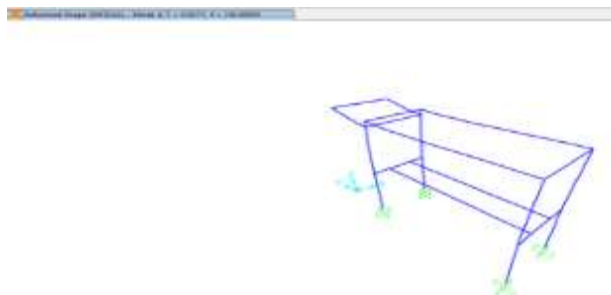


Gráfico 29-3: Análisis modal cuatro

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019

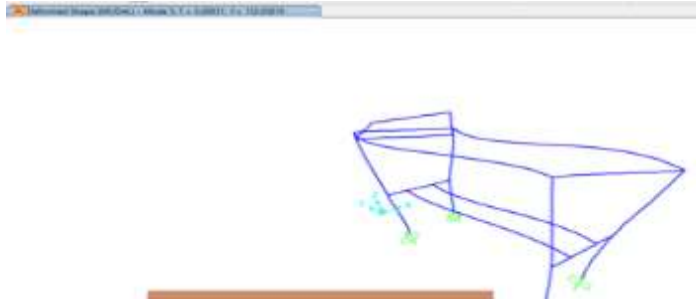


Gráfico 30-3: Análisis modal cinco

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019

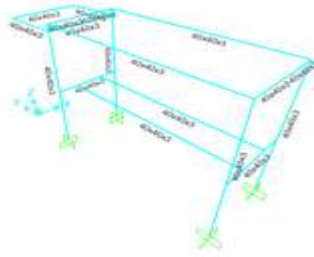


Gráfico 31-3: Análisis de resistencia

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019

3.3.2. *Diseño y/o selección de los componentes eléctricos*

Los criterios a considerar para seleccionar un motor son voltaje, frecuencia condiciones ambientales de trabajo carga a mover, tipo de arranque y velocidad de trabajo.

3.3.3. *Diseño y/o selección de los componentes eléctricos*

Los criterios a considerar para seleccionar un motor son voltaje, frecuencia condiciones ambientales de trabajo carga a mover, tipo de arranque y velocidad de trabajo.

1.1.1.57 *Motor Eléctrico*

El control de encendido del motor monofásico de la máquina de ensayos de fatiga se realiza mediante el arranque directo, debido a que la potencia del mismo es menor a 5 HP, siendo un factor de selección para determinar el tipo de arranque de un motor. Para el dimensionamiento de los componentes a emplearse en el arranque directo, se presentan las características del motor monofásico en la tabla 38-3.

Tabla 38-3: Características técnicas del motor

Característica	Especificación técnica
Voltaje nominal (V)	110/220
Corriente nominal (A)	8.40/4.20
Velocidad (rpm)	1720
Frecuencia (Hz)	60
Potencia nominal (KW)	0.37
Potencia nominal (HP)	0.5

Realizado por: Maricela Barcenes, Ligia Guallán; 2019.

1.1.1.58 Diagrama eléctrico general

Para realizar la automatización de la maquina se requiere del diagrama eléctrico de la conexiones.

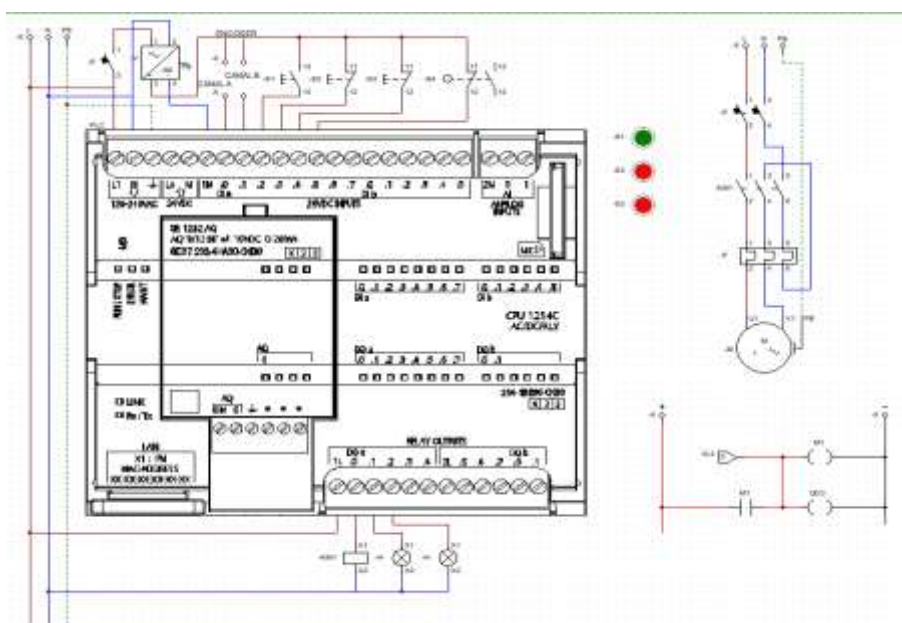


Gráfico 32-3: Diagrama eléctrico

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

1.1.1.59 Equipos y materiales eléctricos

La selección de los elementos eléctricos del sistema son equipos empleados para el arranque directo del motor y los equipos de protección para el circuito de control y fuerza. Para el arranque del motor se requiere de un contactor y protección termomagnética. Además se incluye un breaker como protección del circuito de control.

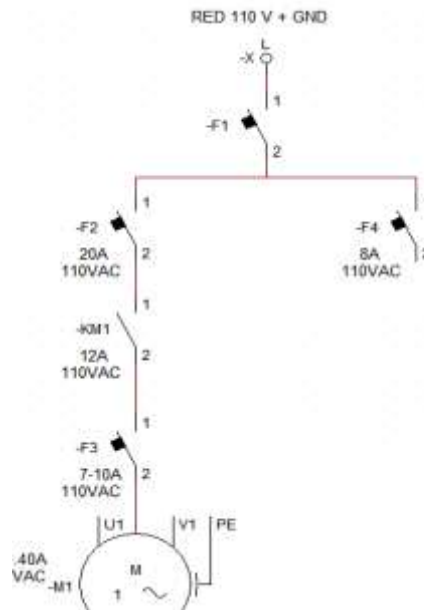


Gráfico 33-3: Diagrama unifilar de distribución de energía

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallán, Ligia; 2019.

1.1.1.60 Dimensionamiento de los equipos eléctricos

El motor monofásico del sistema posee una potencia de ½ HP, opera a una tensión alterna nominal de 110 V, frecuencia de 60 Hz y una corriente nominal de 8.4 A. Datos que pueden ser verificados en la tabla 38-3.

Para el cálculo de la protección termomagnética del motor monofásico del sistema se tiene:

$$I_f = k * I_n \quad (49)$$

Donde:

k : Constante de protección

I_n : Corriente nominal del motor

Se utiliza un factor de protección k con un valor de 1,8 para el cálculo de la protección teniendo:

$$I_f = 1,8 * 8,4 \text{ A}$$

$$I_f = 15.12 \text{ A}$$

Para seleccionar el disyuntor, se considera el estándar comercial a partir del valor calculado; siendo el valor comercial más próximo el de 20 A. Por lo tanto:

$$I_f = 20 \text{ A}$$

Para la protección térmica o de sobrecarga del motor se determina de la siguiente manera:

$$I_s = C * I_n \quad (50)$$

Donde:

C : Constante que depende del factor de servicio

I_n : Corriente nominal del motor

De acuerdo al factor de servicio se tiene:

$$C = 1,15 \text{ cuando } fs < 1,15$$

$$C = 1,25 \text{ cuando } fs > 1,15$$

Considerando un factor de servicio $fs < 1,15$ se tiene:

$$Is = 1,15 * 8,4 A$$

$$Is = 9,66 A$$

Seleccionando la protección con un valor comercial existente, se tiene:

$$Is = 10 A$$

Razón por la cual se selecciona una protección térmica con un rango de 7 – 10 A

Para la selección del contactor se considera la corriente nominal del motor monofásico que es de 8,4 A por lo tanto se selecciona este equipo en función de la disponibilidad comercial de fichas de catálogo del producto. Seleccionando por tanto un contactor con bobina de 110 V y una corriente de 12 A.

Por criterios de diseño se emplea una fuente independiente que provea la tensión para el circuito de control del sistema. Se selecciona una fuente con tensión de 24V directos que suministrara la corriente al PLC, las señales digitales de los pulsadores y el encoder.

El dimensionamiento de la misma se realiza de acuerdo a la cantidad de carga que va a soportar, debido a que las cargas representan una cantidad de corriente pequeña se selecciona la fuente con el menor amperaje comercial disponible siendo 2.5 A, esta se selecciona para alimentar el circuito de control e independizarlo del circuito de fuerza. En la tabla 7-3, se presentan los equipos seleccionados a partir de los cálculos efectuados.

Tabla 39-3: Característica de los elementos

Descripción	Serie	Cantidad	Denominación
PLC CPU 1212C,AC/DC/RLY	SIE,6ES721	1	-M0
FUENTE UNO IN110-240V OU12VDC	UNO	1	-M1
CONTACTOR,AC,4KW/400V 12A/110VAC	3RT2024-1AG20	1	-KM1
INT. AUT. MAGNETOTERMICO 20A/400V/4.5KA, 2 POLOS	SIEMENS	1	-F2
INT. AUT. MAGNETOTERMICO 8A/400V/4.5KA, 1 POLO	ABB	1	-F4
RELE SOBRECARGA, 7-10 ^a	SIEMENS	1	-F3

Realizado por: Maricela Barcenés, Ligia Guallán, 2019.

3.3.4. *Diseño y/o selección de los componentes electrónicos*

Para el diseño electrónico se busca un controlador capaz de procesar la señal emitida por el encoder, en forma de un tren de pulsos a alta frecuencia. Por esta razón se considera al PLC como

un dispositivo viable para el control del proceso, debido a que este dispone de entradas que tienen la función de contadores rápidos y permiten contar los pulsos generados por cada revolución que efectúe el motor.

Para completar el diseño se incluye una interfaz HMI hombre-máquina, que permite la interacción y visualización al operario del estado actual de la máquina. La interfaz se desarrolla mediante una programación en el software LabVIEW.

1.1.1.61 Sensor de desplazamiento angular encoder.

Los encoders, en base a lo expuesto en el capítulo 2 son dispositivos ópticos que generan señales del tipo pulsante que se encuentran desfasadas según el número de salidas. Estas señales se presentan en forma de onda cuadrada con frecuencias superiores a las de las señales digitales convencionales provenientes de los elementos de maniobra como son pulsadores, finales de carrera y selectores. Los encoders son capaces de estimar la posición, el desplazamiento angular, la frecuencia o rapidez angular con la cual el mecanismo opera.

Para la máquina de ensayo de fatiga se selecciona un encoder de marca Hanyoun de 400 pulsos por revolución, alimentación de 12 a 24 Vdc, salidas tipo totempole A, B, Z.

En la figura 47-3 se muestra la conexión de las señales del encoder al canal del contador rápido HSC del PLC.

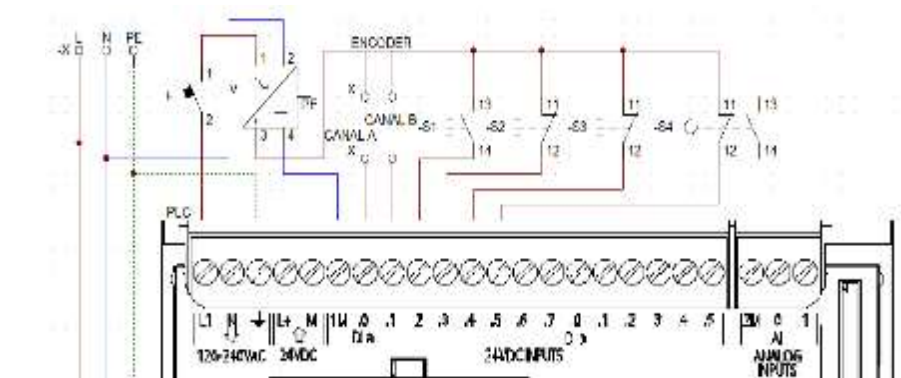


Gráfico 34-3: Conexión del encoder

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.62 Controlador PLC.

Se selecciona el PLC Simatic S7-1200 1212 AC/DC/RLY debido a que posee las características necesarias para el sistema, al contar con 4 contadores rápidos de una frecuencia máxima de 100 kHz y las suficientes entradas y salidas para todos los elementos. En la tabla se muestra las variables de entrada y salida que se emplean en el PLC

Tabla 40-3: Entradas y salidas del PLC

Entradas	Descripción	Salidas	Descripción
I0.0	Señal A encoder	Q0.0	Bobina del contactor
I0.1	Señal marcha	Q0.1	Luz piloto verde marcha
I0.2	Señal paro	Q0.2	Luz piloto roja paro
I0.3	Señal paro de emergencia	Q0.3	
I0.4	Señal final carrera	Q0.4	
I0.5		Q0.5	
I0.6			
I0.7			

Realizado por: Maricela Barcenes, Ligia Guallan, 2019.

3.4. Construcción

3.4.1. Construcción mecánica

Tras haber realizado el diseño mecánico (funcional) cálculos y los planos, y el diseño industrial (estética) se orienta a la construcción de la máquina. Para el conformado de la máquina es indispensable el desarrollo de cada uno de los elementos y componentes; a continuación se detalla el proceso de elaboración.

1.1.1.63 Eje motriz.

Se adquirió un tocho redondo de acero AISI 1018 estirado en frío de 1 pulgada de diámetro. Se traza a la dimensión requerida de 390 mm de longitud, mediante el torno en el extremo que va a estar conectado al mandril se realiza las operaciones de roscado y refrentado, y al otro extremo al cual va a estar conectado el acople se realiza las operaciones de desbaste y ranura.



Figura 24-3: Fabricación del eje motriz

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.64 Eje conducido.

Tiene el mismo proceso que el eje conductor con la diferencia que posee una longitud de 335 mm.



Figura 25-3: Fabricación del eje conducido

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.65 Barra de carga fija.

Se adquirió un tocho redondo de acero estructural ASTM A-36 se traza la pieza a la dimensión de 150mm. En un extremo de la barra se realiza un desbaste y roscado, mientras que el otro extremo se une a la barra móvil de la celda de carga por medio de una arandela comercial.



Figura 26-3: Fabricación de la barra fija de carga

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.66 Placa soporte del motor

Se adquirieron una plancha de acero estructural ASTM A-36 con espesor de 8mm, la cual fue trazada y cortada con una amoladora para obtener las siguientes medidas 310 x 360mm. Usando el taladro se realizan cuatro agujeros 3/8 pulgada. Después la placa es soldada a las vigas en voladizo permitiendo de esta manera servir de soporte para el motor.



Figura 27-3: Fabricación del soporte del motor

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.67 *Placa soporte principal*

Se adquirieron una plancha de acero estructural ASTM A-36 con espesor de 8mm, la cual fue trazada y cortada con una amoladora para obtener las siguientes medidas 930 x 380mm. Con una área hueca céntrica de 400 x 150mm. Usando el taladro se ejecutaron cuatro agujeros 3/8 pulgada de diámetro. Finalmente la placa es soldada al marco de perfiles cuadrados permitiendo de esta manera servir de soporte de las chumaceras fijas y ejes.



Figura 28-3: Fabricación de la placa de soporte principal

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.68 *Placa de fuerza*

Se adquirió una plancha de acero estructural ASTM A-36 con espesor de 8mm, la cual fue trazada y cortada con una amoladora para obtener las siguientes medidas 400 x 150mm. Usando el taladro se ejecutaron cuatro agujeros 3/8 pulgada de diámetro.



Figura 29-3: Fabricación de la placa de fuerza

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.69 *Carcasa protectora de eje y chumacera*

Dichas carcasas están formadas por chapas metálicas de 1.5mm de espesor, se traza la pieza y se corta para obtener las medidas deseadas de 270 x 280 mm (se requieren dos), mediante la rola se dobla, además se corta la plancha de dimensiones; 150 x 120mm (se requiere cuatro) mediante una matriz se da la forma de un arco tal forma que encaje en la tapa frontal de la carcasa, se sujetan a la máquina mediante bisagras.



Figura 30-3: Fabricación de carcasas

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.70 Marcos rígidos.

Se compraron perfiles cuadrados con medidas estándares de 6m de longitud, de acero estructural ASTM A-36 de 40x40x3mm, los cuales se cortan para llevar a las dimensiones requeridas de 820mm de largo (se requiere cuatro) y 270 mm de largo (se requiere cuatro), además requiere 4 perfiles de 710 mm las que son las patas de la estructura, finalmente la unión de los elementos se lo realiza con soldadura según WPS.



Figura 31-3: Fabricación de marcos rígidos

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.71 Vigas en voladizo.

Adquisición de perfil cuadrado estándar de acero estructural ASTM A-36 40x40x3mm, trazar la pieza a una longitud requerida de 260mm de largo y cortar (se requiere dos), de igual forma trazar la pieza a una longitud de 340mm y cortar (se requiere uno) seguidamente doblarla dándole forma de un arco, finalmente la unión de los elementos se lo realiza con soldadura según WPS.



Figura 32-3: Fabricación de las vigas en voladizo y su tapa

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.72 Cubiertas del marco rígido

Adquisición de planchas de 1220x2440x1.5 mm acero estructural ASTM A-36, con una matriz trazar la forma de un arco ovalado y cortar (se requiere 4), de igual forma se requiere dos laminas con un borde curvo para forrar los laterales de la caja de control, estas se cortan, finalmente la unión de los elementos se lo realiza con soldadura según WPS.



Figura 33-3: Fabricación de las cubiertas del marco rígido

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.73 Placas base.

Se adquiere una plancha estructural y se realiza el trazo preliminar de 90 x 50 x 8 mm, seguidamente se corta con un disco de corte a las dimensiones requeridas, finalmente se taladra cuyos agujeros pasantes son de $\frac{3}{4}$ " de diámetro.



Figura 34-3: Fabricación de las placas base de la máquina

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

3.4.2. Montaje de los elementos mecánicos de la máquina.

Tras haber construidas las piezas mecánicas se procedió al ensamblaje de la máquina, cuyo proceso se describe a continuación.

1.1.1.74 Montaje de los mandriles en los ejes.

Para esta operación se requiere que los elementos gocen de una alineación precisa durante el proceso. Este montaje se efectuó a través de un ajuste median rosca y prisionero, de tal manera que se encaja con un ajuste determinado al mandril. Se realizó un tratamiento superficial (cromado) para aumentar la resistencia a la corrosión y oxidación de los ejes



Figura 35-3: Montaje de los mandriles en los ejes

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.75 Montaje de los ejes con las chumaceras

Para ejecutar esta operación se metió el eje en los agujeros de los rodamientos tipo Y de las 2 chumaceras (fija, pivote), no obstante se comprobó la separación entre las mismas para tener el momento flector calculado, posteriormente se ajustó los ejes con los prisioneros que poseen las chumaceras a través de una llave hexagonal impidiendo precisamente su desplazamiento.



Figura 36-3: Montaje de los ejes en las chumaceras

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.76 Montaje del acople flexible.

De manera similar se ejecutó la colocación del acople flexible con el eje del motor, esto es realizando un tallado o garganta en los extremos del eje del motor y ajustado con prisioneros en los alojamientos del acople.



Figura 37-3: Montaje del acople flexible

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.77 *Montaje de las placas*

Se instala cada una de las placas (soporte del motor, placa soporte principal, placa fuerza) en el lugar adecuado de la estructura, estas piezas son unidas por medio de un cordón de soldadura.



Figura 38-3: Montaje de las placas

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.78 *Montaje del motor en el eje motriz*

Para ejecutar dicho ensamble se procede a unir las dos partes del acople flexible, en este proceso se requiere de una alineación precisa de los ejes, de igual forma las mismas exigencias para la placa de fuerza y la placa de soporte principal.



Figura 39-3: Montaje del motor con el eje conductor

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

3.4.3. *Montaje del sistema eléctrico de la máquina*

Se implementa el sistema según los diseños establecidos en el capítulo anterior para el tablero de control y panel frontal

1.1.1.79 *Montaje del encoder*

El encoder se coloca en el extremo libre del eje conducido por medio de un acople recibe el movimiento o giro del sistema, además está colocado sobre una base metálica la cual se sujeta por medio de pernos a la placa principal.



Figura 40-3: Montaje del encoder

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.80 *Montaje del final de carrera*

El montaje de este dispositivo se lo realiza en la parte inferior de la placa de fuerza para que cumpla con su función que es mandar una señal que apague al motor automáticamente, al instante que falla la probeta.



Figura 41-3: Montaje del final de carrera

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.81 *Implementación del PLC*

El controlador lógico programable PLC de CPU 1212C, implementado con su respectivo cableado de entradas y salidas digitales.



Figura 42-3: Cableado del PLC

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.82 *Montaje de los pulsadores*

Se perfora la plancha metálica del mismo diámetro de los pulsadores y se procede a colocarlos las luces piloto y los pulsadores de mando.



Figura 43-3: Montaje de los dispositivos de mando y señalización

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.83 *Cableado del panel de control*

El cableado de los dispositivos de mando y señalización, se empleó cable calibre 18 AWG, según los diagramas de conexión determinados en el capítulo anterior.

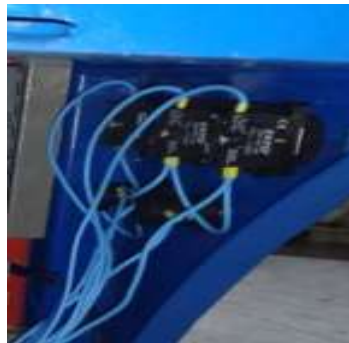


Figura 44-3: Cableado del panel de control

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.84 *Ubicación de componentes en el tablero*

Los dispositivos se ubican en el tablero según lo establecido en el diseño en la figura 48-3, se efectuó la instalación de la canaleta ranurada y el Riel DIN, dejando a punto para la ubicación de los elementos en su respectivo lugar.



Figura 45-3: Dispositivos de elementos del tablero

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.85 *Cableado de circuito de control y fuerza*

El cable a utilizar es el calibre 18AWG, para el circuito de control es decir para el controlador PLC, elementos de mando y señalización. mientras que para el circuito de fuerza o potencia destinado para la alimentación, contactor, relé térmico y motor se usa el cable más grande debido a la corriente que circula para lo cual se usa cable calibre 12 AWG. En varias secciones de las borneras, fila 2 y 3, se emplearon puentes equipotenciales que distribuyen el voltaje a dicha sección, de esta forma se tienen varios conjuntos de borneras comunes para la conexión de los elementos.



Figura: 46-3: Cableado del circuito de control y fuerza

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

3.4.4. Programación del sistema de control

1.1.1.86 Flujograma de la programación

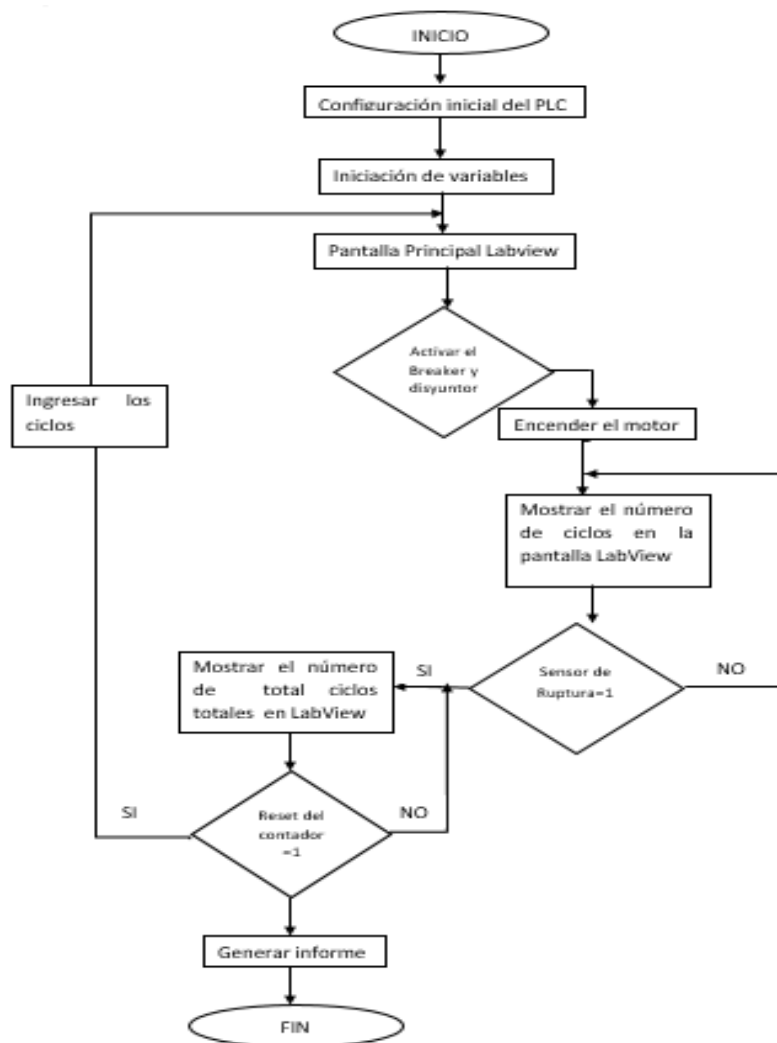


Gráfico 35-3: Flujograma de la programación

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.87 Pantalla de LabView

En esta pantalla se programó la interfaz Hombre- máquina que controla el proceso.



Figura 47-3: Pantalla de la tabla de datos y curva del ensayo

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Para determinar la carga a aplicar en el ensayo es importante conocer el material, el esfuerzo ultimo a la tracción y el radio de la probeta. Tras conocer el dato de la carga, se introduce en el cuadro de datos del ensayo, además el diámetro de la probeta y el número de probeta a ensayar. Para arrancar la máquina desde la pantalla de LabView, pulsar el botón inicio, del mismo modo paro para detener la maquina o en caso de anomalías pulsar el paro de emergencia. El controlador de la pantalla LabView, obedece a la siguiente programación en el diagrama de bloques.

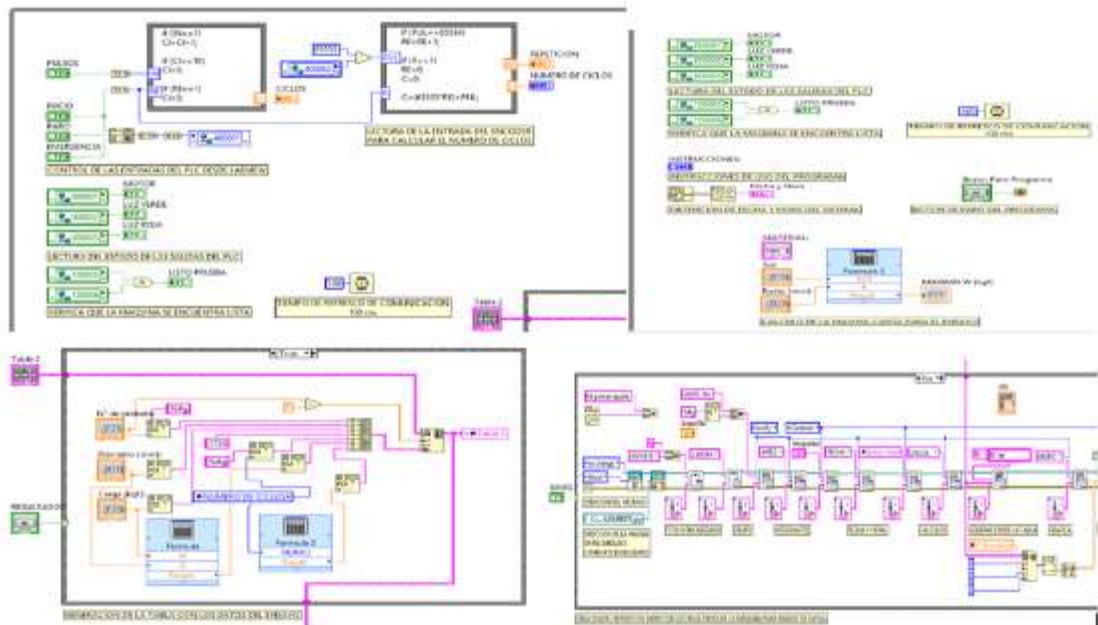


Gráfico 36-3: Programación en LabView

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

3.5. Pruebas y funcionamiento

3.5.1. *Alineación de la máquina*

El buen funcionamiento de la máquina y la veracidad de los datos que arrojen los ensayos ejecutados en la misma, depende fundamentalmente de la alineación.

Es punto clave que el conjunto motor-ejes se encuentren perfectamente alineados, de lo contrario se producirán problemas de recalentamiento del motor, recalentamiento de rodamientos, datos experimentales incorrectos por falla rápida de las probetas, entre otros problemas. En tal virtud es importante la ejecución de los pasos que se va a mencionar a continuación para efectuar la correcta alineación de la máquina de fatiga.

- 1.- Realizar una buena limpieza de residuo de óxido, pintura, usando la máquina herramienta pulidora con disco de corte, retirar con una franela el polvo en las placas soporte de las chumaceras y motor.
- 2.- Fijar el motor en su soporte y montar el acople en el eje del motor, fijar parcialmente las chumaceras fijas atravesándolos un eje de 1 pulgada de diámetro y longitud de 1m referencial para propósitos de alineación.
- 3.- Ubicar y sujetar temporalmente la chumacera pivote del eje conducido y con un calibrador comprobar que la distancia entre los extremos de las chumaceras pivote y fija del eje conducido sea la misma en ambos lados.
- 4.- Fijar las chumaceras pivote y fija del eje conducido a una distancia de 220mm.
- 5.- Ajustar los prisioneros de las chumaceras fija y pivote del eje conducido para mantener el eje en su sitio.
- 6.- Unir el acople con el eje conductor y ubicar las chumaceras del mismo en su lugar.
- 7.- Comprobar mediante un nivel la correcta alineación de los mandriles tanto en la vista superior como la frontal.
- 8.- Asegurar los pernos de las chumaceras pivote sobre la placa de fuerza.
- 9.- Mediante un nivel comprobar la alineación de las cuatro chumaceras entre sí.
- 10.- Mediante un nivel pequeño comprobar la horizontalidad entre las mordazas mecánicas.
- 11.- Ubicar el nivel en la parte superior del motor y comprobar que sea el mismo que el conjunto de ejes - mandriles para afirmar que todo el sistema se encuentra adecuadamente alineado.
- 12.- Colocar el sensor encoder incremental para el conteo de ciclos.
- 13.- Fijar el sensor final de carrera en la placa principal y asegurarlo con pernos, para que apague automáticamente el motor al instante que la probeta falle.

Alineación con Optalign Plus

Para la correcta alineación se utiliza dos instrumentos de medición

Optaling Plus es un equipo de precisión que mediante un láser permite detectar el desalineamiento que presenta el eje y a su vez muestra las correcciones que se debe hacer al elemento que se está analizando.



Figura 48-3: Desalineación total en el punto F

Realizado por: Barcenés, Maricela y Guallan, Ligia. 2019

Reloj comparador es un instrumento de medición analógico que permite obtener medidas con una precisión de milésimas de milímetro mediante la medición indirecta del desplazamiento de una punta esférica.



Figura 49-3: Desalineación total en el punto G

Realizado por: Barcenés, Maricela y Guallan, Ligia. 2019

1.1.1.88 Procedimiento para la alineación con el Optalign Plus

- 1.- Ubicar las bases en forma paralela sujeta mediante una cadena la cual debe ser ajustada mediante un perno.
- 2.- Colocar en las bases el emisor receptor y el espejo a la misma altura con su seguro respectivo y conectar al equipo OptalignPlus

3.- Ingresar los valores que requiere el equipo como distancias y diámetro una vez ingresado esos valores presionar M lo que indica las medidas del desalineamiento.

4.- Finalmente el botón de corregir lo que indica los movimientos que se requiere realizar para que los ejes queden perfectamente alineados.



Figura 50-3: Alineación con el OptalignPlus

Realizado por: Barcenes, Maricela y Guallan, Ligia. 2019

1.1.1.89 Procedimiento para la alineación con el reloj comparador.

1.- Colocar el reloj comparador de tal manera que la esfera quede a tope con la chumacera y la base debe estar fija a la plancha.

2.- Con el uso de un martillo dando golpes suaves mover la chumacera hasta su punto el reloj indica que distancia se está desplazando y de esa manera lograr su alineación.



Figura 51-3: Alineación con el reloj comparador

Realizado por: Barcenes, Maricela y Guallan, Ligia. 2019

3.5.2. Análisis de vibración

La norma ISO 2372 la cual ejemplifica límites y los factores de servicio para cuatro tipos de máquina.

Análisis de resonancia

$$\delta_{11} = \frac{Pa^2b^2}{3EI} = \frac{4.802 * 220^2 * 550^2}{3 * 209000 * 2.04 \times 10^4 * 770} = 7.137 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\delta_{22} = \frac{Pa^2b^2}{3EI} = \frac{2.646 * 320^2 * 450^2}{3 * 209000 * 2.04 \times 10^4 * 770} = 5.571 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\delta_{33} = \frac{Pa^2b^2}{3EI} = \frac{2.646 * 450^2 * 320^2}{3 * 209000 * 2.04 \times 10^4 * 770} = 5.571 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\delta_{44} = \frac{Pa^2b^2}{3EI} = \frac{4.802 * 550^2 * 220^2}{3 * 209000 * 2.04 \times 10^4 * 770} = 7.137 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

DUNKERLEY

$$\eta_1 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9.81 \text{ m/s}^2}{7.137 \times 10^{-6} \text{ m}}} = 11194.83 \text{ Rpm}$$

$$\eta_2 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9.81 \text{ m/s}^2}{5.571 \times 10^{-3} \text{ m}}} = 12671.83 \text{ Rpm}$$

$$\eta_3 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9.81 \text{ m/s}^2}{5.571 \times 10^{-3} \text{ m}}} = 12671.83 \text{ Rpm}$$

$$\eta_4 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9.81 \text{ m/s}^2}{7.137 \times 10^{-6} \text{ m}}} = 11194.83 \text{ Rpm}$$

$$\frac{1}{\eta_c^2} = \frac{1}{\eta_1^2} + \frac{1}{\eta_2^2} + \frac{1}{\eta_3^2} + \frac{1}{\eta_4^2}$$

$$\eta_c = \mathbf{5932.46 \text{ Rpm}}$$

Rayleigh-Ritz

$$\eta_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sum P * \delta}{\sum P * \delta^2}}$$

$$\eta_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9.8(3.7857 \times 10^{-4}) \text{ m/s}^2}{9.74 \times 10^{-9} \text{ m}}}$$

$$\eta_c = \mathbf{5893.56 \text{ Rpm}}$$

Un eje entra en resonancia cuando su velocidad de operación es cercana a una velocidad crítica en este caso se presentan vibraciones fuertes que ocasionan esfuerzos exagerados.

La velocidad crítica varía de 5890 Rpm a 5940 Rpm mientras que la velocidad del motor es de 1720 Rpm lo que indica que no va entrar en resonancia.

1.1.1.90 Análisis en MAINTrag predictive

Vibración del motor

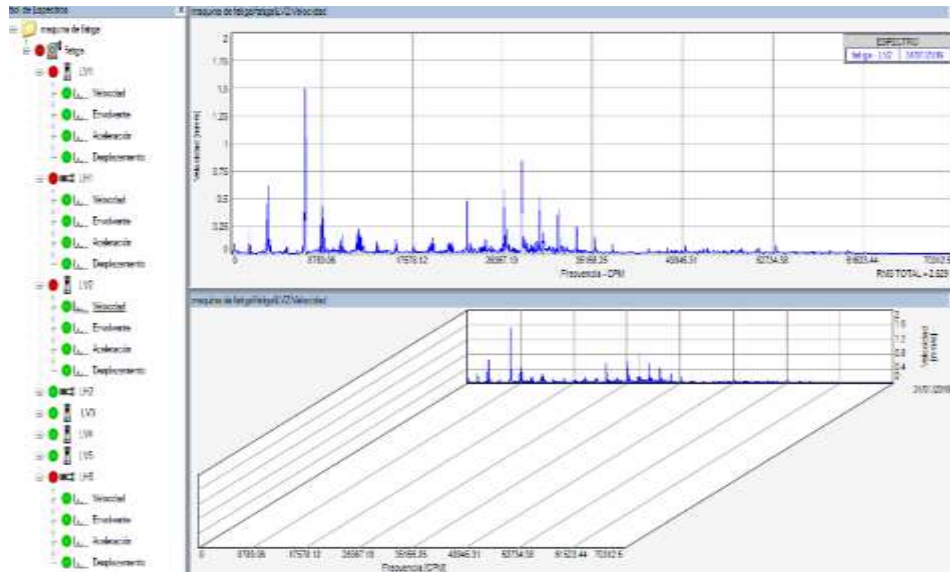


Gráfico 37-3: Armónico 1X para el motor

Realizado por: Barcenes, Maricela y Guallan, Ligia. 2019

Vibración en la chumacera fija

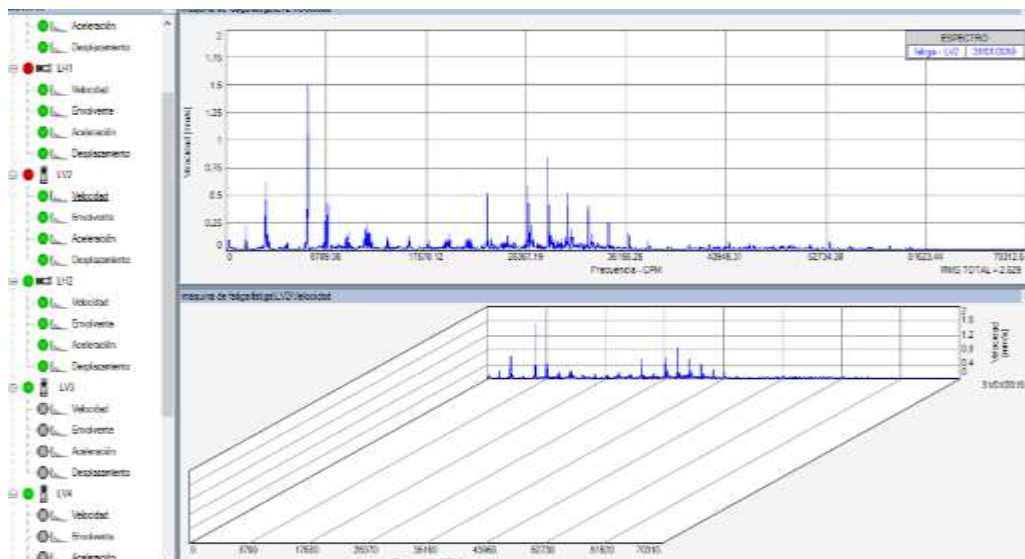


Gráfico 38-3: armónico 1X para la chumacera fija

Realizado por: Barcenes, Maricela y Guallan, Ligia. 2019

Vibración en chumacera móvil

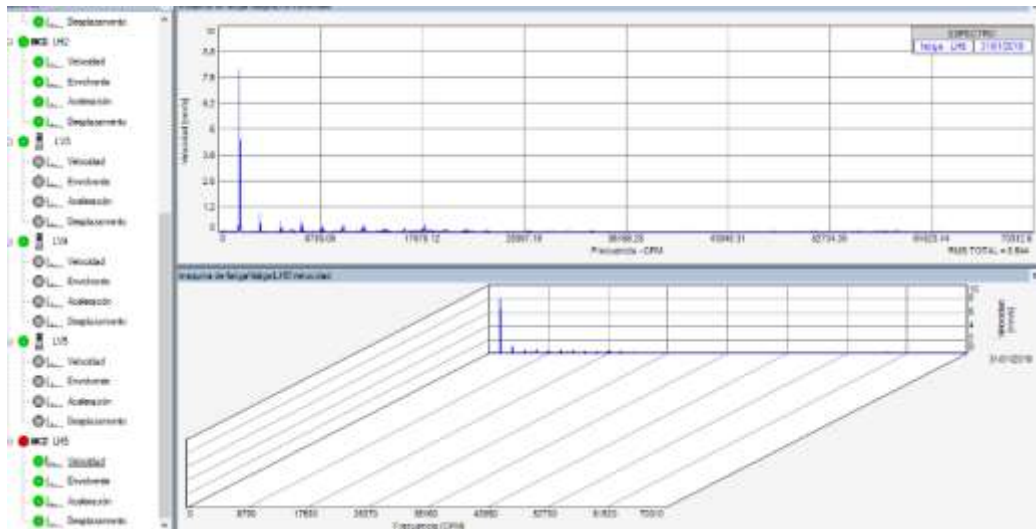


Gráfico 39-3: armónico 1X para la chumacera móvil.

Realizado por: Barcenés, Maricela y Guallan, Ligia. 2019

La norma ISO 2372, es aplicable a equipos rotativos cuyo rango de velocidades de giro está entre 600 y 12.000 RPM.

Los datos que se requieren para su aplicación son el nivel global de vibración en velocidad, valor eficaz RMS, en un rango de frecuencia entre 10 y 1.000 Hz, distinguiendo varias clases de equipos rotativos.

Tabla 41-3: Tipos de máquinas

Velocidad (mm/s, RMS)	Tipos de máquinas			
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV
0,18 a 0,28	A	A	A	A
0,28 a 0,45				
0,45 a 0,71				
0,71 a 1,12	B			
1,12 a 1,8		B		
1,8 a 2,8	C		B	
2,8 a 4,5		C		B
4,5 a 7,1	D		C	
7,1 a 11,2		D		C
11,2 a 18			D	
18 a 28				D

A	Buena
B	Satisfactoria
C	Insatisfactoria
D	Inaceptable

Fuente: Norma ISO 2372, 1974

Según la norma 2372 la maquina posee una vibración satisfactoria en el punto más crítico.

3.5.3. Procedimiento experimental

1.1.1.91 Justificación del tipo de acero a ensayar

Los acero ampliamente usados en nuestro país para construcción de ejes, los mismos que están sometidos a sollicitaciones de fatiga, en función de la resistencia necesaria en el diseño son: AISI SAE (1018, 1042, 1045, 4140, 4337). Se proyecta realizar ensayos con el acero mayormente usado como lo es el AISI SAE 1018 también conocido como acero de transmisión.

Acero AISI-SAE 1018. Este material frecuentemente es empleado en la industria para la fabricación de ejes de mediana resistencia, la disposición en el mercado y su bajo costo permiten que este material sea usado en los diseños de elementos tales como: piñones, cuñas, remaches, rodillos, pasadores, tornillos, entre otros, sometidos a esfuerzos ya sean estáticos o dinámicos.

1.1.1.92 Caracterización del acero AISI 1018

Ensayo de tracción

La probeta a ensayar debe ser mecanizada según las dimensiones estandarizadas en la norma ASTM E8 para ensayos normalizados de tracción (Anexo F).



Figura 52-3: Probeta para el ensayo de tracción

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Montar la probeta en la máquina universal para efectuar el respectivo ensayo de tracción.



Figura 53-3: Ensayo de tracción

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Tras efectuar el ensayo en la máquina de ensayos universal, se obtuvieron los siguientes resultados de esfuerzos y elongación.

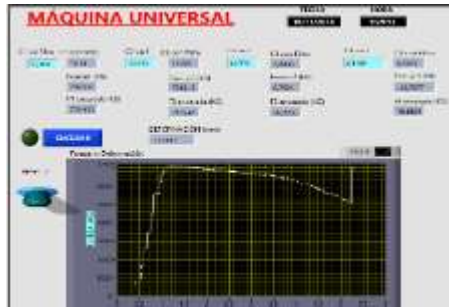


Gráfico 40-3: Curva de fuerza-deformación AISI 1018

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

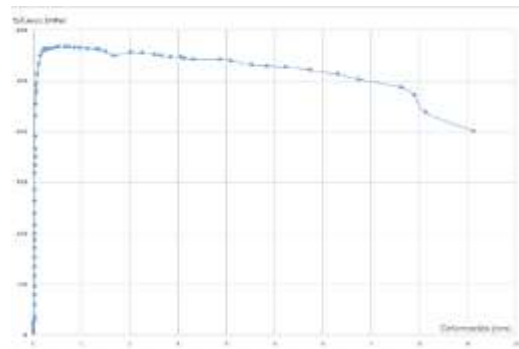


Gráfico 41-3: Curva de esfuerzo-deformación AISI 1018

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Tabla 42-3: Resultado del ensayo a tracción

Esfuerzo máximo (MPa)	Esfuerzo de rotura (MPa)	% de elongación en 2 in	Reducción en área %
559,64	402,7	12,8	39,2

Realizado por: Barcenes, Maricela y Guallan, Ligia. 2018

Ensayo de dureza

El ensayo de dureza fue realizado con el durómetro, cuya dureza es de 160 HB



Figura 54-3: Probeta para ensayo de dureza

Realizado por: Barcenes, Maricela y Guallan, Ligia. 2018

Metalografía

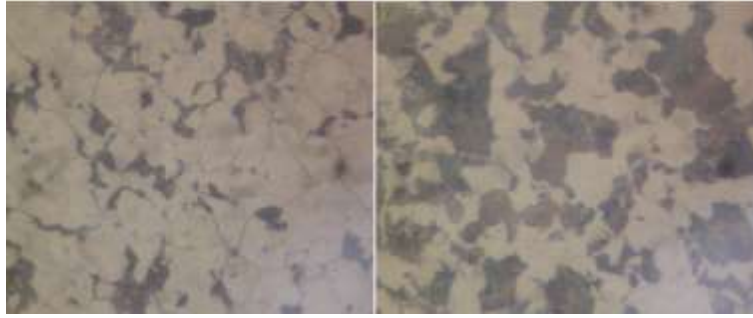


Figura 55-3: Fotografía a 100X y 200X.

Realizado por: Barcenos, Maricela y Guallan, Ligia. 2018

La fotografía de la microestructura del acero AISI 1018 tomada a 100x, luego de ser atacada con la solución de 3% de Nital, se observa 78% de ferrita y 22% de perlita.

3.5.4. Configuración del ensayo de fatiga

1.1.1.93 Terminación del ensayo

La frontera entre las regiones de vida finita e infinita no se puede definir con claridad excepto para un material específico, pero se ubica en algún punto entre $10^6 - 10^7$ ciclos en el caso de aceros. (Richard G., 2008, p. 267)

1.1.1.94 Planificación del ensayo

Para determinar la curva S-N, se propone ensayar 5 niveles de esfuerzo, en el rango de 85%, 70%, 55%, 40%, 35% de la resistencia última a la tracción del acero AISI 1018.

1.1.1.95 Número de probetas a ensayar.

Tabla 43-3: Tamaño de muestras recomendados

Tipo de prueba	Número mínimo de probetas
Preliminar y exploratoria (investigaciones exploratorias y pruebas de desarrollo)	6 a 12
Investigación y desarrollo de componentes y especímenes	6 a 12
Datos permitidos para diseño	12 a 24
Datos confiables	12 a 24

Fuente: POLANCO PACHECO, Christian. 2011

Según los datos recomendables de la tabla 4-4, se considera realizar ensayos entre 12-24 probetas para garantizar datos confiables del límite de resistencia a la fatiga sobre el acero AISI 1018.

3.5.5. Ensayos de fatiga a flexión rotativa

Montaje de la probeta en la máquina de fatiga.



Figura 56-3: Probeta montada

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

3.5.6. Datos experimentales

Los ensayos son ejecutados a temperatura ambiente, la carga aplica en el primer ensayo es menor al 90% de la resistencia ultima a la tensión del material como rango de seguridad para evitar caer en la zona de deformación plástica.

Tabla 44-3: Datos experimentales del ensayo de fatiga

N° de Probeta	Diámetro (mm)	Carga (kgf)	Revoluciones (rpm)	Número de ciclos	Esfuerzo (kgf/mm ²)	Horas de vida (h)
1	6,350000	10,500000	1720	3291	45,947397	0,031890
2	6,350000	10,500000	1720	2378	45,947397	0,023043
3	6,350000	10,500000	1720	2466	45,947397	0,023895
4	6,350000	8,500000	1720	10161	37,195512	0,098459
5	6,350000	8,500000	1720	16259	37,195512	0,157548
6	6,350000	8,500000	1720	12774	37,195512	0,123779
7	6,350000	6,500000	1720	309600	28,443627	3,000000
8	6,350000	6,500000	1720	325841	28,443627	3,157374
9	6,350000	6,500000	1720	370455	28,443627	3,589680
10	6,350000	5,800000	1720	872405	25,380467	8,453537
11	6,350000	5,800000	1720	857525	25,380467	8,309351
12	6,350000	5,800000	1720	927310	25,380467	8,985562
13	6,350000	5,000000	1720	1000000	21,879713	9,689922
14	6,350000	5,000000	1720	1000000	21,879713	9,689922
15	6,350000	5,000000	1720	1000000	21,879713	9,689922

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

Pensando la dispersión en el número de ciclos hasta la rotura de la probeta se ensayaron tres probetas para el mismo esfuerzo, es así que se ensayaron a 80%, 65%, 50%, 45%, 40% de la resistencia ultima a la tensión.

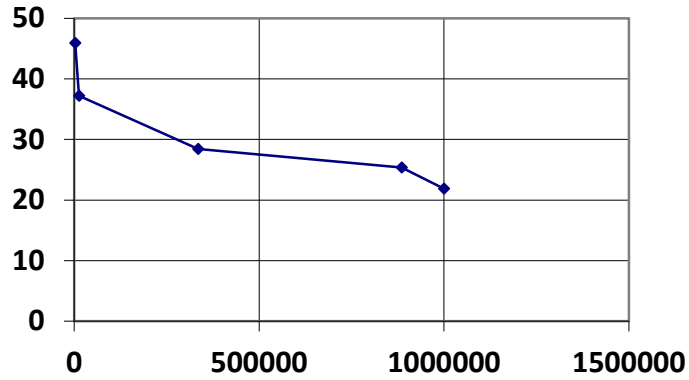


Gráfico 44-3: Curva S-N del acero AISI 1018

Realizado por: Barcenas, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

De acuerdo con los datos experimentales, se alcanza el millón de ciclos con el 40% de la resistencia última del material. Cuyo esfuerzo es de 21.88 Kg/mm^2 es decir que el límite de resistencia a la fatiga se encuentra en $0.4 S_{ut}$.

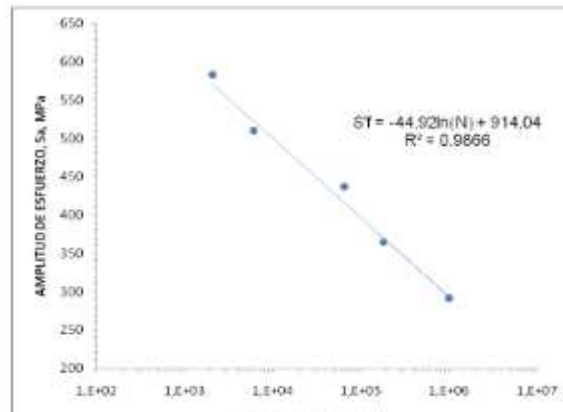


Gráfico 45-3: Curva S-N de la cerro AISI 1018.

Fuente: (POLANCO PACHECO. C, 2016)

Determinar el porcentaje de error con datos experimentales de referencia y datos de nuestro ensayo.

$$\% \text{ error} = \frac{0.4 - 0.375}{0.375} * 100$$

$$\% \text{ error} = 6.5$$

3.7. Manual de operación de la máquina de fatiga

3.7.1. Descripción general de la máquina

La máquina de este proyecto fue diseñada y construida para realizar ensayos de resistencia a la fatiga de vigas rotatorias a flexión pura de probetas estandarizadas bajo la norma ASTM E- 606. La puesta en marcha de la máquina se basa en el cambio de movimiento rotatorio de un motor

eléctrico monofásico a un movimiento lineal alternativo, dicho cambio de movimiento se produce mediante un acople flexible entre el motor y el eje conductor. Permitiendo de esta forma que la probeta que esta sujeta con las mordazas se encuentre sometida a ciclos de inversión completa por flexión alternativa con momento constante.

Incluye el software informático LabView que registra los ciclos censados por el encoder hasta que se produzca la ruptura de la probeta, mostrando en la pantalla la curva Esfuerzo – ciclos. La velocidad máxima que puede ser sometida la probeta es de 1720 rpm.

3.7.2. *Características de la máquina*

Capacidad: 50 Kg

Modelo: R.R.MOORE

Conexión eléctrica: 110/120 V

3.7.3. *Requisitos de operación*

Para el buen funcionamiento de la máquina de ensayo es imprescindible la correcta manipulación, en tal virtud se recomienda:

- Comprobar el estado de las instalaciones eléctricas
- Alimentación eléctrica 110V
- Asegurarse que los mandriles de sujeción no se encuentren aislados
- Asegurarse que los prisioneros de las chumaceras no estén aislados.

3.7.4. *Instrucciones de operación*

1.1.1.96 *Puesta en marcha de la máquina*

Conectar el cable eléctrico del motor al suministro de energía de 110V además activar el breaker y los disyuntores.



Figura 57-3: Energizar, activar el breaker y disyuntores

Realizado por: Barcenes, Maricela; Guallan, Ligia; 2019.

1.1.1.97 *Montaje de la probeta*

Los pasos a seguir para la correcta ubicación de la probeta y posterior ejecución del ensayo son:

- 1.- Antes de colocar la probeta, verificar que ésta cumpla con las medidas establecidas y no presente discontinuidades como golpes, que alteren el resultado del ensayo.
- 2.- La probeta se debe limpiar para garantizar la ausencia de elementos que pueda interferir con el correcto agarre de las mordazas.
- 3.- Se aflojan los prisioneros de las chumaceras del eje conducido y se desplaza el eje hacia la derecha seguidamente girar el mandril hasta la máxima apertura, introducir la probeta hasta el tope del mandril, se vuelve a desplazar el sistema hacia la izquierda para introducir el otro extremo de la probeta con el mandril del eje conductor al tope y de esa forma queda centrada la probeta.
- 4.- Una vez establecida la probeta se aprietan los mandriles adecuadamente con la llave cónica, además se ajustan los prisioneros de las chumaceras con la llave Allen.

1.1.1.98 *Realización del ensayo*

- 1.- colocarse el equipo de protección personal para evitar accidentes durante el ensayo.
- 2.- verificar que los prisioneros de cada elemento mecánico estén debidamente ajustados, caso contrario ajustarlos con la llave adecuada.
- 3.- comprobar que las conexiones del sistema de control y adquisición de datos se encuentren óptimos, además que el dinamómetro digital este encendido.
- 4.- comprobar que no existan obstáculos en el área de trabajo.
- 5.- colocar la probeta y colocar la fuerza requerida para el ensayo mediante la celda de carga.
- 6.- Arrancar la máquina conectando el arrancador a la toma de corriente de 110V seguidamente subir el breaker y los disyuntores luego presionando el botón ON en el tablero de control de la misma o desde la computadora en el software presionando inicio.
- 7.- Tras la falla de la probeta el motor se apaga automáticamente.
- 8.- visualizar en tiempo real en número de ciclos a los cuales fallo la probeta.
- 9.- retirar el sistema de carga, seguidamente desmontar la probeta rota mediante las llaves adecuadas.
- 10.- Repetir los pasos anteriores con las probetas que desee ensayar variando la carga.
- 11.- En caso de presentarse alguna emergencia parar inmediatamente la máquina pulsando el botón de emergencia.
- 12.- culminado el ensayo limpiar la máquina y dejar en sus condiciones iniciales.

3.8. Guía de la práctica de laboratorio.

FACULTAD: MECÁNICA
CARRERA: ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
GUÍA DE LABORATORIO DE RESISTENCIA DE MATERIALES

PRÁCTICA No. 05 ENSAYO DE FATIGA

1. DATOS GENERALES:

NOMBRE:

.....

CODIGO:

.....

GRUPO No.:...

FECHA DE REALIZACIÓN:

FECHA DE ENTREGA:

2. OBJETIVOS

2.1 GENERAL

- ✓ Determinar las propiedades físicas y mecánicas del acero a ser sometido a cargas dinámicas cíclicas (esfuerzos de fatiga), aplicando el método establecido por las Normas: ASTM E606 “Standar recommended practice for Constant-Amplitude Low- Cycle Fatigue testing”.

2.2 ESPECÍFICOS.

- ✓ Determinar la curva Esfuerzo (Whoeler) Vs. Numero de ciclos (Nc)
- ✓ Determinar el esfuerzo de fatiga.
- ✓ Determinar el esfuerzo de compresión máximo que soporta el material.
- ✓ Observar el comportamiento del material al ser sometido a cargas dinámicas.
- ✓ Cuantificar el número de ciclos que admite la probeta antes de la fractura.
- ✓ Analizar el tipo de falla que presenta el material al finalizar el ensayo.

3. INSTRUCCIONES

1. Colocarse los equipos de protección personal (EPP) requeridos para el ingreso al laboratorio casco, mandil y calzado adecuado.
2. Verificar que se encuentre en buenas condiciones para el ensayo.

3. Verificar que no se encuentre con peso la máquina.
4. Medir la probeta y verificar que cumpla con los parámetros que estable la norma para la validez del ensayo.
5. Colocar la probeta correctamente en el mandril de sujeción y ajustarla completamente.
6. Ingresar los datos de diámetro de la probeta en el programa
7. Ingresar un nombre para el ensayo, el material y la carga a la que se va a ensayar.
8. Aplicar la carga correspondiente para el ensayo.
9. Encender la máquina.
10. Guardar en el software el número de ciclos que se demora en fracturarse la probeta.
11. Repetir el ensayo variando el peso para obtener más datos que se representaran en la curva Esfuerzo Vs. Numero de ciclos.
12. Apagar el equipo y retirar la probeta.

4. ACTIVIDADES POR DESARROLLAR:

4.1 EQUIPOS



Fig 1. Máquina de fatiga

Partes:

1.
2.
3.

Accesorios

Fig 3 Pesas



Fig 4 Porta Pesas

4.2 HERRAMIENTAS

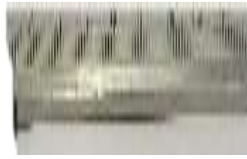


Fig 5. Calibrador



Fig 6. Flexómetro



Fig 7. Llave hexagonal



Fig 8. Llave Allen

5. MARCO TEÓRICO

Máquina de Fatiga

Breve concepto referenciado.

Variables:

Unidades:

Capacidad Máxima:

NORMA

Hablará de la norma, procedimientos, consideraciones, principios empleados, propiedades mecánicas que se obtienen, etc. En este ensayo se va a utilizar la norma ASTM E606 “Standar recommended practice for Constant-Amplitude Low- Cycle Fatigue testing”

Probeta Normalizada

Fig 9. Nombre de la probeta

PROBETA

Se describirá a la probeta, dimensiones, materiales, condiciones especiales, preparación de la probeta, etc., los mismos que se serán listados en una tabla.

Probeta Normalizada

Fig 10. Nombre de la probeta

6. RESULTADOS OBTENIDOS

Obtención de datos

Tabla 1: Acero de transmisión AISI 1018

Longitud total (L) (mm)	
Diámetro de la probeta(D)(mm)	
Diámetro de la garganta (d) (mm)	
Peso	

Tabla 2: valores de la carga aplicada

Datos	Diámetro	Carga
1		
2		
3		
4		

Procesamiento de los resultados

- ✓ Esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{Mf \bar{y}}{I}$$

σ : Esfuerzo normal

Mf: Momento flector

\bar{y} : Centro de gravedad

I: Momento de Inercia

✓ **Esfuerzo de fatiga**

$$\sigma = \frac{0.4 W}{r^3}$$

W: Peso

r: Radio

✓ **Momento de inercia**

$$I = \frac{\pi r^4}{4}$$

I: Momento de Inercia, r: Radio

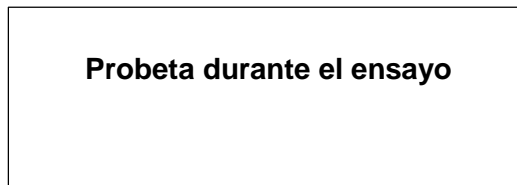


Fig 11. Nombre de la probeta

Presentación de resultados:

Con las formulas planteadas anteriormente procedemos a llenar los datos de la siguiente tabla:

Tabla 3: Cálculos para el ensayo

N° de probeta	Diámetro (mm)	Carga (kgf)	Esfuerzo (kgf/mm ²)	RPM	Horas de vida
1					
2					
3					
4					
5					
7					
8					

Gráfico 1. Diagrama esfuerzo vs Número de ciclos

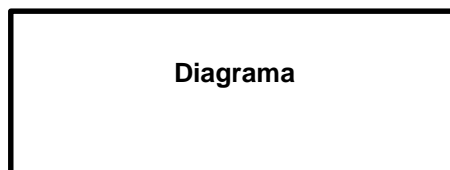


Tabla 5: resultados obtenidos del ensayo.

Muestra	1
Designación	
Característica	
Diámetro (mm)	
Carga máxima (kgf)	
Esfuerzo máximo (kgf/cm ²)	
Horas de vida	
Numero de ciclos	

Probeta Ensayada

Fig 11. Nombre de la probeta

7. DISCUSIÓN Y ANALISIS

Analizaremos las condiciones que establece la norma para la validación de este ensayo si se las cumplió o no, anotaremos lo sucedido con la probeta durante el ensayo, los cambios que tuvo. Se analizará el tipo de fractura para identificar el tipo de material y se hará una discusión de los datos obtenidos

8. CONCLUSIONES

Las conclusiones son netamente de la interpretación del estudiante y son las respuestas a los objetivos planteados y estas deberán obtenerse a partir de los datos anteriores, estas deberán ser iguala número de objetivos planteados.

9. RECOMENDACIONES

Se refiere a que cree usted que se debe hacer para mejorar la precisión y obtención de datos.

10. BIBLIOGRAFÍA

Citar bibliografía (referente a la máquina, referente a la norma, referente a la probeta) con las normas ISO 690.

[1].....

[2].....

[3].....

Ing. Isaías Caicedo R.

Docente.

Ing. Jorge Buñay G.

Técnico docente.

3.9. Plan de mantenimiento.

Para garantizar la máxima eficiencia de la máquina, alta confiabilidad y seguridad industrial, reduciendo al máximo el desgaste y deterioro de los elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos es necesario realizar un mantenimiento preventivo periódicamente como se detalla a continuación. Revisar anexo I

- 1.- Constatar que el cordón de soldadura de la estructura se encuentre en condiciones óptimas al igual que la pintura en la máquina para evitar corrosión del material, no obstante al detectar alguna falla lijar la superficie oxidada y aplicar una capa de pintura anticorrosiva.
- 2.- Inspeccionar que las uniones empernadas estén sujetando óptimamente, de no ser así realizar el apriete requerido con la llave correspondiente.
- 3.- Realizar limpieza para eliminar el polvo de la máquina y sus componentes.
- 4.- La lubricación en los rodamientos de las chumaceras usando un lubricante de alta viscosidad cada 20 horas de operación de la máquina.
- 5.- Inspeccionar las conexiones cableadas, si se detecta fallas en algún cable reemplazarlo por un nuevo.
- 6.- Culminado la operación de mantenimiento colocar el forro a la máquina.

Tabla 46-3: Plan de mantenimiento preventivo

N°	Control/inspección requerida	Frecuencia de inspección	Mantenimiento	Observaciones
1	Fusibles/ Baterías	Cada 6 meses/ 400 h	M.P.	Protección contra sobre intensidad
2	Sensores, Transductores	1 año/ 800h	M.P.	Controlar la calibración
3	Conductores, Cables	1000h	M.P.	Controlar la seguridad
4	Elementos mecánicos	20h	M.P.	Limpieza/ Lubricación

Realizado por: Maricela Barcenas, Ligia Guallan, 2019.

CAPÍTULO IV

4. ESTUDIO DE COSTOS

4.1. Análisis de costos

4.1.1. Costos directos

Son todos los costos que interfieren directamente en la repotenciación de la máquina de fatiga, es decir los costos por materiales, equipos, maquinas o herramientas, mano de obra y transporte.

1.1.1.99 Costo de elementos y materiales mecánicos

En la tabla 1-4 se detalla los elementos y materiales utilizados en el sistema mecánico.

Tabla 1-4: Costo de elementos mecánicos y materiales

Cantidad	Descripción	Unidad	Precio unitario (\$)	Precio total (\$)
1	Eje de Transmisión AISI 1018 $\phi = 1"$	[Kg]	3,70	3,70
4	Chumacera SKF	Unidad	25	100
25	Pernos (diferentes tamaños)	Unidad	0,25	6,25
2	Mandril INCGO	Unidad	18	36
2	Perfil cuadrado 40x3mm	6[m]	19,80	39,60
1	Acople flexible	Unidad	4,50	4,50
1	Plancha metálica ASTM A-36 1500x360x8	mm^2	130	130
1	Eje de Transmisión AISI 1018 $\phi = 6/8"$	[Kg]	3	3
2	Eje AISI 4340 $\phi = 6/8"$	[Kg]	5,20	10,40
1	Arandela	Unidad	6	6
1	Plancha metálica ASTM A-36 1000x750x1.5	mm^2	50	50
3	Pintura sintética	[Ltrs]	5,20	14,40
2	Primer	[Ltrs]	16	32
4	Lijas	Unidad	0,75	3,00
6	Tiñe	[Ltrs]	2	12

Realizado por: Maricela Barcenas, Ligia Guallan, 2019.

Tabla 1-4: (Continua) Costo de elementos mecánicos y materiales

1	Spray negro	[Ltrs]	2,50	50
4	Pesas	[Kg]	10,20	40,80
2	Disco de corte	Unidad	1,90	3,80
4	Eje de transmisión AISI 1018Ø = 1/2"	[Kg]	2,50	10,00
1	Plancha metálica ASTM A-36 400x150x35	mm ²	40,00	40,00
1	Acrílico	mm ²	48,00	48,00
2	Bisagras	Unidad	0,25	0,50
Subtotal 1				643,95

Realizado por: Maricela Barcenes, Ligia Guallan, 2019.

1.1.1.100 Costo de elementos eléctricos y electrónicos

En la tabla 2-4 se detalla los dispositivos utilizados en la repotenciación de la máquina de fatiga en el sistema electrónico y eléctrico permitiendo el óptimo funcionamiento y adquisicion de datos.

Tabla 2-4: Costos de elementos eléctricos y electrónicos

Cantidad	Unidad	Descripción	Precio unitario	Precio total
1	EA	PLC SIMATIC S7-1200	430,00	430,00
1	EA	Encoder incremental	230,00	230,00
1	EA	Final de carrera	10,00	10,00
1	EA	Contactador 110v 12 ^a	40,00	40,00
1	EA	Relé térmico 9-13	30,00	30,00
1	EA	Breaker riel 2p 16 ^a	25,00	25,00
1	EA	Fuente de poder 24v	100,00	100,00
1	EA	Tabla 40*30	5,00	5,00
2	EA	Pulsador 22mm NC y NO	3,75	7,50
1	EA	Pulsador 22mm hongo rojo	3,50	3,50
2	EA	Luces piloto 22mm	2,00	4,00
1	EA	Terminal puntera #18	2,50	2,50
1	EA	Terminal puntera #12	5,00	5,00
1	EA	Riel DIN	2,00	2,00
1	EA	Canaleta ranurada 25*25 mm	7,50	7,50
20	MTRS	Cable flexible #18 AWG	0,25	5,00
4	MTRS	Cable flexible #12 AWG	0,60	2,40
2	MRS	Cable de control	2,20	4,40
10	EA	Bornera de riel 2.5 mm	0,75	7,50
1	EA	Motor monofásico 110/220V	118,00	118,00
subtotal 2				1039,30

Realizado por: Maricela Barcenes, Ligia Guallan, 2019.

1.1.1.101 *Costo de equipos y herramientas.*

Las máquinas herramientas y equipos usados en el proceso de manufactura.

Tabla 3-4: Costos de fabricación y montaje

Horas	Descripción	USD/Hora	Precio total
20	Soldadura MIG	8,00	160,00
15	Torno	3,50	52,50
18	Compresor	3,00	54,00
10	Amoladora	4,50	45,00
3	Dobladora	2,50	7,50
2	Flexómetro	1,25	2,50
6	Taladro manual	1,45	8,70
3	Escuadra	1,10	3,30
15	Herramientas menores	1,00	15,00
Subtotal 3			348,50

Realizado por: Maricela Barcenes, Ligia Guallan, 2019.

1.1.1.102 *Costos de mano de obra*

Se basa en el personal que ha trabajado en la fase construcción y puesta a punto de la máquina.

Los costos están basados en el salario mínimo del sector metalmecánico y eléctrico.

Tabla 4-4: Costos de mano de obra

Cantidad	Descripción	Horas-Hombre	USD/Hora	Precio total
1	Maestro mecánico	72	3,75	270
1	Maestro eléctrico	24	4,25	102,00
1	Soldador	20	3,75	75,00
1	Tornero	15	3,75	56,25
1	Ayudantes en general	72	3,00	216,00
Subtotal 4				719,25

Realizado por: Maricela Barcenes, Ligia Guallan, 2019.

1.1.1.103 *Costo por transporte de materiales*

Se ha considerado el consumo de combustible, por la movilización de materiales desde el lugar de adquisición de los materiales hacia el taller de construcción, alrededor de dos viajes que alcanza un aproximado de 40USD.

1.1.1.104 *Costo total directo.*

Es el costo total invertido directamente en este proyecto de titulación.

Tabla 5- 4: costo total directo

Descripción	Costo USD
Subtotal 1	643,95
Subtotal 2	1039,30
Subtotal 3	348,50
Subtotal 4	719,25
Transporte	40,00
TOTAL	2791,00

Realizado por: Maricela Barcenés, Ligia Guallan, 2019.

4.1.2. Costos indirectos

Dichos costos están presentes de manera indirecta, en los mismos se incluye los costos ingenieriles. Estos costos se consideran del 10% al 15% del costo total.

Tabla 6- 4: Costo total indirecto

Descripción	Porcentaje	Precio total (\$)
Ingenieriles	15%	418,65
Imprevistos	5%	139,55
Utilidad	0%	0,00
Otros	3%	83,73
TOTAL		641,93

Realizado por: Maricela Barcenés, Ligia Guallan, 2019.

4.1.3. Costos totales

Es el costo total invertido en el proyecto de titulación obtenido de la suma de los costos directos e indirectos, cabe recalcar que en estos precios el 12% del IVA está incluido.

Tabla 7- 4: Costo total del proyecto

Costos	Precio unitario
Directos	2791,00
Indirectos	641,93
TOTAL USD	3432,93

Realizado por: Maricela Barcenés, Ligia Guallan, 2019.

El costo final del proyecto de titulación es de \$ 3432,93 (tres mil cuatrocientos treinta y dos dólares americanos con noventa y tres centavos).

El presente proyecto de repotenciación se justifica gracias al ahorro significativo en el presupuesto. Al realizar un análisis comparativo con máquinas para ensayos de resistencia a la fatiga existentes en el mercado bordean los 11360,80 USD, considerando que el proyecto desarrollado cumple con sus funciones en su totalidad a un costo relativamente bajo de \$ 3432,93

USD (tabla 7- 4). Por lo tanto del 100% del costo total al adquirir una maquina nueva, el proyecto implementado muestra un 30.22 %, de esta manera se considera viable económicamente ya que genera un ahorro de 69.78%.

4.2. Rentabilidad de la máquina de fatiga

La rentabilidad de la máquina está dada por el beneficio que brinda la máquina para ensayos de resistencia a la fatiga, al usuario en el trabajo para la cual fue diseñada.

4.2.1. *Depreciación*

Es la disminución del valor total de la máquina, para dicho análisis se considera que la tasa de depreciación es de 10 % (SRI). La vida útil o periodo de operabilidad de del activo fijo (máquina) es de 10 años. (NIC)

Los causales de la depreciación pueden ser:

- Desgaste funcional
- Deterior físico
- Depreciación económica
- Daños ocasionados por factores externos (inundaciones)

4.2.2. *Calculo de la depreciación*

Para calcular la depreciación se considera los siguientes factores:

- Vida útil
- Valor de salvamento
- Método a aplicar

Vida útil.- Es el tiempo estimado de duración de la máquina en la cual es aprovechada en la empresa, para determinar la vida útil se basa en la capacidad de operabilidad y el tiempo en años.

Valor de salvamento.- Es el valor estimado que obtendrá la empresa una vez que la máquina haya finalizado su periodo de vida útil, este valor es consecuencia de la diferencia del precio de venta estimado y todas las erogaciones.

La ecuación que permite determinar el valor de salvamento es:

$$S = C(1 - d)^n \quad (51)$$

Donde:

S Valor de salvamento [\$]

C : Valor de costo inicial [\\$]

n : Tiempo de vida útil 10 años

d : Porcentaje de depreciación

$$S = 3432,93(1 - 0.1)^{10}$$

$$S = 1196,98$$

Método de depreciación.- Tras determinar el valor a depreciar y la vida útil, se elige el método para distribuir ese valor.

1.1.1.105 Método de porcentaje fijo

Es un método rápido y confiable que consiste en dividir el valor inicial menos el valor de salvamento para la vida útil.

Para determinar la depreciación anual, se usa la siguiente ecuación:

$$D = \frac{C-S}{n} \quad (52)$$

Donde:

D : Depreciación anual [\\$]

C : Valor de costo inicial [\\$]

S : Valor de salvamento [\\$]

n : Tiempo de depreciación en 10 años

$$D = \frac{3432,93 - 1196,98}{10} = 223,594$$

Tabla 8- 4: Depreciación de la máquina

Años	Depreciación anual	Depreciación acumulada	Valor en libros
0	0	0	3432,93
1	223,59	223,59	3209,34
2	223,59	280,32	2985,75
3	223,59	420,48	2762,16
4	223,59	560,64	2538,57
5	223,59	700,8	2314,98
6	223,59	840,96	2091,39
7	223,59	981,12	1867,8
8	223,59	1121,28	1644,21
9	223,59	1261,44	1420,62
10	223,59	223,59	1197,03

Realizado por: Maricela Barcenés, Ligia Guallan, 2019.

El valor de salvamento en 10 años de vida útil es de \$ 1197,03(mil ciento noventa y siete dólares americanos con tres centavos) y su depreciación anual es de \$ 223,59 (doscientos veintitrés dólares americanos con cincuenta y nueve centavos)

Conclusiones

Se realizó el análisis y evaluación de los elementos que constituían la máquina de ensayos a fatiga y se determinó que el acople y la celda de carga estaban en óptimas condiciones de funcionamiento.

Con el método aplicado de ponderación se consideró factores esenciales como la disponibilidad, seguridad, costo, mantenimiento, confiabilidad, entre otros, con el afán de determinar que los sistemas cumplan con las funciones de calidad y a su vez sean sencillos y a bajo costo.

Se repotencio la máquina de ensayos para la experimentación de la resistencia a la fatiga de aceros dulces con probetas estandarizadas a temperatura ambiente.

Mediante la interfaz de adquisición de datos la máquina permite obtener resultados fáciles de comprender a través de la curva esfuerzo- vida también conocido como curva de Wöhler, para fines de diseño de elementos mecánicos.

Para limitar los valores de fuerza a aplicar en los ensayos de fatiga se parte como referencia la zona de deformación plástica del material para evitar ensayar en dicha zona.

Para el apropiado manejo de la máquina de ensayos, se realizó la guía de procedimiento de la práctica, en la cual se indica concretamente los pasos que se deben seguir.

El funcionamiento de los sistemas que está constituida la máquina de fatiga es satisfactorio, ya que los resultados obtenidos en los ensayos experimentales están dentro del rango de los datos teóricos expuestos por literaturas técnicas.

Para garantizar un funcionamiento óptimo de la máquina se elaboró un manual de operación y un plan de mantenimiento apropiado para la misma.

Recomendaciones

Para el uso correcto de la máquina primero se debe leer el manual de operación de la misma ya que el montaje de la probeta, la realización del ensayo al igual que la aplicación de carga requiere un especial cuidado.

Antes de realizar cada ensayo se recomienda efectuar un chequeo periódico de los dispositivos de la máquina de ensayos y el mantenimiento preventivo respectivo para prolongar la vida útil de la máquina.

Ejecutar los ensayos utilizando el equipo de protección personal adecuado para salvaguardar la integridad de los ensayistas debido a la naturaleza rotativa del sistema.

Profundizar el estudio de la fatiga ensayando probetas con varias modificaciones en el entalle, aplicación de cargas y velocidades variables en la probeta, efectuar ensayos en ambientes corrosivos y a diferentes temperaturas, además estudiarlas superficies de la fractura a través de técnicas de microscopía óptica o microscopía electrónica de barrido.

Para realizar ensayos a la fatiga es imprescindible realizar previamente un ensayo de tracción, para conocer la resistencia última a la tensión (Sut) del material a ensayar, además de ser posible realizar un análisis químico del mismo con la finalidad de verificar la composición dicha por el fabricante, también se recomienda realizar un análisis de dureza.

BIBLIOGRAFÍA

ABB. *Luces piloto* [en línea]. [Consulta: 09 octubre 2018]. Disponible en: https://http2.mlstatic.com/ojo-de-buey-luz-piloto-led-senalizador-alta-luminosidad-220v-D_NQ_NP_344611-MLA20591832287_022016-F.webp

AGUIRRE PAREDES, Alex Fernando. Estudio, diseño e implementación de un sistema automatizado para una máquina torsionadora de forja en frío. [En línea](tesis). (Ingeniería) Escuela Superior Politecnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador. 2016. p. 42. [Consulta: 2018-05-23]. Disponible en: <http://dspace.espech.edu.ec/bitstream/123456789/6035/1/108T0170.pdf>

AISC. *Specification for Structural Steel Buildings. Capítulo E: Diseño de miembros a compresión.*

Alvarado, Rodrigo. "Interruptores termo magnéticos para uso domiciliario". *Electroindustria* [en línea], 2011, (Chile). [Consulta: 18 septiembre 2018]. Disponible en: <http://www.emb.cl/electroindustria/articulo.mvc?xid=1741>.

ASTM E 606-80. *Standar recommended practice for Constant-Amplitude Low-Cycle Fatigue testing. ASTM standards.*

Balcells, Josep; & Romeral, José Luis. *Autónomas Programables.* Barcelona-España: 1997 p. 136.

BORJA BORJA, Cristian Darwin, & TAPIA CALLE, Andres Alejandro. Automatización de la máquina de ensayos de fatiga para el laboratorio de Mecánica de Materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE [En línea](tesis). (Ingeniería) Universidad de Las Fuerzas Armadas ESPE, Sangolquí, Ecuador. 2017. pp. 14-23. [Consulta: 2018-05-23]. Disponible en: <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/12649/1/T-ESPE-053673.pdf>

Budynas, Richard G.; & Nisbett, J. Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de shigley.* 8ª ed. México : McGraw-Hill/Interamericana, 2008 pp.265-288.

CÓRDOVA ALVARACÍN, Jhon Stalin, & LOAYZA HIDALGO, Herman Patricio. Diseño y construcción de un banco para realizar ensayos de fatiga por flexión para los diferentes aceros

[En línea](tesis).(Ingeniería) Universidad del Azuay, Cuenca, Ecuador. 2010. pp. 3-28. [consulta: 2018-04-27]. Disponible en: <http://dspace.uazuay.edu.ec/bitstream/datos/6299/1/08078.pdf>

Digital, ABC. Tecnología de los pulsadores e interruptores [en línea]. 2006. [Consulta: 09 Octubre 2018]. Disponible en: <http://www.abc.com.py/edicion-impresa/suplementos/escolar/tecnologia-de-los-pulsadores-e-interruptores-904222.html>.

Escacena Ventura, José Manuel. *La fatiga: Caracterización de las propiedades mecánicas del Aluminio 7075-T651* [en línea]. [consulta: 06 mayo 2018]. Disponible en: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4089/fichero/4.pdf>

Ferreira, Isaías. *Señales analógicas y digitales.* [en línea]. [Consulta: 18 Octubre 2018]. Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/26971687/Senales-analogicas-y-digitales>

GÓMEZ CÁNOVAS, Juan Antonio. Robótica móvil. Estudio y caracterización del robot móvil kjunior desarrollo de aplicación de robot laberinto [En línea] (tesis). (Ingeniería) Universidad Politécnica de cartagena, Cartagena, Colombia. 2011. pp. 33-35. [Consulta: 2018-05-29]. Disponible en: <http://repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/2003/pfc4048.pdf?sequence=1>

Inventable. Introduccion a los Réles. [en línea] [Consulta: 08 Octubre 2018]. Disponible en: <https://www.inventable.eu/introduccion-a-los-reles/>.

IzqElec, Profinet, PtP, herramientas online y de diagnóstico y cálculo de corriente necesaria, PLC siemens, s7 1200. [en línea]. [Consulta: 18 Octubre 2018]. Disponible en: <http://electricasizquierdo.blogspot.com/2015/01/profinet-ptp-herramientas-online-y-de.html>

LEÓN AGUIRRE, Adrian Oswaldo & TAPIA VACA, Jorge Vicente. Sincronismo y supervisión de posición y velocidad de un motor trifásico asíncrono con un sistema de encoders maestro- esclavo para aplicaciones de control de ejes [En línea] (tesis). (Ingeniería) Escuela Politécnica del Ejército sede –Latacunga, Latacunga, Ecuador. 2009. pp.26-59. [Consulta: 2018-06-23]. Disponible en: <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/4237/1/T-ESPEL-0643.pdf>

MARTÍNEZ, Hilariona. Modulo didactico para prácticas de laboratorio con controladores lógicos programables [En Línea] (tesis). (Ingeniería) Universidad Autónoma De Nuevo León, San Nicolás de los Garza, Nuevo Leon. 2015. pp. 41-42. [Consulta: 2018-06-22]. Disponible en: <http://eprints.uanl.mx/9535/1/1080214939.pdf>

MEDINA V., Oswaldo J, & OROPEZA M., Ronnie L. Diseño, construcción y puesta en funcionamiento de una maquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa [En línea](tesis). (Ingeniería) Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.2005. pp. 19-21. [Consulta: 2018-07-22]. Disponible en: <http://saber.ucv.ve/bitstream/123456789/7032/1/TesisPDF.pdf>

Schneider Electric. *Seta Parada Emergencia Disparo Giratoria.* [en línea]. [Consulta: 18 Octubre 2018]. Disponible en: <https://es.rs-online.com/web/p/botones-pulsadores-de-parada-de-emergencia/4258449/>

PAGUAY ALVARADO, Reina Isabel. Análisis del Comportamiento a Fatiga en Flexión Rotativa de un Acero AISI SAE 1018 en Ambientes Corrosivos. [En línea](tesis). (Ingeniería) Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador. 2011. p. 96. [Consulta: 20 Agosto 2018]. Disponible en: <https://www.dspace.espol.edu.ec/retrieve/90448/D-79498.pdf>

Pérez, A. "Relés electromagnéticos y electrónicos. Parte I: relés y contactores". *Vivat Academia [en línea], 2003,* (España), p 7. [Consulta: 20 Agosto 2018]. Disponible en: <http://webs.ucm.es/info/vivataca/anteriores/n50/Num50/PDFs/n50-1.pdf>

PLC. *Automación Micromecánica* [en línea]. 2016. [Consulta: 18 Octubre 2018]. Disponible en: <http://www.microautomacion.com/capacitacion/Manual061ControladorLgicoProgramablePLC.pdf>.

POLANCO PACHECO, Christian Andrés. Ensayo de Fatiga en Flexión Rotativa del Acero AISI-SAE 1018 por el Método Esfuerzo-Vida [En línea] (tesis). (Ingeniería) Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador. 2011. p. 37 [Consulta: 2018-07-23]. Disponible en: <https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/19051/2/tesis%20final.pdf>

Robles. El Réle [en línea]. [Consulta: 01 Octubre 2018]. Disponible en: <http://roble.pntic.mec.es/jlop0164/archivos/rele.pdf>.

Rocatek. ladder descripción [en línea]. [Consulta: 03 Octubre 2018]. Disponible en: http://www.rocatek.com/images/forum/ladder_descripcion.jpg

SIMBAÑA CASTAÑEDA, Carlos Eduardo. Estudio de fatiga en ciclos altos en el acero AISI 1045 para determinar la ocurrencia de falla cumpliendo normas ASTM E-606 [En línea] (tesis). (Ingeniería) Universidad Técnica De Ambato, Ambato, Ecuador. pp.34-39. [Consulta: 2018-08-01]. Disponible en:

<http://repo.uta.edu.ec/bitstream/123456789/3742/1/Tesis%20I.%20M.%20165%20-%20Simba%C3%B1a%20Casta%C3%B1eda%20Carlos%20Eduardo.pdf>

SIZA SIMBAÑA, Roberto Marcelo, & CHANGO MORETA, David Misael. Diseño y construcción de una maquina para realizar ensayo de fatiga por flexion rotativa utilizando PC [En linea] (tesis).(Ingenieria) Escuela Politécnica Del Ejército Extensión Latacunga, Latacunga, Ecuador. 2012. pp.24-42. [Consulta: 2018-07-15]. Disponible en: <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/5122/1/T-ESPEL-0899.pdf>

SUARÉZ VITERI, Milton Polivio. Máquina de fatiga flexo rotativa para ensayos de resistencia de materiales para el taller de mecánica de la FICA [En linea] (tesis). (Ingenieria) Universidad Tecnica del Norte, Ibarra, Ecuador. 2017. p. 21. [Consulta: 2018-07-26]. Disponible en : <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/7153/1/04%20MEC%20170%20TRABAJO%20DE%20GRADO.pdf>

