



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA

CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

Proyecto de Investigación previo
a la obtención del título de
Ingeniero Mecánico.

Título del Proyecto de Investigación:

**Diseño de una máquina para realizar ensayos de fatiga de flexión rotativa para la
Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería**

AUTOR:

DAVID RAFAEL TAPIA GUALPA

DIRECTOR DE PROYECTO:

ING. JORGE GUADALUPE ALMEIDA

QUEVEDO – LOS RÍOS - ECUADOR.

2017

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Yo, **David Rafael Tapia Gualpa**, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Técnica Estatal de Quevedo, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

David Rafael Tapia Gualpa

C.I. 0503814568

CERTIFICACIÓN

El suscrito, Ing. Jorge Guadalupe Almeida; Docente de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, certifica que el egresado Sr. David Rafael Tapia Gualpa realizó el proyecto de investigación de grado titulado: **“DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYOS DE FATIGA DE FLEXIÓN ROTATIVA PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA”**, previo a la obtención del título de Ingeniero en Mecánica; bajo mi dirección, habiendo cumplido con las disposiciones reglamentarias establecidas para el efecto.

Ing. Jorge Guadalupe Almeida
Director de Proyecto

CERTIFICACIÓN DEL REPORTE DE LA HERRAMIENTA DE PREVENCIÓN DE COINCIDENCIA Y/O PLAGIO

Ing. Jorge Patricio Murillo Oviedo

DECANO DE LA FACULTAD CIENCIAS DE LA INGENIERÍA DE LA UTEQ

En su despacho.

De mi consideración.-

Por medio de la presente me permito certificar, que el Sr. David Rafael Tapia Gualpa, egresado de la carrera de Ingeniería Mecánica presencial del paralelo A, que fue revisado bajo mi dirección según resolución de consejo directivo de la Facultad Ciencias de la Ingeniería de sesión extraordinaria toda vez que ha desarrollado de acuerdo al reglamento general de graduación de pregrado de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo y cumple con el requerimiento de análisis de URKUND el cual avala los niveles de originalidad en un 95% y similitud 5% de trabajo investigativo.

URKUND	
Documento	PROYECTO - DAVID TAPIA URKUND.pdf (D24427768)
Presentado	2016-12-16 12:56 (-05:00)
Presentado por	jguadalupe@uteq.edu.ec
Recibido	jguadalupe.uteq@analysis.orkund.com
Mensaje	Tesis David Tapia Mostrar el mensaje completo
	5% de esta aprox. 27 páginas de documentos largos se componen de texto presente en 4 fuentes.

Válido este documento para que el Comité Académico de la Carrera siga con los trámites pertinentes de acuerdo a lo que establece el reglamento de grados y títulos de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo.

Por la atención prestada mis sinceros agradecimientos.

Ing. Mecánico Jorge Luis Guadalupe Almeida
Magíster en Ciencias de la Ingeniería Mecánica
DIRECTOR DE PROYECTO



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

Yo, **Rogelio Manuel Navarrete Gómez** con CC N° **091048152-2**, Docente de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, certifico que he revisado el proyecto de investigación del egresado **TAPIA GUALPA DAVID RAFAEL**, N° de cédula **050381456-8**, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, titulado **“DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYOS DE FATIGA DE FLEXIÓN ROTATIVA PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA”**, habiendo cumplido con la redacción y corrección ortográfica.

Ing. Rogelio Manuel Navarrete Gómez
DOCENTE FCI.



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

Título:

“DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYOS DE FATIGA DE FLEXIÓN ROTATIVA PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA”

Presentado a la Comisión Académica como requisito previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Aprobado por:

Ing. Gabriel Pico Saltos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL DE TESIS

Ing. Rodolfo Najarro Quintero
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Luis Espinosa Delgado
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

QUEVEDO - LOS RÍOS - ECUADOR

2017

AGRADECIMIENTO

En este proyecto investigativo especialmente agradezco a mis padres por ser mi pilar fundamental, que con sus consejos me encaminaron a alcanzar el éxito como profesional y ser orgullo de ellos y de la familia.

Agradecimiento al Ing. Jorge Guadalupe. Por brindarme sus conocimientos, amistad y acudir a su experiencia como mi tutor en el trayecto a desarrollar el proyecto investigativo.

De igual forma quiero agradecer a mi amigo y compañero de trabajo el Ing. Willy Jama, como mi jefe me supo brindar su apoyo en todo momento y su ayuda profesional durante este proceso.

La más sincera gratitud a la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, en especial a la Carrera de Ingeniería Mecánica y sus docentes por brindarnos el conocimiento y la preparación necesaria para obtener una profesión y ser personas que construyan una sociedad mejor.

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado a mis padres, Freddy Tapia y Leiviz Gualpa, que son mi modelo de amor a seguir y que siempre me guiaron con sus consejos, paciencia y aliento para lograr el éxito personal.

A mis hermanas Karen y Mishell, que este trabajo sea un modelo a seguir y ellas también luchan por lograr el éxito en sus vidas profesionales.

A mi novia Elizabeth Vera, por su apoyo incondicional que me brinda día a día para alcanzar mis metas propuestas.

RESUMEN EJECUTIVO

El proyecto investigativo radica en el diseño de una máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa para la carrera de ingeniería mecánica de la facultad de ciencias de la ingeniería, como una propuesta innovadora para combinar la teoría y la práctica, actualmente la carrera de ingeniería mecánica no cuenta con equipos de esta índole que permita al estudiante comprobar con la experimentación lo aprendido en las aulas de clase.

El ser un problema que afecta directamente en desarrollo académico de los estudiantes por no contar con equipos adecuados para prácticas, nace la necesidad de presentar una propuesta mediante el diseño de una máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa, que puede ser implementada en un laboratorio de ensayos destructivos de la carrera de ingeniería mecánica.

Para lograr desarrollar un diseño de calidad se realiza cálculos de cada uno de los elementos claves que forman parte de la máquina de ensayo de fatiga como columnas de soporte, sistema de transmisión, pesas y sistema de control.

Finalmente se realiza lineamientos de operación y mantenimiento básico que se pueden implementar una vez sea materializado el diseño.

ABSTRACT

The research project lies in the design of a rotary flex fatigue testing machine for the mechanical engineering career of the faculty of engineering sciences as an innovative proposal to combine theory and practice, currently the mechanical engineering career does not count on equipment of this type that allows the student to verify with the experimentation the learned thing in the classrooms of class.

It has a direct effect in the academic development of students due to the lack of adequate equipment for practices, the need arises to present a proposal by designing a rotary flex fatigue test machine, which can be implemented in a laboratory of destructive tests of mechanical engineering.

In order to develop a quality design, we perform calculations for were prformanced each of the key elements that are part of the fatigue testing machine such as support columns, transmission system, weights and control system.

Finally, basic operation and maintenance guidelines are implemented. Those guidelines could be implemented once the design is materialized.

TABLA DE CONTENIDO

PORTADA.....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS.....	II
CERTIFICACIÓN.....	III
CERTIFICADO DEL REPORTE DE LA HERRAMIENTA URKUND.....	IV
CERTIFICADO DE REDACCION.....	V
CERTIFICADO DE MIEMBROS DEL TRIBUNAL.....	VI
AGRADECIMIENTOS.....	VII
DEDICATORIA.....	VIII
RESUMEN EJECUTIVO.....	IX
ABSTRACT.....	X
TABLA DE CONTENIDO.....	XI
INDICE DE TABLAS.....	XVI
INDICE DE FIGURAS.....	XVII
NOMENCLATURA.....	XX
CÓDIGO DUBLÍN.....	XXII
CÁPITULO I. CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	1
1.1. Introducción.....	2
1.2. Problemas de investigación.....	3
1.2.1. Planteamiento del problema.....	3
1.2.2. Diagnóstico.....	4
1.3. Pronóstico.....	4
1.3.1. Formulación del problema.....	4
1.3.2. Sistematización del problema.....	5
1.4. Objetivos.....	6
1.4.1. Objetivo General.....	6
1.4.2. Objetivos Específicos.....	6
1.5. Justificación.....	7

CAPÍTULO II. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN.....	8
2.1. Ensayo de Materiales.....	9
2.1.1. Ensayos no destructivos.....	9
2.1.2. Ensayo destructivo.....	10
2.2. Fatiga de materiales.....	10
2.3. Máquina para ensayo de fatiga.....	11
2.4. Máquina por flexión rotativa.....	12
2.4.1. Máquinas de viga rotativa en voladizo.....	13
2.4.2. Máquinas de viga rotativa con soportes.....	14
2.5. Partes de una máquina de ensayo de flexión rotativa.....	15
2.6. Probetas de ensayo de fatiga.....	18
2.7. Procesos de falla por fatiga.....	19
2.8. Resistencia a la fatiga y regímenes de fatiga.....	20
2.8.1. Diagramas S-N.....	20
2.8.2. Límite de resistencia a la fatiga.....	21
2.8.3. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....	23
2.8.4. Factor de superficie (K_a).....	24
2.8.5. Factor de tamaño (K_b).....	25
2.8.6. Factor de confiabilidad (K_c).....	25
2.8.7. Factor de temperatura (K_d).....	26
2.8.8. Factor por defectos varios (K_e).....	26
2.9. Factor de concentración de tensiones (K_f).....	27
2.10. Diseño mecánico.....	28
2.11. Métodos de evaluación de soluciones.....	29
2.12. Método ordinal corregido de criterios ponderados.....	30
CAPÍTULO III. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN.....	32
3.1. Localización.....	33
3.1.1. Reseña UTEQ.....	33
3.2. Tipo de investigación.....	34
3.2.1. Investigación de campo.....	34

3.2.2. Investigación exploratoria.....	34
3.2.3. Investigación descriptiva.....	34
3.3. Métodos de investigación.....	34
3.3.1. Método analítico.....	34
3.3.2. Método inductivo.....	35
3.3.3. Método deductivo.....	35
3.4. Fuentes de recopilación de información.....	35
3.5. Diseño de la investigación.....	35
3.5.1. Diseño experimental.....	35
3.6. Recursos y materiales.....	36
3.6.1. Recursos humanos.....	36
3.6.2. Materiales.....	36
CAPÍTULO IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	37
4.1. Planteamiento de alternativas.....	38
4.1.1. Alternativa 1. Sistema brazo balanza.....	38
4.1.2. Alternativa 2. Sistema sujeción con soportes.....	40
4.1.3. Alternativa 3. Sistema en voladizo.....	41
4.2. Selección de la alternativa.....	42
4.2.1. Método ordinal corregido de criterios.....	42
4.2.2. Conclusión.....	45
4.3. Diseño de la alternativa seleccionada.....	46
4.4. Diseño de los elementos mecánicos y su selección para la máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa.....	46
4.4.1. Cálculo y dimensionamiento de ejes de transmisión.....	46
4.4.2. Cálculo de ejes para carga estática.....	47
4.4.3. Cálculo de ejes para cargas dinámicas.....	56
4.4.4. Cálculo de soportes (chumaceras) con rodamientos.....	62
4.4.5. Cálculo de potencia del motor.....	66
4.4.6. Cálculo de chaveta para para transmisión de potencia.....	68
4.4.7. Cálculo y selección de acople flexible.....	74

4.4.8. Diseño de barra de carga.....	76
4.4.9. Diseño de placas	80
4.4.10. Diseño de la placa de fuerza	81
4.4.11. Selección de resortes.....	93
4.4.12. Diseño de la placa principal	94
4.5. Diseño de la estructura metálica	105
4.5.1. Vigas.....	105
4.5.2. Diseño de marcos rígidos	107
4.5.3. Diseño por estabilidad.....	117
4.5.4. Diseño por resistencia a flexión.....	122
4.6. Diseño del sistema de control.....	130
4.6.1. Descripción del sistema de control.....	130
4.7. Presentación de la máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa.....	133
4.8. Discusión.....	134
4.8.1. Análisis estático mediante software.....	134
4.9. Análisis de costos.....	137
4.9.1. Costo de materiales mecánicos, eléctricos y control.....	137
4.9.2. Costo de mano de obra	138
4.9.3. Costos totales.....	139
4.9.4. Comparación de costos de la máquina de ensayo de fatiga diseñada versus máquina de ensayo de fatiga comercial.....	139
4.9.5. Mejora tecnológica.....	140
4.10. Lineamiento de operación y mantenimiento básico para la máquina para ensayo de fatiga de flexión rotativa	142
CAPÍTULO V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	143
5.1. Conclusiones.....	144
5.2. Recomendaciones.....	145
CAPÍTULO VI. BIBLIOGRAFÍA.....	146
6.1. Bibliografía.....	147

CAPÍTULO VII. ANEXOS.....	149
7.1. Anexos 1. Factores para el cálculo de acoples flexibles.....	150
7.2. Anexo 2. Datos Técnicos de acero 705.....	151
7.3. Anexos 3. Norma ASTM E606.....	152
7.4. Anexos 4. Dimensiones de perfil estructural (60x30x3).....	153
7.5. Anexos 5. Cotización de máquina para ensayo de fatiga.....	154
7.6. Anexos 6. Manuel de operación y mantenimiento básico.....	156
7.7. Anexos 7. Planos.....	147

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 2.

Tabla 2.1. Parámetros en condición superficial de Marín.....	24
Tabla 2.2. Factor de confiabilidad K_e	25

CAPÍTULO 4.

Tabla 4.1. Evaluación del peso específico de cada uno de los criterios.....	43
Tabla 4.2. Evaluación del criterio específico: Diseño.....	44
Tabla 4.3. Evaluación del criterio específico: Simulación.....	44
Tabla 4.4. Evaluación del criterio específico: Costo.....	44
Tabla 4.5. Evaluación del criterio específico: Operación.....	45
Tabla 4.6. Evaluación del criterio específico: Mantenimiento.....	45
Tabla 4.7. Tabla de conclusiones.....	45
Tabla 4.8. Propiedades mecánicas del acero ASSAB 705.....	47
Tabla 4.9. Horas de servicio de acuerdo al tipo de máquinas.....	62
Tabla 4.10. Características de rodamiento tipo Y.....	65
Tabla 4.11. Coeficientes de fricción en rodamiento.....	66
Tabla 4.12. Dimensiones de chavetas rectangulares.....	71
Tabla 4.13. Propiedades mecánicas del acero AISI 1018.....	72
Tabla 4.14. Propiedades mecánicas del acero ASTM A-36.....	77
Tabla 4.15. Características de resorte a compresión DIN ISO 10243.....	93
Tabla 4.16. Procedimiento para diseño de marcos rígidos.....	107
Tabla 4.17. Pesos de los elementos de la máquina.....	109
Tabla 4.18. Datos técnicos del perfil estructural tipo C.....	119
Tabla 4.19. Análisis estático ejes transmisión de potencia.....	134
Tabla 4.20. Análisis estático a estructura metálica.....	135
Tabla 4.21. Análisis estático placa de fuerza.....	136
Tabla 4.22. Análisis estático a placa de soporte principal.....	136
Tabla 4.23. Lista de materiales metálicos.....	137
Tabla 4.24. Lista de materiales eléctricos y de control.....	137
Tabla 4.25. Lista mano de obra.....	138
Tabla 4.26. Costos totales.....	139

Tabla 4.27. Comparación de costos.....	139
Tabla 4.28. Mejoras tecnológica	140

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 2.

Figura 2.1. Fisura a causa de un ensayo de fatiga.....	11
Figura 2.2. Máquina de viga rotativa de R.R Moore.....	13
Figura 2.3. Probeta en estado de tensión y compresión por flexión rotativa.....	14
Figura 2.4. Máquina de fatiga de R.R. Moore.....	15
Figura 2.5. Partes de una máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa con soporte.....	16
Figura 2.6. Especímenes con un radio constante entre los extremos.....	19
Figura 2.7. Diagrama S-N.....	21
Figura 2.8. Grafica de límites de resistencia a la fatiga contra resistencias la tensión de resultado de ensayos reales de un número de hierros forjados y aceros aleados.....	22
Figura 2.9. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado.....	28
Figura 2.10. Fases del diseño mecánico.....	29

CAPÍTULO 3.

Figura 3.1. Ubicación de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo.....	33
---	----

CAPÍTULO 4.

Figura 4.1. Equipo de flexión rotativa de sistema brazo-balanza.....	38
Figura 4.2. Equipo flexión rotativa de sujeción con soportes.....	40
Figura 4.3. Equipo flexión rotativa en voladizo.....	41
Figura 4.4. Esquema de la máquina de ensayo de fatiga a diseñar.....	46
Figura 4.5. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de una viga simétrica.....	47
Figura 4.6. Diagrama del cuerpo libre de ejes motriz y conducido.....	49
Figura 4.7. Esfuerzo cortante en VAB.....	51
Figura 4.8. Esfuerzo cortante en VBC.....	51

Figura 4.9. Esfuerzo cortante en VCD.....	52
Figura 4.10. Diagrama de fuerzas cortantes del sistema.....	53
Figura 4.11. Diagrama de momento flector del sistema.....	54
Figura 4.12. Fuerzas aplicadas sobre la cuña.....	69
Figura 4.13. Dimensiones de una chaveta.....	69
Figura 4.14. Distribución de fuerzas en la superficie del eje.....	71
Figura 4.15. Diagrama de cuerpo libre de barra de carga.....	79
Figura 4.16. Diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza.....	82
Figura 4.17. Sección transversal de la placa de fuerza.....	83
Figura 4.18. Placa de fuerza.....	86
Figura 4.19. Diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza.....	88
Figura 4.20. Diagrama de fuerzas cortantes en placa de fuerza.....	89
Figura 4.21. Diagrama de momento flector en placa de fuerza.....	91
Figura 4.22. Resorte DIN ISO 10243.....	93
Figura 4.23. Forma de la Placa de soporte principal.....	94
Figura 4.24. Diagrama de cuerpo libre de placa soporte principal.....	95
Figura 4.25. Dimensiones de la placa de soporte principal.....	96
Figura 4.26. Distribución de cargas en placa soporte principal.....	99
Figura 4.27. Diagrama de cuerpo libre en tramo AB.....	100
Figura 4.28. Diagrama de cuerpo libre en tramo BC.....	101
Figura 4.29. Diagrama de esfuerzo cortante y momentos flectores en placa principal.....	103
Figura 4.30. Dimensionamiento de la estructura soporte.....	106
Figura 4.31. Esquema de marco rígido.....	108
Figura 4.32. Diagrama de cuerpo libre del marco rígido.....	111
Figura 4.33. Diagrama cuerpo libre en tramo AB.....	113
Figura 4.34. Diagrama cuerpo libre en tramo BC.....	114
Figura 4.35. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del marco rígido.....	117
Figura 4.36. Dirección de ubicación del perfil en la viga transversal.....	122
Figura 4.37. Diagrama de cuerpo libre de la viga longitudinal.....	124
Figura 4.38. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en viga longitudinal.....	128
Figura 4.39. Dirección de ubicación de la viga longitudinal.....	129
Figura 4.40. Esquema de circuito de fuerza.....	131

Figura 4.41. Esquema de circuito de control.....	132
Figura 4.42. Máquina de ensayo de fatiga	133
Figura 4.43. Desplazamiento de eje transmisión de potencia	134
Figura 4.44. Deformación de estructura metálica	135
Figura 4.45. Desplazamiento de placa de fuerza	136
Figura 4.46. Desplazamiento placa soporte principal.....	136
Figura 4.47. Dimensión de la probeta para ensayo de fatiga.....	140
Figura 4.48. Máquina de ensayo de fatiga estándar	140
Figura 4.49. Diseño de máquina de fatiga de flexión rotativa ajustable.....	141

Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidad
A	Área de la barra de carga	[mm ²]
b	Ancho de la placa	[mm ²]
C	Capacidad de carga dinámica	[N]
d	Diámetro del agujero interno del rodamiento	[mm]
e	Espesor de la placa	[mm]
FS	Factor de seguridad	
F	Carga máxima	[kg]
H	Potencia del motor	[HP]
h	Altura de la chaveta	[mm]
I	Momento de inercia de la sección	[mm ⁴]
K_a	Factor de superficie	
K_b	Factor de tamaño.	
K_c	Factor de confiabilidad.	
K_d	Factor de temperatura.	
K_e	Factor por defectos varios.	
K_f	Factor de concentración de tensiones.	
K₁	Irregularidades en par torsor, debidas a diferentes máquinas motrices y receptoras.	
K₂	Frecuencias de arranque.	
K₃	Número de horas de funcionamiento al día	
L_{AB}	Longitud entre A-B	[mm]
L_c	Longitud de la chaveta	[mm]
L_{10h}	Horas nominales de servicio	[hrs.]
L	Longitud de la placa. [mm]	[mm]
M_{AB}	Momento flector	[kg.mm]
M_a	Momento alternante. [kg.mm]	[kg.mm]
m	Masa del componente [kg]	[kg]
n	Velocidad de giro	[RPM]
Pd	Carga radial de diseño	[N]
Q	Carga máxima del sistema	[kg]

RA	Reacción Del Rodamiento A	[kg]
RB	Reacción Del Rodamiento B	[kg]
RC	Reacción Del Rodamiento C	[kg]
RD	Reacción Del Rodamiento D	[kg]
S_e	Factores que modificadores de la resistencia a la fatiga	
S_e'	Límite de resistencia	[MPa]
S_y	Resistencia al corte	[kg/mm ²]
T	Momento de torsión	[kg.mm]
V_{AB}	Esfuerzo cortante tramo AB	[kg]
V	Volumen del componente	[mm ³]
w	Ancho de la chaveta	[mm]
ρ	Densidad del acero	[kg/mm ³]
$\overline{\sum M_A}$	Sumatoria de momentos en el punto	
$\sum F_y$	Sumatoria de fuerzas en el eje Y	
σ	Esfuerzo de compresión admisible	[N/mm ²]
σ_y	Esfuerzo en eje y	[kg/mm ²]
τ	Esfuerzo cortante admisible	[kg/mm ²]
μ	Coefficiente de rozamiento del rodamiento.	

CÓDIGO DUBLÍN

Título:	Diseño de una máquina para realizar ensayo de fatiga de flexión rotativa para la carrera de ingeniería mecánica de la facultad de ciencias de la ingeniería.
Autor:	Tapia Gualpa David Rafael
Palabras Claves:	Fatiga, Carga, Fuerza, Momento, Factor Seguridad, Guía Operación Diseño, Costo.
Fecha de Publicación:	
Editorial:	Quevedo, UTEQ, 2017.
Resumen:	<p>El proyecto investigativo radica en el diseño de una máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa para la carrera de ingeniería mecánica de la facultad de ciencias de la ingeniería, como una propuesta innovadora para combinar la teoría y la práctica. Actualmente la carrera de ingeniería mecánica no cuenta con equipos de esta índole que permita al estudiante comprobar con la experimentación lo aprendido en las aulas de clase.</p> <p>El ser un problema que afecta directamente en desarrollo académico de los estudiantes por no contar con equipos adecuados para prácticas, nace la necesidad de presentar una propuesta mediante el diseño de una máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa, que puede ser implementada en un laboratorio de ensayos destructivos de la carrera de ingeniería mecánica.</p> <p>Para lograr desarrollar un diseño de calidad se realiza cálculos de cada uno de los elementos claves que forman parte de la máquina de ensayo de fatiga como columnas de soporte, sistema de transmisión, pesas y sistema de control. Finalmente se realiza lineamientos de operación y mantenimiento básico que se pueden implementar una vez sea materializado el diseño.</p> <p>Abstract. - The research project lies in the design of a rotary flex fatigue testing machine for the mechanical engineering career of the faculty of engineering sciences as an innovative proposal to combine theory and practice, currently the mechanical engineering career Does</p>

	<p>not count on equipment of this type that allows the student to verify with the experimentation the learned thing in the classrooms of class.</p> <p>It has a direct effect in the academic development of students due to the lack of adequate equipment for practices, the need arises to present a proposal by designing a rotary flex fatigue test machine, which can be implemented in a laboratory of destructive tests of mechanical engineering.</p> <p>In order to develop a quality design, we perform calculations for were prformanced each of the key elements that are part of the fatigue testing machine such as support columns, transmission system, weights and control system.</p> <p>Finally, basic operation and maintenance guidelines are implemented. Those guidelines could be implemented once the design is materialized.</p>
<p>Descripción:</p> <p>URL:</p>	<p>170 hojas: dimensiones, 29 x 21 cm</p> <p><<En blanco hasta cuando se dispongan los repositorios>></p>

CAPÍTULO I
CONCEPTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Introducción

Desde el inicio de la revolución industrial en el inicio del siglo XIX, con la finalidad de aumentar el desarrollo y la economía de los países en crecimiento, se inicia la investigación de nuevas tecnologías.

Actualmente las industrias que necesitan resolver una necesidad o problema mediante la implementación de una máquina o estructura de cuya planificación, diseño y construcción se ocupa el ingeniero como su actividad práctica.

Los elementos mecánicos que forman parte de las máquinas o estructuras a construir deben tener entre características suficientes para responder a las exigencias de funcionamiento y que garanticen la seguridad durante la operación.

Es posible identificar fallas por cargas estáticas en los elementos debido a que se producen deformaciones que superan el límite elástico del material, de esta forma se planifica el cambio del elemento antes de que produzca daños por ruptura. Mientras que las fallas por cargas dinámicas no dan una alerta de cuando sucedería la falla del elemento mecánico, estas son repentinas y en muchos casos son fatales. Por ello las industrias buscan máquinas con un diseño que ayude a evitar fallos por fatiga.

La investigación se enfoca en el diseño de una máquina para ensayos de fatiga de flexión rotativa que permita entender el comportamiento de un elemento mecánico cuando está en servicio y demostrar el fenómeno de fatiga y en futuro obtener resultados reales mediante su construcción.

1.2. Problema de investigación.

1.2.1. Planteamiento del problema.

La Ingeniería Mecánica es una profesión que involucra varios campos de estudio técnico que permiten al profesional el desenvolvimiento en distintas áreas del sector industrial. Por lo tanto, la preparación de un estudiante de ingeniería mecánica conlleva de forma conjunta la aplicación de la teoría y la práctica mediante la utilización de equipos o el diseño y construcción de sus propios prototipos para entender de forma clara y precisa cómo funcionan los diversos mecanismos en la realidad.

Esta libertad ayuda a poner en práctica los conocimientos adquiridos a lo largo de toda una vida estudiantil y contribuyen con el equipamiento de laboratorios de la carrera.

El proyecto tiene como finalidad diseñar una máquina para realizar ensayos de fatiga de flexión rotativa para probetas de materiales ferrosos y no ferrosos, que permita determinar curvas de Wholer S-N.

La fatiga en los materiales es un fenómeno mediante el cual la rotura se da bajo cargas cíclicas que producen mayor daño que las cargas estáticas; así puede obtener las curvas S-N de un material que definen los valores de tensiones alternantes versus el número de ciclos requeridos para causar el fallo a una determinada carga de tensión.

Es preciso indicar que los ensayos de fatiga solo se han estudiado de forma teórica; la investigación plantea una propuesta que permita a la UTEQ se interese en materializar el diseño planteado. El beneficio inmediato sería la creación de un laboratorio para ensayo destructivos donde se prueben a futuro nuevos materiales y además ayuden al estudiante de la carrera brindar un mejor entendimiento del comportamiento de un material que son utilizados hoy en día en la industria del sector.

1.2.2. Diagnóstico.

La industria local y sus alrededores está constituida en su mayoría por elementos y sistemas mecánicos que por condiciones de trabajo están sometidas a cargas de tracción, flexión plana, flexión rotativa o torsión. El ingeniero mecánico de la UTEQ debe comprender el comportamiento de los materiales que están sometidos a dichas cargas para que de esta manera tome acciones que eviten fallas prematuras en los componentes mecánicos que están sometidos a cargas que afectan su estructura interna que pueden influir directamente en paradas de líneas de producción y/o procesos, que afectan directamente en la productividad de una industria.

1.3. Pronóstico.

Los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica de la UTEQ actualmente no cuentan con equipos para realizar ensayos de fatiga siendo un déficit al no poder combinar la teoría con la práctica. Al ser construida en un futuro la máquina de ensayos de fatiga de flexión rotativa puede ser usada para la preparación de los estudiante de ingeniería mecánica con los conocimientos necesarios para que realice ensayos de fatiga y entender el comportamiento de los metales, estas actividades contribuyen a que el estudiante tenga un mejor criterio al momento de resolver problemas del tipo mecánico en su vida profesional.

1.3.1. Formulación del problema.

¿Por qué es importante el diseño de una máquina de ensayos de fatiga de flexión rotativa para la carrera de ingeniería mecánica de la UTEQ?

1.3.2. Sistematización del problema.

- ¿Qué efecto tiene la calidad de aprendizaje en los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica con la implementación de una máquina de ensayos de fatiga en la carrera de ingeniería mecánica de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo?
- ¿Qué niveles de comprensión y conocimiento se espera obtener en los estudiantes y docentes con la propuesta de diseño de una máquina de ensayos de fatiga de flexión rotativa para la carrera de ingeniería mecánica?

1.4. Objetivos.

1.4.1. Objetivo general.

Diseñar una máquina para realizar ensayos de fatiga de flexión rotativa.

1.4.2. Objetivos específicos.

- Recolectar información para el diseño de una máquina de ensayo de fatiga.
- Seleccionar la alternativa más apropiada mediante criterios de diseño, ergonomía, costo, operación y mantenimiento.
- Dimensionar la máquina con el cálculo de los componentes principales y plasmar sus dimensiones en software CAD.
- Hacer una estimación de costos de los elementos de la máquina.
- Realizar manual de operación y mantenimiento básico para la máquina de ensayos de fatiga.
- Establecer límites de funcionamiento de la máquina de ensayo de fatiga.

1.5. Justificación.

Los elementos de máquinas construidos con materiales ferrosos, no ferrosos y aleaciones están expuestos a diversos tipos de fallas producidas en su mayoría por desgaste, corrosión y fatiga (elementos sometidos a cargas cíclicas), deteriorando elementos que transmiten potencia como ejes, tornillos de potencia entre otros.

Para alargar la vida útil de los elementos de máquinas sometidos a fatiga se debe recopilar información experimental del límite de resistencia de las mismas, cuyo valor se ve corregido por factores que toman en cuenta las condiciones reales a las cuales va a estar sometida la pieza mecánica.

El proyecto de investigación se enfoca en el diseño de una máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa; las probetas a usar posteriormente pueden ser ferrosas o no ferrosas. Para el diseño de la máquina para ensayos de fatiga se considera la norma ASTM E466, norma que especifica las dimensiones de la probeta, por ello el diseño y dimensionamiento de la máquina de ensayo de fatiga debe ajustarse en cumplir con lo establecido por la norma que lo rige. Los límites de resistencia de la probeta se pueden obtener en la máquina diseñada permiten comprender el comportamiento de los distintos componentes mecánicos utilizados en la industria.

La investigación propone el diseño con todos sus cálculos de la máquina para la realización de ensayos de fatiga, con la finalidad de que en un futuro pueda ser construida y que los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica puedan realizar prácticas y aprender de una forma práctica el comportamiento de los elementos utilizados en la industria.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN

El diseño de una máquina para el ensayo de fatiga de flexión rotativa, busca ser una alternativa a futuro para la carrera de ingeniería mecánica de la facultad de ciencia de la ingeniera, que al ser construida puede ser utilizada por los estudiantes de la carrera.

El marco teórico que se fundamenta en el presente trabajo investigativo brinda al lector un idea más clara acerca del tema. Se expone los conceptos básicos más esenciales que permita al lector entender el contenido expuesto en el tema investigativo.

2.1. Ensayo de materiales.

Los ensayos de materiales se emplean para aplicaciones de prueba y mejora de materiales como metales y polímeros; esto permite determinar y evaluar los defectos que pueden surgir en la industria.

Normalmente las pruebas son realizadas para verificar las propiedades de los materiales, tales como resistencia a la tracción, compresión, flexión y fatiga; características de envejecimiento, composición química, térmica, inflamabilidad, análisis micro-estructural, pruebas de seguridad y pruebas de impacto ambiental. [1]

Los ensayos de materiales se clasifican en dos:

- Ensayos no destructivos.
- Ensayos destructivos.

2.1.1. Ensayos no destructivos

Los Ensayos No Destructivos son herramientas de control de calidad o proceso que permite diagnosticar preventivamente las condiciones de un equipamiento, deterioro de un

componente o su mal funcionamiento, análisis de piezas recién fabricadas o reparadas. Entre los más importantes métodos de ensayos no destructivos podemos citar los ensayos por Ultrasonido (EU), Líquidos Penetrantes (EP), Rayos X (ER), Análisis de Vibraciones (EV), Termografía, Partículas Magnéticas, entre otras. [2]

2.1.2. Ensayos destructivos

Los ensayos destructivos son pruebas a los que son sometidos los materiales con la finalidad de comprobar sus propiedades como: dureza, tenacidad, resistencia mecánica, ductilidad, y así poder verificar la calidad de dicho material y hacer una correcta aplicación en la industria.

Dichos ensayos son de gran importancia porque nos brindan de forma proporcional, como los materiales se desempeñan en distintas aplicaciones dentro de la industria. [3]

Los ensayos más importantes son:

- Metalografía
- Tracción
- Impacto
- Dureza
- Fatiga

El ensayo de fatiga es de carácter destructivo ya que se somete la probeta a cargas repetitivas durante un tiempo determinado. Si se dan las condiciones necesarias aparecen fisuras o muescas que crecen hasta producir la ruptura de la muestra.

2.2. Fatiga de materiales.

Los primeros ensayos de fatiga fueron realizados en Alemania, y desde 1852 a 1869, Wöhler inicia experimentos sobre esta propiedad construyendo los primeros dispositivos de ensayo y a su vez establece lo que se conoce como “*zona de fatiga*”.

Actualmente existen varias máquinas usadas para realizar ensayos de fatiga en el mundo; desde sus inicios los investigadores desarrollaban sus equipos y sus probetas para realizar los ensayos y por un largo tiempo los resultados obtenidos no eran totalmente confiables debido a que no existía ningún patrón de referencia al cual comparar los valores obtenidos. Es por eso que se pretende elaborar el diseño de una máquina de flexión rotativa por ser la más idónea o práctica para la obtención de resultados por el ensayo de fatiga. [4]

La fatiga es un proceso degenerativo del material sometido a cargas cíclicas de valores por debajo de aquellas que serían capaces de provocar su rotura mediante tracción. En el proceso de fatiga aparecen fisuras que se desarrollan y producen la rotura a aplicar el número de ciclos necesarios de carga, ver figura (2.1).

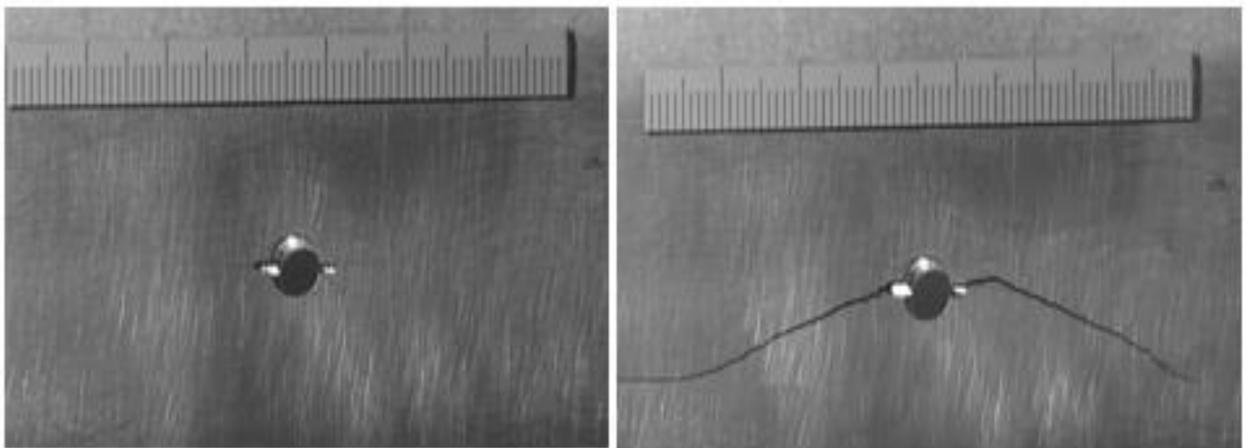


Figura 2.1. Fisura a causa de un ensayo de fatiga.

Elaborado por: <http://www.twitraining.com/>

La ruptura por fatiga se debe a deformaciones plásticas de la estructura del material, incluso bajo cargas pequeñas pueden aparecer bandas de deslizamiento que al aumentar el número de ciclos llegan a provocar la aparición de muescas. [5]

2.3. Máquina para ensayo de fatiga.

Las máquinas más usadas para realizar ensayos de fatiga son del tipo de flexión rotativa por su fácil manejo y control del ensayo, además sus componentes son accesibles en el mercado a un bajo costo.

Las máquinas para realizar ensayos de fatiga de flexión rotativa tienen ciertas restricciones que se exponen a continuación:

- La probeta a ensayar debe ser de forma circular.
- Los esfuerzos que se aplica debido a las pesas deben ser netamente de amplitud constante y totalmente invertidos, así las fibras que forman la probeta estarán en constante estado de tensión y compresión.

Las máquinas para realizar los ensayos de fatiga se clasifican según el esfuerzo que aplica a la probeta y son:

- Máquinas de esfuerzo axial.
- Máquinas de flexión plana o rotativa.
- Máquinas de ensayo de torsión
- Máquinas de esfuerzos combinados

En ciertas máquinas la única forma de medir los resultados obtenidos es después de haber realizado el ensayo, midiendo las deformaciones sufridas en la probeta. Indistintamente hay máquinas que generan cargas o choques repetitivos que en un tiempo determinado causan la rotura o falla de la probeta.

De todas las máquinas mencionadas anteriormente se describe las máquinas de flexión rotativa.

2.4. Máquina por flexión rotativa.

Las máquinas de flexión rotativa son utilizadas desde hace 150 años, desde que Wöhler en 1847 creó el primer equipo para ensayo de materiales, ver figura (2.2), utilizando tan solo rieles de locomotora hasta el dispositivo R.R. Moore, el cual es el más utilizada por su comodidad, fácil operación y construcción. [6]

Se describen principalmente dos tipos de máquinas de flexión rotativa que son:

- Viga rotativa en voladizo
- Viga rotativa con soportes

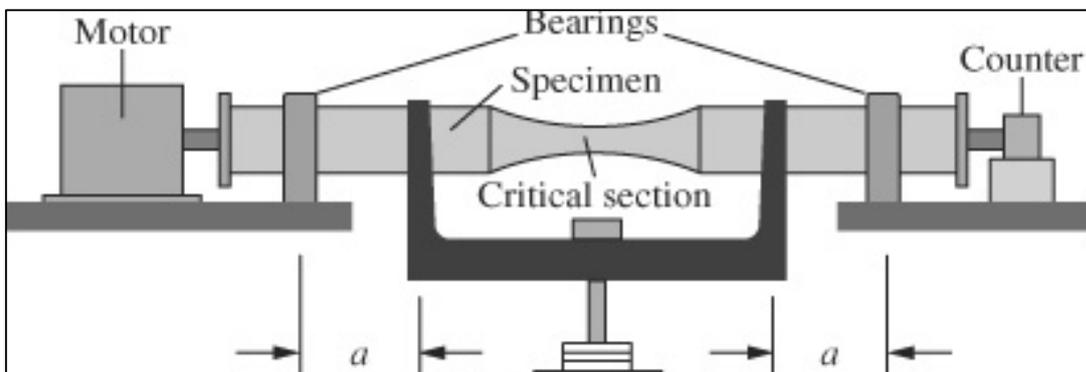


Figura 2.2. Máquina de viga rotativa de R.R Moore.

Elaborado por: <https://www.chegg.com/homework-help/definitions/fatigue-5>

2.4.1. Máquinas de viga rotativa en voladizo.

El equipo de viga rotativa en voladizo es el más simple de todos. Un extremo de la probeta circular, se acopla y se sujeta en la mordaza o mandrile que son accionadas por un motor.

En el extremo libre del eje de transmisión se cuelga una masa. La probeta sufre de una fuerza en tensión en la parte superior, mientras que en la parte inferior la superficie está en compresión, ver figura (2.3).

La probeta al girar bajo la aplicación de las pesas, los lugares de la probeta cambian de posición debido al giro transmitido por el motor, es decir, la fibra que en un inicio está en tensión, ahora estará en compresión y la fibra que estaba en compresión pasa a estar en un estado de tensión, eso se repite sucesivamente en un cierto tiempo determinado.

Por ello el esfuerzo en cualquier punto pasa por un ciclo sinodal completo, desde el esfuerzo máximo de tensión hasta el esfuerzo máximo de compresión.

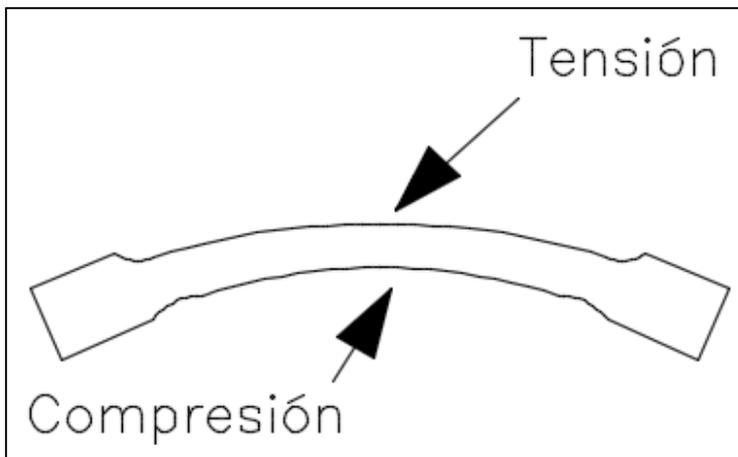


Figura 2.3. Probeta en estado de tensión y compresión por flexión rotativa.

Elaborado por: David Tapia G.

2.4.2. Máquinas de viga rotativa con soportes.

Conocida como máquina R.R. Moore, ver figura (2.4), la probeta es sometida a flexión pura debido a que no existe un esfuerzo constante transversal, tiene dimensiones puntuales y una superficie muy bien pulida. Si la probeta durante el ensayo llega al punto de falla (ruptura) en parte iguales, la prueba indica la resistencia a la fatiga del material, pero si la probeta falla en partes desiguales, un material o una imperfección en la superficie de la probeta alteran los resultados.

La probeta de prueba se somete a un ciclo de esfuerzos completamente alternante y se cuentan los ciclos a la falla.

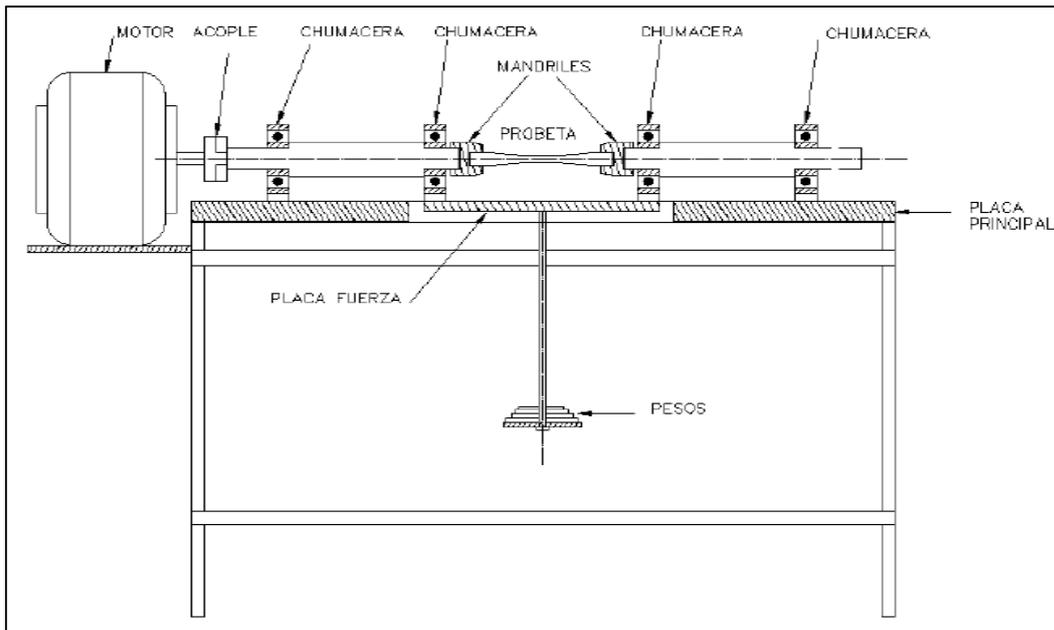


Figura 2.4. Máquina de fatiga de R.R. Moore.

Elaborado por: [4]

Para calcular la resistencia a la fatiga de un metal es necesario realizar varios ensayos debido a que el ensayo de fatiga es de naturaleza estadística. El ensayo aplica una carga constante de flexión y con un contador de ciclos (revoluciones del motor) que registra los esfuerzos necesarios que se necesitan para alcanzar la falla.

Se estima que en la mayoría de los metales el límite de fatiga está entre el 30 y 50% del esfuerzo último de tracción. [7]

2.5. Partes de una máquina de ensayo de flexión rotativa.

La máquina de ensayo de fatiga, ver figura (2.5), posee varios elementos mecánicos, eléctricos y de control que en unión permiten realizar un ensayo obteniendo resultados que permite estudiar y comprender el comportamiento de un material expuesto a cargas cíclicas.

Los elementos que integran una máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa con soportes son:

- 1 Motor eléctrico.
- 2 Transmisión de potencia
- 3 Sistemas de sujeción
- 4 Sistemas de apoyo
- 5 Ejes de transmisión
- 6 Estructura metálica
- 7 Sistema de control
- 8 Sistema de pesas
- 9 Contador de ciclos

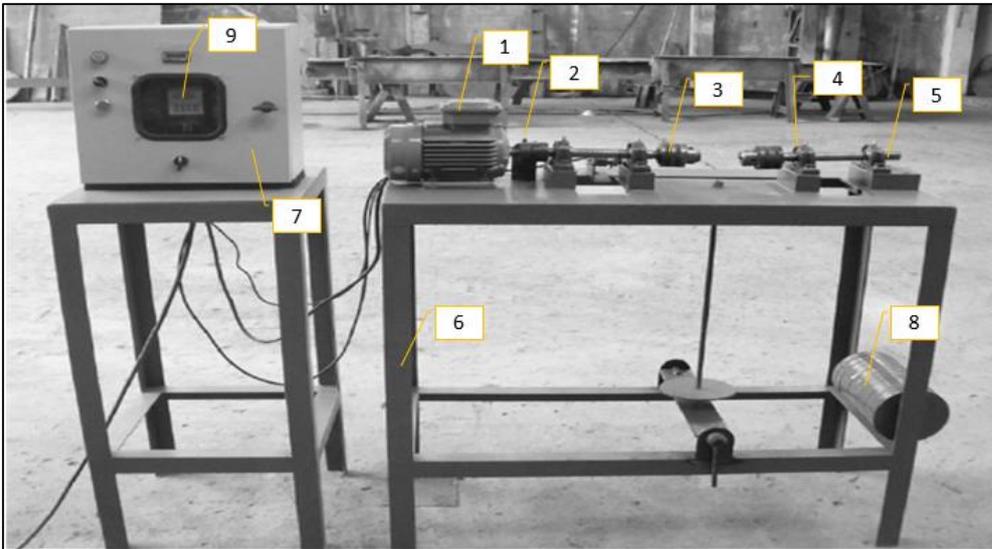


Figura 2.5. Partes de una máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa con soporte.

Elaborado por: [6]

A continuación se detalla cada uno de los elementos, características que sean más adecuadas para el diseño de la máquina.

1. Motor eléctrico.

Es el principal elemento de la máquina de fatiga. El motor eléctrico la potencia suministra al equipo, haciendo girar la probeta y de esta forma generar cargas

alternadas en un tiempo determinado. En promedio los motores eléctricos alcanzan velocidades de 1800RPM, que es un valor apropiado para realizar el ensayo de fatiga.
[7]

2. Transmisión de potencia.

En el sistema de transmisión de giro del motor hacia los ejes de la máquina es necesario la utilización de acoples flexibles, los mismos que deben permitir un grado de desalineación entre los elementos que se van a unir al eje y mandriles al momento del arranque del motor.

3. Sistemas de sujeción.

La de sujeción de la probeta en los ejes de transmisión, se los realiza con mandriles o mordaza. El sistema tiene como ventaja que permite al usuario realizar un montaje de sujeción rápida y cómoda.

4. Sistemas de apoyo.

Los ejes de transmisión son quienes van a transmitir la potencia desde el motor eléctrico hasta la probeta, es por ello que los ejes deben ir sujetos a la estructura metálica mediante chumaceras.

5. Ejes de transmisión.

Los ejes de transmisión es el medio de unión entre motor, acople y mandriles. La correcta selección de estos elementos es importante ya que están sometidos a esfuerzos y momentos durante el ensayo de fatiga.

6. Estructura metálica.

La función de la estructura metálica es soportar los elementos que forman parte del equipo. Es importante considerar las dimensiones adecuadas que permita al ensayista operar la máquina de manera cómoda.

7. Sistema de control.

Permite controlar al equipo desde su energización y puesta en marcha del sistema; si la probeta no está ubicada y asegurada adecuadamente, el motor no debe ser encendido. El contador registra el número de revoluciones realizadas durante el ensayo. Finalmente permite el apagado del motor, se da por voluntad del operador o automáticamente una vez que la probeta se ha fracturado.

8. Sistema de pesas.

El sistema de carga se da por medio de discos de medidas diferentes para poder realizar combinaciones de carga al momento de iniciar el ensayo de fatiga.

9. Contador de ciclos.

Los ciclos de carga que soporta la probeta hasta llegar al punto de fractura deben ser contados y anotados, por tanto se selecciona la utilización de un sistema de conteo totalmente electrónico

2.6. Probetas de ensayo de fatiga.

Las normas técnicas internacionales ASTM (Sociedad Americana para el Ensayo y Materiales), también son aplicadas dentro del país, y son utilizadas como base para la elaboración de las normas INEN, por lo cual se menciona la norma: (Anexo 3)

Norma ASTM E 606, Práctica estándar para ensayo de fatiga

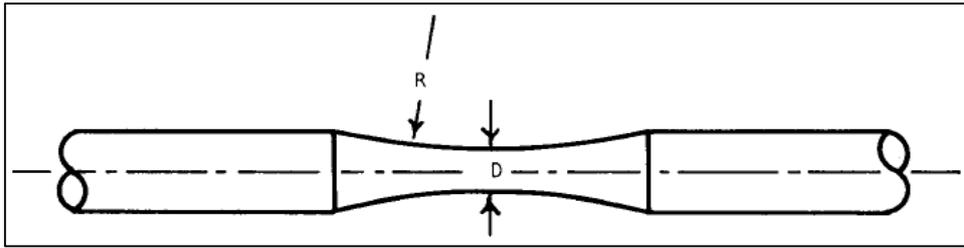


Figura 2.6. Especímenes con un radio constante entre los extremos.

Elaborado por: [8]

2.7. Procesos de falla por fatiga.

La historia de una grieta que se desarrolla en un componente sometido a fatiga tiene típicamente tres etapas: una de iniciación, una de propagación estable y finalmente una propagación acelerada que conduce a la falla del componente. [9]

- Etapa I: Corresponde a una fase donde se producen los primeros cambios micro estructurales, con aumento de la densidad de dislocaciones y formación de micro fisuras y posterior localización de las zonas con daño irreversible.
- Etapa II: En esta se inician las macro grietas y la formación de fisuras con tamaños similares al tamaño de grano del material, con tendencia a la propagación total de las grietas.
- Etapa III: Se produce un proceso de propagación inestable, provocando la fractura o fallo total de la pieza. La magnitud de la concentración de deformación plástica en el extremo de la grieta controla el radio de crecimiento de la misma.

La duración de cada una de las etapas descritas anteriormente puede variar considerablemente en función del tipo de material, carga aplicada, geometría, temperatura e irregularidades.

En ciertas ocasiones resulta difícil distinguir estas etapas antes mencionadas. [10]

2.8. Resistencia a la fatiga y regímenes de fatiga.

“La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir cargas de fatiga. En general, es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad de ciclos de carga” [11]

Las cargas que pueden causar la fatiga pueden ser axiales, transversales, de torsión o combinadas. Al disminuir la magnitud del esfuerzo aplicado, el número de ciclos para producir la falla aumenta. Si la cantidad de ciclos es infinita, el valor del esfuerzo se denomina límite de fatiga.

2.8.1. Diagramas S-N.

Las curvas S-N de un material definen los valores de tensiones alternantes versus el número de ciclos requeridos para causar el fallo a un determinado momento de tensión. Ver la figura (2.7), se muestra una curva típica S-N. El eje Y, representa la tensión alterna (S), mientras que el eje X, representa el número de ciclos (N). La curva S-N se basa en una razón de tensión o tensión media, por lo que cada material se puede definir múltiples curvas S-N con diferentes valores de tensión media.

La curva S-N se basa en la vida a fatiga media o en una probabilidad de fallo dado. Para la construcción de un diagrama S-N, es necesario realizar muchos ensayos y de forma estadística variar las tensiones alternantes, las tensiones medias y contar el número de ciclos.

Para caracterizar un material se toma un conjunto de probetas y se las somete a cargas variables con diferentes niveles de tensión, contándose el número de ciclos que resiste hasta la rotura.

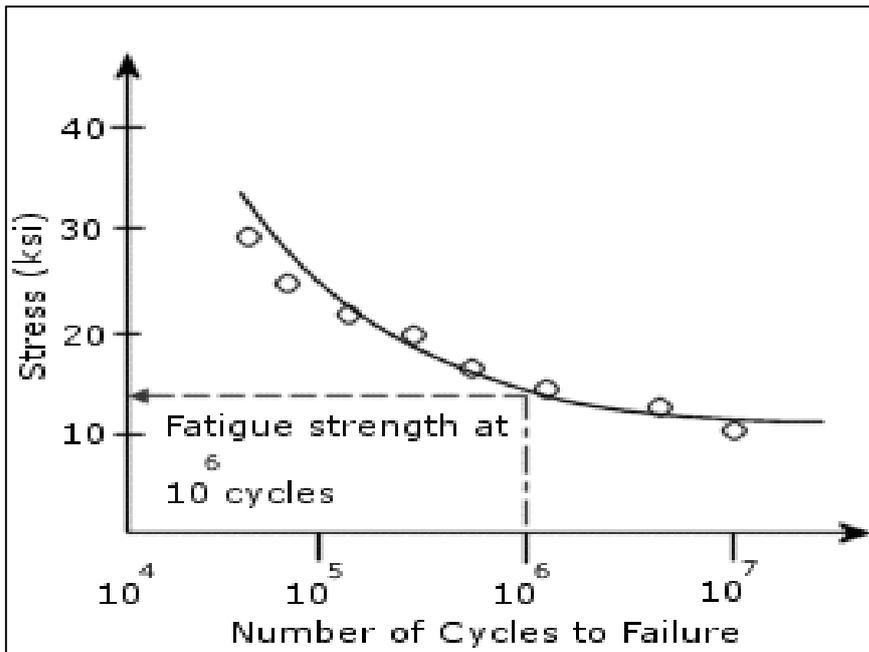


Figura 2.7. Diagrama S-N.

Elaborado por: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>

Debido a la elevada dispersión estadística propia de la fatiga, los resultados se agrupan en una banda de roturas. Una parte de esta dispersión puede atribuirse a errores del ensayo, pero es una propiedad del fenómeno físico, lo cual obliga a realizar un gran número de ensayos de probetas, a fin de determinar la banda de fractura con suficiente precisión. Por tanto, caracterizar un material a fatiga supone un coste muy importante.

2.8.2. Límite de resistencia a la fatiga.

Determinar los límites de resistencia mediante ensayos a la fatiga es una rutina aunque un poco extensa. Para los límites de resistencia los ensayos de esfuerzos se prefieren a los ensayos de deformación.

Para diseños preliminares, prototipos y análisis de fallas se requiere un método rápido para estimar los límites de resistencia. Si se grafica los datos, ver figura (2.8), se observa alguna correlación entre dos conjuntos de resultados.

La gráfica parece sugerir que el límite de resistencia varía desde un 40 a 60% de la resistencia a la tensión para aceros, y alrededor de 210 kpsi (14479 MPa).

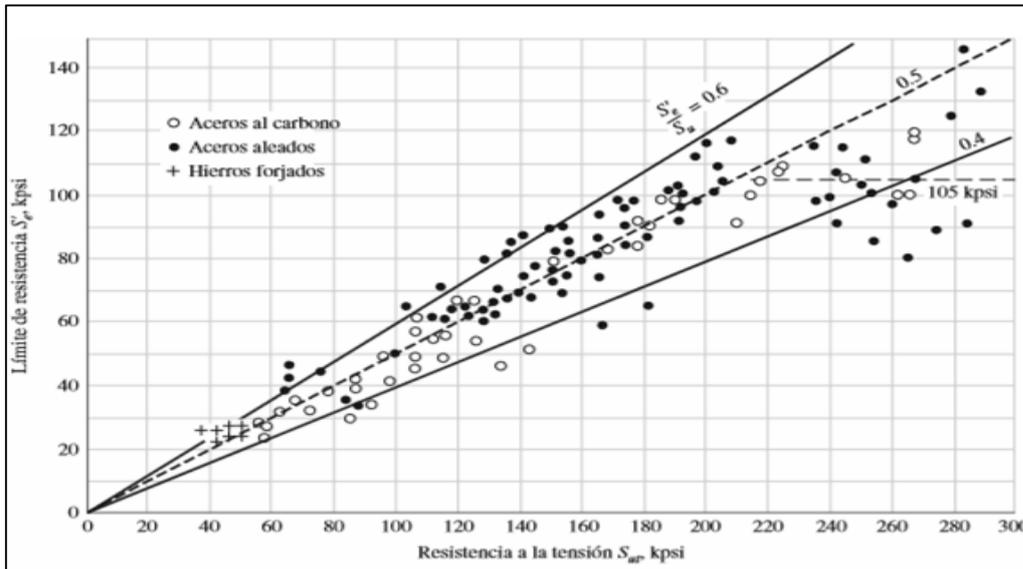


Figura 2.8. Gráfica de límites de resistencia a la fatiga contra resistencias o la tensión de resultados de ensayos reales de un número de hierros forjados y aceros aleados.

Elaborado por: [12]

Comenzando alrededor de $S_{ut} = 210 \text{ kpsi}$ (14479 Mpa), la dispersión parece incrementarse, pero aparentemente la tendencia nivela, como lo sugiere la línea horizontal discontinua en $S'_e = 105 \text{ kpsi}$.

Para el caso de los aceros, al simplificar los valores se estima el límite de resistencia como:

$$S'_e = \begin{cases} 0.55S_{ut} & S_{ut} \leq 200\text{Kpsi} \text{ (1400MPa)} \\ 100\text{Kpsi} & S_{ut} > 200\text{Kpa} \\ 700\text{MPa} & S_{ut} > 1400\text{MPa} \end{cases} \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde S_{ut} es la resistencia a tensión mínima. El símbolo S'_e se refiere a la propia muestra de viga rotatoria.

Los aceros tratados para proporcionar diferentes microestructuras tienen relaciones S'_e/S_{ut} diferentes. En apariencia, las microestructuras más dúctiles tienen una relación más alta. La martensita tiene una naturaleza muy frágil y es altamente susceptible a las grietas inducidas por fatiga; por lo tanto, la relación es baja.

2.8.3. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Se sabe que al realizar un ensayo de fatiga para obtener los límites de resistencia a la fatiga se usan probetas preparadas con mucho cuidado y su ensayo se la realiza bajo condiciones controladas. Es imposible que los resultados obtenidos al ensayar un elemento mecánico o estructural los valores sean iguales a los que se obtienen en un laboratorio.

Ciertas diferencias son:

- Material: por su composición, base de falla y variabilidad.
- Manufactura: tipo de tratamiento térmico, corrosión superficial, acabado superficial, concentración de esfuerzos.
- Entorno: corrosión, temperatura, estados de esfuerzos, tiempos de relajación.
- Diseño: tamaño, forma, vida, fuerza, velocidad, excoiación.

Para realizar ajustes en el límite de resistencia a la fatiga mediante correcciones sustractivas y multiplicativas se determina el coeficiente de correlación de 0.85 para la forma multiplicativa, y 0,40 para la forma aditiva. Por lo cual se usa la ecuación de Marín: [12]

$$S_e = k_a + k_b + k_c + k_d + k_e + k_f + S'_e \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde:

Ka = factor de superficie

Kb = factor de tamaño

Kc = factor de confiabilidad

Kd = Factor de temperatura

K_e = factor varios

K_f = factor de concentración de tensiones

S'_e = límite de resistencia

2.8.4. Factor de superficie (K_a).

La superficie de una muestra de viga rotativa está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial.

Los datos pueden representarse mediante: [13]

$$k_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores a y b se encuentran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Parámetros en condición superficial de Marín

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	Sut [kpsi]	Sut [MPa]	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frio	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

Elaborado por: [12]

2.8.5. Factor de tamaño (K_b).

Para factor de tamaño se evalúa en 133 conjuntos de punto de datos. Los resultados para flexión y torsión se expresan como: [12]

$$K_b = \left\{ \left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.107} \quad 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg.} \right. \quad \text{Ec. 2.4}$$

Donde:

d = diámetro del eje de transmisión

2.8.6. Factor de confiabilidad (K_c).

Puesto a que la fatiga es un fenómeno estadístico, existe una dispersión en los datos que son obtenidos en los ensayos, por esta razón se requiere el factor de confiabilidad. [12]

$$k_c = 1 - 0,08 Z_a \quad \text{Ec. 2.5}$$

Donde:

Z_a = Variación de transformación.

Los valores que se muestran se obtuvieron sobre la base de una desviación estándar del 8%.

Tabla 2.2. Factor de confiabilidad K_e

Confiabilidad %	Variación de transformación Z_a	Factor de confiabilidad K_e
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
99.9999	4.753	0.620

Elaborado por: [12]

2.8.7. Factor de temperatura (K_d).

La mayoría de elementos mecánicos están obligados trabajar a temperaturas menores que la temperatura ambiente, la fractura frágil es una posibilidad fuerte, sucede lo contrario al cumplir trabajos a temperaturas mayores a la temperatura ambiente.

El efecto de fatiga es considerable, produciendo una variación de la resistencia a la fatiga esto provoca la aparición de un componente de tensión constante. [12]

$$k_d = 1 \quad T \leq 450 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{Ec. 2.6}$$

2.8.8. Factor por defectos varios (K_e).

Los factores varios tienen el propósito de tomar en cuenta la reducción del límite de resistencia a la fatiga debido a todos los otros efectos, pero hay que recordar que K_f no siempre están disponibles. [12]

$$k_e = 1 \quad \text{Ec. 2.7}$$

2.9. Factor de concentración de tensiones (K_f)

En la práctica la concentración de esfuerzos son los causantes de la mayor parte de fallas por fatiga en metales. Para cargas estáticas, el factor de concentración de tensiones es K_t , para esfuerzos en cargas dinámicas se emplea el denominado factor de concentraciones de tensión a fatiga K_f . [12]

Donde K_f se calcula así:

$$K_f = \frac{\text{Esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muescas}}{\text{Esfuerzo en la pieza de prueba sin muescas}} \quad \text{Ec. 2.8}$$

Para K_t , depende de las discontinuidades tales como: entallas, agujeros, filetes, ranuras, etc. Con un valor menor a 3.

El coeficiente que relación a K_f y K_t es conocido como factor de sensibilidad y varía de acuerdo al tipo y forma de la carga que se aplica.

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Ec. 2.9}$$

Donde:

q = factor de sensibilidad de la muesca

K_t = factor de concentración de tensiones estáticas

K_f = factor de concentración de tensiones a fatiga

Ver figura (2.9) el valor del factor de sensibilidad a la muesca en función del radio de la misma, para el caso de cargas por flexión y axial. [12]

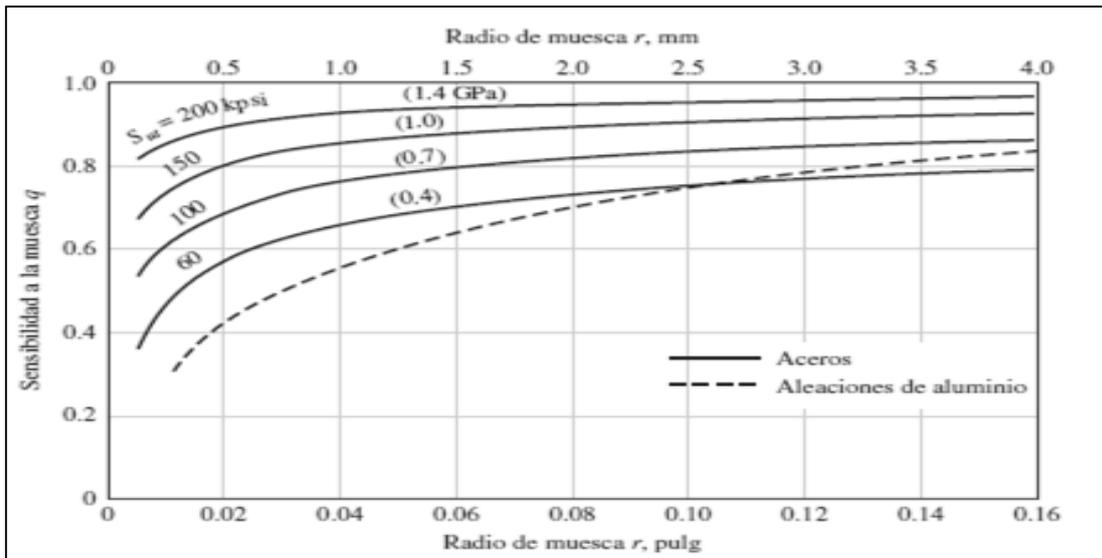


Figura 2.9. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado.

Elaborado por: [12]

2.10. Diseño mecánico.

El diseño mecánico es la creación de objetos y sistemas de naturaleza mecánica, es decir, piezas, estructuras, máquinas y dispositivos e instrumentos varios. Las matemáticas son el principal elementos para el diseño mecánico y las ciencias mecánicas aplicadas a la ingeniería.

La ingeniería mecánica incluye el diseño mecánico en la cual intervienen otras ciencias como la termodinámica y los fluidos. [13]

Al mismo tiempo el ingeniero mecánico cuenta con software CAD como una herramienta para el diseño de sistemas, estos elementos informáticos entre ellos el SOLIDWORKS, permite el dimensionamiento digital de elemento y su análisis del tipo estático, fatiga, desplazamientos, térmico entre otros previo a su construcción.

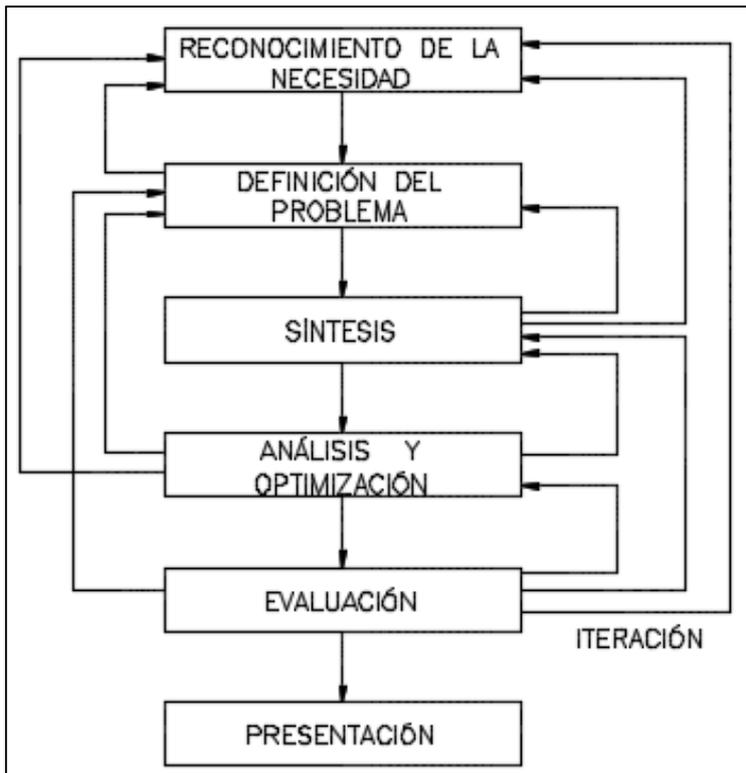


Figura 2.10. Fases del diseño mecánico

Elaborado por: [13]

2.11. Métodos de evaluación de soluciones.

En las diferentes etapas del proceso de diseño, después de cada despliegue de alternativas, corresponde hacer una evaluación de las mismas que sirva de base para la posterior toma de decisiones. Estas evaluaciones en general no se centran sobre un determinado elemento, sino que se deben ponderar distintos aspectos del sistema en base a criterios que a menudo implican juicios de valor. [14]

Para tomar una decisión siempre deben estar presentes los dos elementos siguientes:

- a. **Alternativas.** Como mínimo debe de disponerse de dos alternativas (lo más adecuado es entre 3 y 6) cuyas características deben ser diferentes.
- b. **Criterios.** Hay que establecer los criterios en base a los cuales las alternativas deberán ser evaluadas, así como también la ponderación relativa entre ellas.

Dado que en todas las soluciones de ingeniería intervienen múltiples aspectos que hay que considerar de forma global, en todos los métodos de evaluación aparece el problema de la ponderación de criterios. Existen numerosos métodos de evaluación que pueden agruparse en:

1. **Métodos ordinales.**

El evaluador clasifica por orden las diferentes soluciones alternativas para cada criterio. El inconveniente de estos métodos consiste en la dificultad de integrar los resultados de los distintos criterios en una evaluación global, ya que no es sensible a las ponderaciones de los criterios. [15]

2. **Métodos cardinales.**

El evaluador debe cuantificar sus juicios en relación a la efectividad de las alternativas y a la importancia de los criterios. Estos métodos facilitan la integración de las evaluaciones parciales en un resultado global, pero a menudo la cuantificación puede resultar arbitraria, especialmente en las etapas iniciales de diseño. [14]

2.12. Método ordinal corregido de criterios ponderados.

La mayor parte de las veces, para decidir entre diversas soluciones (especialmente en la etapa de diseño conceptual) basta conocer el orden de preferencia de su evaluación global. Es por ello que se recomienda el método ordinal corregido de criterios ponderados que, sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permite obtener resultados globales suficientemente significativos.

Se basa en tablas donde cada criterio (o solución, para un determinado criterio) se confronta con los restantes criterios (o soluciones) y se asignan los valores siguientes:

1 Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o mejor; $>$) que el de las columnas.

0,5 Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente ($=$) al de las columnas.

0 Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor; $<$) que el de las columnas.

Luego, para cada criterio (o solución), se suman los valores asignados en relación a los restantes criterios (o soluciones) al que se le añade una unidad (para evitar que el criterio o solución menos favorable tenga una valoración nula); después, en otra columna se calculan los valores ponderados para cada criterio (o solución).

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos [15]

CAPÍTULO III
METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1. Localización.

El proyecto de investigación de diseño de máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa se la realiza en la Universidad Técnica Estatal de Quevedo (UTEQ), enfocado a la carrera de ingeniería mecánica con la finalidad de crear una propuesta a futuro para construcción de la máquina y así dar el inicio de prácticas en un laboratorio de ensayo destructivo de materiales.

3.1.1. Reseña UTEQ.

A mediados de los años 70, como extensión de la carrera de ingeniería forestal e ingeniería zootecnia de la universidad Luis Vargas Torres. La UTEQ por medio de ley de la república es creada el 26 de enero de 1984.

Desde entonces la actualidad la UTEQ es un referente regional en dotar de profesionales entre ellos Ingenieros Mecánicos que brindan sus conocimientos al servicio, desarrollo y soporte de las industrias en la región.

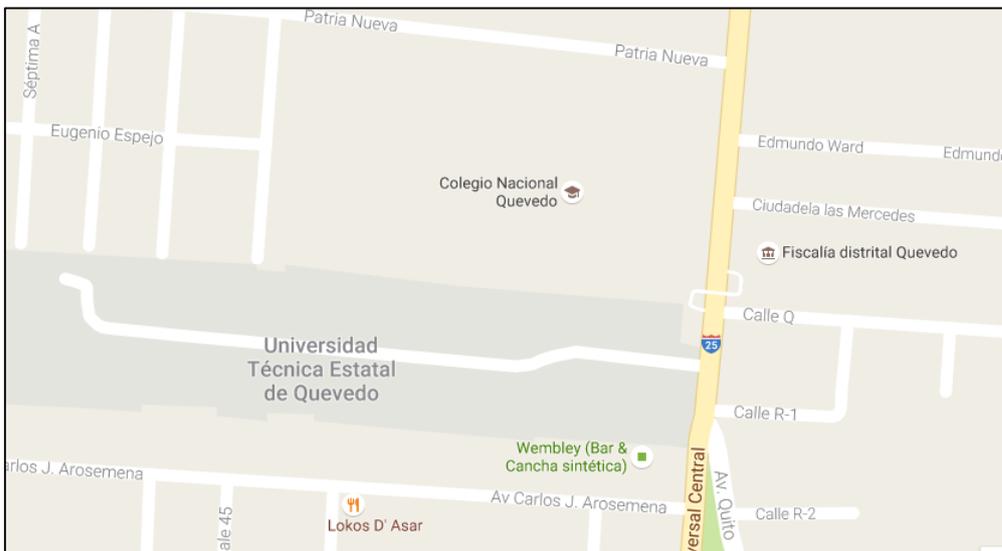


Figura 3.1. Ubicación de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo

Elaborado por: Google Maps

3.2. Tipo de investigación.

3.2.1. Investigación de campo.

La investigación de campo es esencial y está presente debido a que es una forma acertada de conocer y comprender los daños y causas reales que causan las fallas por fatiga.

3.2.2. Investigación exploratoria.

El exploratoria se utiliza en la actualidad porque hay un registro de estudio o investigación técnica en la UTEQ, por lo cual es una problemática creando la importancia de investigación y la solución a una necesidad evidente como el estudio de un diseño de una máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa.

3.2.3. Investigación descriptiva.

El presente trabajo posee una investigación descriptiva por la recopilación de información referente al diseño de máquina de fatiga del tipo flexión rotativa, datos que son fundamentados en el desarrollo de la investigación.

3.3. Método de investigación.

3.3.1. Método analítico.

El método analítico permite en el desarrollo de la investigación el estudio de la problemática existente y el análisis de cada uno de las partes y su relación entre ellas.

3.3.2. Método inductivo.

El método inductivo aporta con el desarrollo del tema como una herramienta para entender cómo funciona la máquina a diseñar mediante la observación y búsqueda de libros, folletos y artículos y demás fuentes de información disponible.

3.3.3. Método deductivo.

El método deductivo es el medio para aplicar conocimientos y principios establecidos que mediante el razonamiento lógico se aplica según la necesidad de resolver un problema y comprobar su funcionalidad.

3.4. Fuentes de recopilación de información.

La fuente para la recopilación de información relevante para el diseño de la máquina se la obtuvo de libros, investigaciones desarrolladas, páginas web y la base teórica necesaria para el desarrollo del tema.

3.5. Diseño de la investigación.

3.5.1. Diseño experimental.

Se emplea el método para conseguir un grado de confiabilidad aceptable, en función a los cálculos realizados y resultados obtenidos durante el desarrollo del tema, sometiendo al diseño a animaciones asistidas por software para tener movimientos próximos a los reales y comportamiento del equipo.

3.6. Recursos y materiales.

3.6.1. Recursos humanos.

En el desarrollo del tema de investigación participaron docentes y colegas, los cuales brindan un importante conocimiento en los datos técnicos del diseño de máquinas.

- Ing. Willy Jama.
- Ing. Hugo Palma.

3.6.2. Materiales.

Durante el tiempo de la investigación se utiliza equipos y materiales necesarios para el desarrollo del tema, entre ello tenemos:

- Computadores.
- Lápiz.
- Esferos.
- Calculadora.
- Internet.
- Libros.

CAPÍTULO IV
RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En los Capítulos II y IV, se recopila la información necesaria para el desarrollo del proyecto de investigación.

En este capítulo al tener varias alternativas para el inicio del diseño de la máquina de flexión rotativa se emplea métodos que aplicando criterios permite seleccionar la mejor alternativa de las expuestas en el desarrollo de este capítulo.

Se exponen los datos obtenidos para el diseño de la máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa, con las características físicas y mecánicas para en un segundo paso ser plasmada mediante un software de diseño, que apruebe realizar simulaciones de cómo se comportaría en la práctica real y marcar un precedente para su ejecución en un futuro por autoridades de la UTEQ.

4.1. Planteamiento de alternativas

4.1.1. Alternativa 1. sistema brazo balanza.

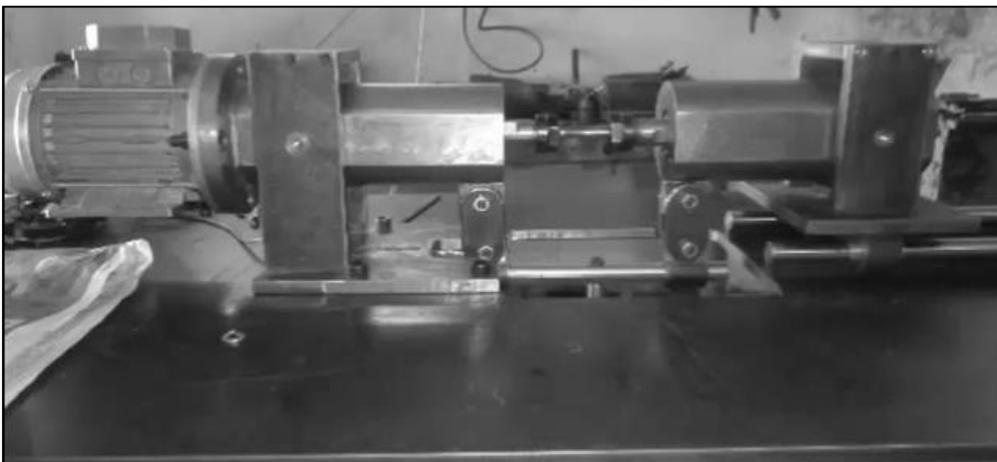


Figura 4.1. Equipo de flexión rotativa de sistema brazo-balanza.

Elaborado por: [4]

Características:

- Es una máquina para ensayo de fatiga de flexión rotativa con un sistema que permite acoplar el motor directamente con uno de los brazos de sujeción.

- Cada brazo esta acoplado a un sistema giratorio por medio de rodamientos para soportar cargas radiales.
- Ambos brazos se unen por medio de varillas porta pesas.
- Su sistema de sujeción es de mandril de desplazamiento de tres mordazas.
- Contador analógico

Ventajas:

- Cede un acople directo del motor con el sistema brazo-balanza, este sistema permite eliminar ejes de transmisión ente motor y las mordazas, de esta forma elimina posibles efectos de fatiga de los ejes de transmisión.
- El sistema de sujeción es más preciso al momento de sostener y nivelar las probetas durante el ensayo.
- La carga es distribuida en ambos brazos por medio de varillas que unen los brazos, de esta forma la carga es distribuida para ambos extremos.
- Se elimina la instalación de acoples flexibles por la razón de que el motor se acopla directamente con el sistema de sujeción.
- Selección de la carga a usar en el inicio del ensayo de fatiga.

Desventajas:

- Su estructura robusta exige ser un proceso de fundición.
- Alto costo de mandriles.
- Los brazos deben ser diseñados de forma individual, ya que deben transmitir la potencia del motor sin perder el ajuste en las probetas.

4.1.2. Alternativa 2. sistema sujeción con soportes.

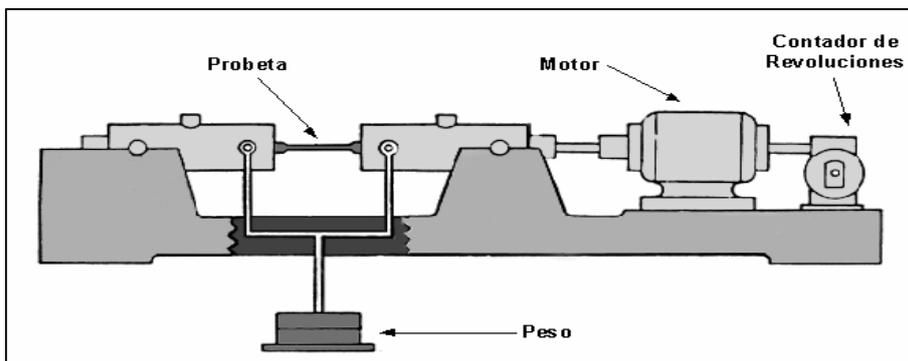


Figura 4.2. Equipo flexión rotativa de sujeción con soportes.

Elaborado por: http://www.iberisa.com/images/maquina_ensayo_fatiga.gif

Características:

- Uso de mandriles de sujeción con llave cónica. Permite fácil maniobrabilidad y ajuste de la probeta.
- Uso de ejes de transmisión que acopla la mordaza con el motor.
- Uso de acople flexible para la transmisión de potencia del motor hacia la probeta.
- Posee una base plana como soporte de pesas para regular la carga aplicada.
- Posee un sistema de variador de frecuencia con selectores y botoneras para arranque y para del sistema.
- Materiales de construcción de fácil acceso.
- Fácil movilización.

Ventajas:

- Elementos de soporte de fácil acceso y bajo costo.
- Control manual para el inicio o finalización del ensayo.
- Equipo de fácil maniobrabilidad para el operador.
- Su construcción es fácil con materiales de cómodo acceso.

Desventajas:

- El eje del motor está expuesto a sufrir efectos de fatiga al momento que la probeta falla y el sistema se inclina.
- Desgaste prematuro de las mordazas de taladro en sistema de ajuste cónico.

4.1.3. Alternativa 3. sistema en voladizo.

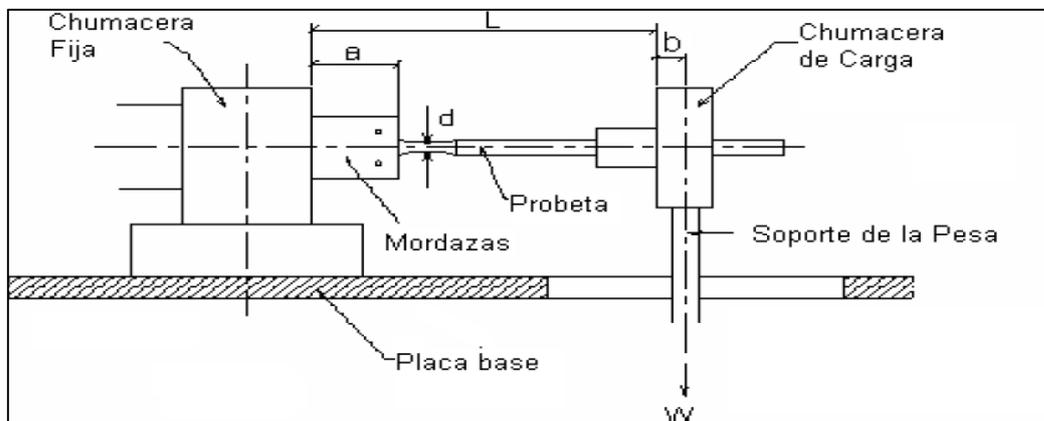


Figura 4.3. Equipo flexión rotativa en voladizo.

Elaborado por: <http://copernico.escuelaing.edu.co>

Características:

- Su sistema de aplicación de carga está ubicado al extremo de la bancada y la carga es aplicada mediante la regulación manual de una varilla roscada.
- Su sistema de sujeción se compone de una sola mordaza y la probeta está sujeta en un solo extremo.
- Las dimensiones del equipo son muy reducidas en comparación a otros equipos de flexión rotativa.

Ventajas:

- Se reduce el costo debido a que usa una sola mordaza.
- Probetas de menor dimensión al ser usado en un sistema en voladizo.
- No requiere de pesas para realizar el ensayo de fatiga.
- Medidor digital de número de ciclos de la probeta.
- Cualquier punto de la probeta pasa por un ciclo sinodal, desde esfuerzos máximos de tensión hasta esfuerzos máximos de compresión.

Desventajas:

- Incorporar un dinamómetro para verificar la carga que se aplica a la probeta.
- Se limita las dimensiones de la probeta al utilizar en el ensayo.

4.2. Selección de la alternativa.

Cada modelo o alternativa tiene características mecánicas propias del sistema que se juntan para obtener un buen ensayo de fatiga de flexión rotativa.

4.2.1. Método ordinal corregido de criterios.

Las alternativas disponibles son:

- Alternativa 1: Sistema brazo balanza.
- Alternativa 2: Sistema de sujeción con soportes.
- Alternativa 3: Sistema en voladizo.

Los criterios de evaluación a considerar son:

- **Diseño:** El proceso de diseño debe establecer dimensionamiento de los elementos y los materiales a usarse.
- **Ergonomía:** En las dimensiones calculadas para el diseño de la máquina de ensayo de fatiga se considera el bienestar y la seguridad de quienes operen el equipo.
- **Costo:** Una vez plasmada la máquina en software, se considera costos por adquisición y construcción de los elementos que forman parte de la máquina para ensayo de fatiga de flexión rotativa.
- **Operación:** Fácil y cómoda manipulación del sistema por parte del estudiante.
- **Mantenimiento:** Si se construye el equipo, su mantenimiento es un factor importante para alcanzar resultados óptimos durante y después del ensayo de probetas por flexión rotativa.

Para la ponderación de resultados, se evalúa cada criterio, con las siguientes puntuaciones.

- Cuando el criterio de la fila es más importante que el de la columna es = 1
- Cuando el criterio de la fila es equivalente al de la columna es = 0,5
- Cuando el criterio de la columna es más importante que el de la fila es = 0

Tabla 4.1. Evaluación del peso específico de cada uno de los criterios establecidos.

CRITERIO	DISEÑO	SIMULACION	COSTO	OPERACIÓN	MANTENIMEINTO $\sum +1$	PONDERA	
DISEÑO		1	1	1	1	5	0,37
SIMUACION	1		0	0	0	2	0,15
COSTO	0	0		0	0	1	0,07
OPERACIÓN	0	0,5	0,5		0,5	2,5	0,19
MANTENIMINTO	0	1	1	0		3	0,22
					SUMA	13,5	1,00

DISEÑO > SIMULACION = MANTENIMIENTO > OPERACIÓN > EFICIENCIA

Elaborado por: David Tapia G.

Tabla 4.2. Evaluación del criterio específico: Diseño

DISEÑO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\sum + 1$	PONDERA
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0,14
ALTERNATIVA 2	1		1	3	0,43
ALTERNATIVA 3	1	1		3	0,43
			SUMA	7	1,00

ALTERNATIVA 3 > ALTERNATIVA 2 > ALTERNATIVA 1

Elaborado por: David Tapia G.

Tabla 4.3. Evaluación del criterio específico: Ergonomía

ERGONOMÍA	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\sum + 1$	PONDERA
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0,15
ALTERNATIVA 2	1		1	3	0,46
ALTERNATIVA 3	1	0,5		2,5	0,38
			SUMA	6,5	1,00

ALTERNATIVA 3 > ALTERNATIVA 2 > ALTERNATIVA 1

Elaborado por: David Tapia G.

Tabla 4.4. Evaluación del criterio específico: Costo

COSTO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\sum + 1$	PONDERA
ALTERNATIVA 1		1	1	3	0,43
ALTERNATIVA 2	1		0,5	2,5	0,36
ALTERNATIVA 3	0	0,5		1,5	0,21
			SUMA	7	1,00

ALTERNATIVA 1 > ALTERNATIVA 2 > ALTERNATIVA 3

Elaborado por: David Tapia G.

Tabla 4.5. Evaluación del criterio específico: Operación

OPERACIÓN	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3		PONDERA
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0,17
ALTERNATIVA 2	1		1	3	0,50
ALTERNATIVA 3	1	0		2	0,33
			SUMA	6	1,00

ALTERNATIVA 3 > ALTERNATIVA 2 > ALTERNATIVA 1

Elaborado por: David Tapia G.

Tabla 4.6. Evaluación del criterio específico: Mantenimiento

MANTENIMIENTO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	$\sum + 1$	PONDERA
ALTERNATIVA 1		0	0	1	0,14
ALTERNATIVA 2	1		1	3	0,43
ALTERNATIVA 3	1	1		3	0,43
			SUMA	7	1,00

ALTERNATIVA 3 > ALTERNATIVA 2 = ALTERNATIVA 1

Elaborado por: David Tapia G.

Tabla 4.7. Tabla de conclusiones

CONCLUSIÓN	DISEÑO	SIMULACIÓN	COSTO	OPERACIÓN	MANTENIMIENTO	\sum	PRIORIDAD
ALTERNATIVA 1	0,0529	0,0228	0,0317	0,0309	0,0317	0,1701	3
ALTERNATIVA 2	0,1587	0,0684	0,0265	0,0926	0,0952	0,4414	1
ALTERNATIVA 3	0,1587	0,0570	0,0159	0,0617	0,0952	0,3885	2

Elaborado por: David Tapia G.

4.2.2. Conclusión:

Se selecciona la alternativa 2, “máquina de flexión rotativa con sistema de sujeción con soportes” en base a los resultados obtenidos mediante el método ordinal corregido de criterios ponderados. Considerando las ventajas y desventajas de los otros equipos que también son usados para ensayo de fatiga de flexión rotativa.

4.3. Diseño de la alternativa seleccionada.

El esquema de la máquina seleccionada, ver figura (4.4), para el diseño de sus elementos mecánicos y su animación es:

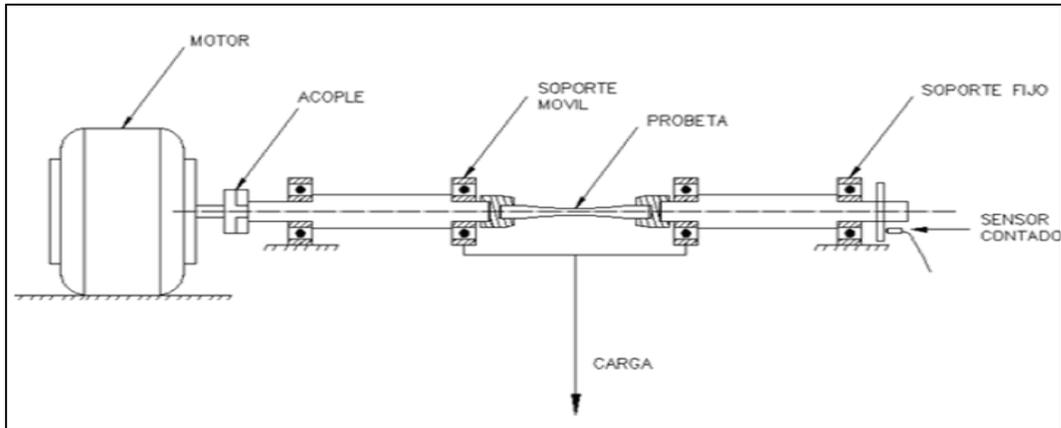


Figura 4.4. Esquema de la máquina de ensayo de fatiga a diseñar.

Elaborado por: [7]

4.4. Diseño de los elementos mecánicos para la máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa.

A continuación se procede a calcular los diferentes elementos mecánicos que componen la máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa.

4.4.1. Cálculo y dimensionamiento de ejes de transmisión.

La máquina de ensayo de fatiga está compuesta de dos ejes, uno motriz y otro conducido, los apoyos para ambos ejes están ubicados a una misma distancia lo cual garantiza la estabilidad del sistema al momento de realizar el ensayo de fatiga.

El cálculo para cualquiera de ellos es el mismo y se opta por el cálculo de uno de ellos para posteriormente sistematizarlo.

Para el diseño de los ejes se selecciona el acero ASSAB 705 (SAE 4340), por ser un acero usado por su alta resistencia en la industria automotriz, industria metalmecánica, y por su alta resistencia a la fatiga.

Taba 4.8. Propiedades mecánicas del acero ASSAB 705.

UNIDADES	Kg/mm ²	Ksi
S _y	110	156,41
S _{ut}	70	99,54

Elaborado por: Catalogo Ivan Bohman (ANEXO 2)

4.4.2. Cálculo de ejes para carga estática.

Para el cálculo de los ejes de transmisión de potencia es necesario calcular las reacciones en el sistema de transmisión de potencia. Determinando los diagramas de cuerpo libre de los valores obtenidos en el esfuerzo cortante y momento flector máximo que puede generar el sistema de transmisión de potencia.

El sistema de transmisión se lo considera como una de viga simétrica, ver figura (4.5).

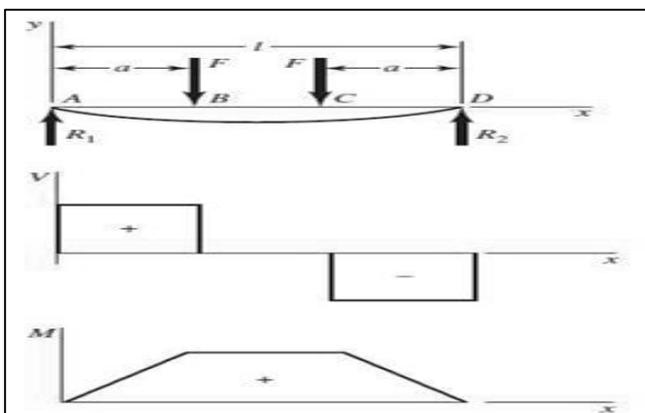


Figura 4.5. Diagrama de fuerza cortante y momento flector de una viga simétrica.

Elaborado por: [13]

Se realiza la suma de fuerzas ejercidas en el eje Y, y en el punto A, se aplica la sumatoria de los momentos que genera el sistema, de esta forma se calcula las reacciones en A y D que soportaran cargas de la misma magnitud y sentido que son opuestos a las cargas que soportarán B y C.

$$R_A - R_B + R_C + R_D = 0 \quad \text{Ec. 4.1}$$

$$R_A + R_D = R_B + R_C \quad \text{Ec. 4.2}$$

$$R_B + R_C = Q \quad \text{Ec. 4.3}$$

$$R_B = R_C = Q/2 \quad \text{Ec. 4.5}$$

Donde:

ΣF_y = sumatoria de fuerzas en el eje Y.

RA = Reacción Del Rodamiento A. (kg)

RB = Reacción Del Rodamiento B. (kg)

RC = Reacción Del Rodamiento C. (kg)

RD = Reacción Del Rodamiento D. (kg)

Q = Carga máxima del sistema.

Por simetría asumimos que:

$$R_B + R_C = Q$$

Con estos valores realizaremos la sumatoria de momentos en A:

$$\sum \overline{M} = 0$$

$$(R_D \times D_{AD}) - (R_B \times D_{AB}) - (R_C \times D_{AC}) = 0 \quad \text{Ec. 4.6}$$

$$R_D = \frac{(R_B \times D_{AB}) + (R_C \times D_{AC})}{D_{AD}} \quad \text{Ec. 4.7}$$

Se inicia con un diagrama de cuerpo libre de la alternativa seleccionada.

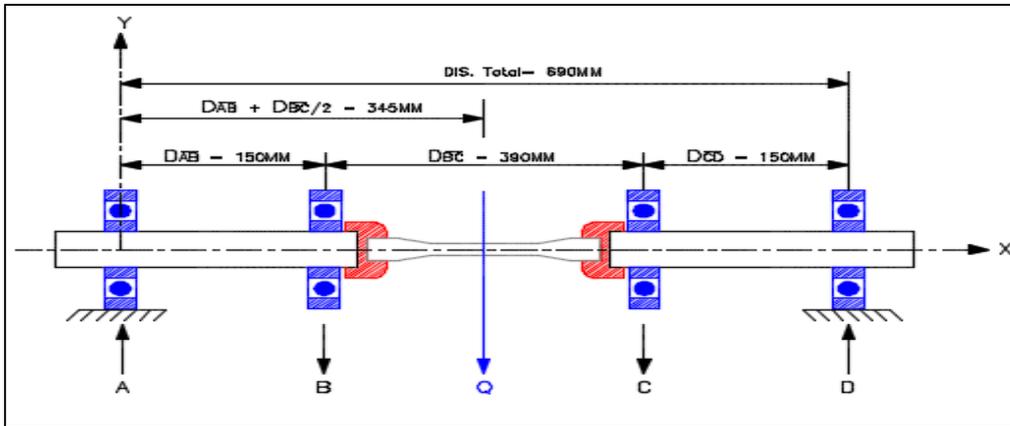


Figura 4.6. Diagrama del cuerpo libre de ejes motriz y conducido.

Elaborado por: David Tapia G.

La fuerza que genera la carga Q, es el elemento que está produciendo reacciones en el sistema. No existe momentos flectores y los elementos no están sometidos a la fuerza de torsión.

Los apoyos B y C transfieren a la probeta de ensayo la mitad de la carga aplicada, es decir, $Q/2$ en sentido vertical.

Entonces:

Por simetría en la aplicación de las cargas en el sistema se determina (Ec. 4.3):

$$R_B + R_C = Q$$

$$R_A + R_D = 50 \text{ (Kg)}$$

Aplicado la suma de momentos en el punto A con la ecuación (4.7), se tiene que:

$$R_D = \frac{(R_B \times D_{AB}) + (R_C \times D_{AC})}{D_{AD}}$$

$$R_D = \frac{[25(\text{Kg}) \times 150(\text{mm})] + [25(\text{Kg}) \times 540(\text{mm})]}{690(\text{mm})}$$

$$R_D = 25 \text{ (kg)}$$

Por lo tanto $R_A = 25 \text{ (kg)}$, por ser un sistema simétrico.

Cálculo del momento flector por método de áreas es el resultado del producto entre la fuerza resultante del valor cortante por la distancia entre soportes, es decir:

$$\overleftarrow{\Sigma M} = b * h \quad \text{Ec. 4.8}$$

Donde:

M = Momento flector. (*kg.mm*)

b = Esfuerzo cortante. (*kg*)

h = Longitud entre soportes. (*mm*)

Cálculo de los esfuerzos cortantes en cada uno de los apoyos del sistema con la ecuación (4.1).

- Esfuerzo cortante en VAB

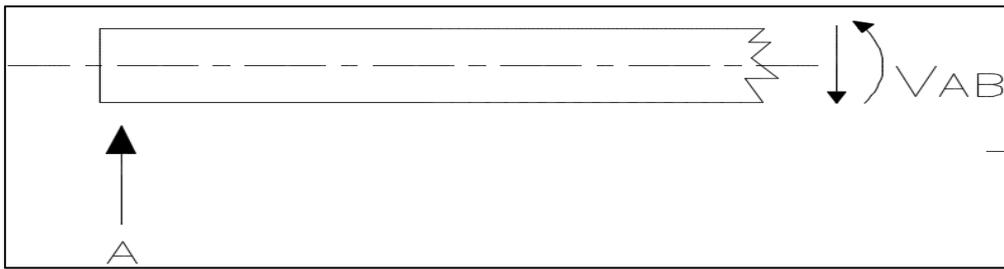


Figura 4.7. Esfuerzo cortante en VAB.

Elaborado por: David Tapia G.

$$R_A - V_{AB} = 0$$

$$V_{AB} = R_A$$

$$V_{AB} = 25 \text{ (Kg)}$$

- Esfuerzo cortante en VBC

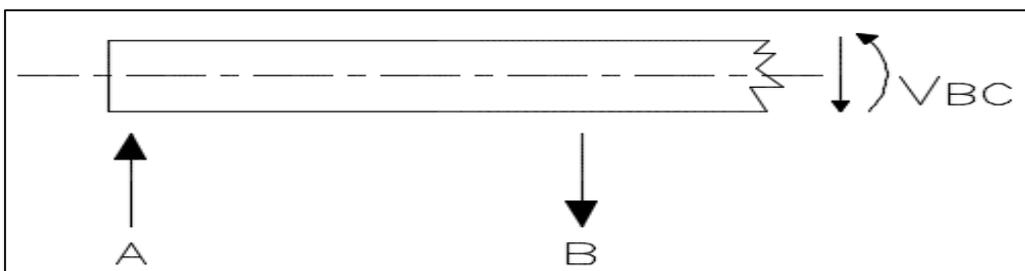


Figura 4.8. Esfuerzo cortante en VBC

Elaborado por: David Tapia G.

$$R_A - R_B - V_{BC} = 0$$

$$V_{BC} = R_A - R_B$$

$$V_{BC} = 0 \text{ (kg)}$$

- Esfuerzo cortante en VCD

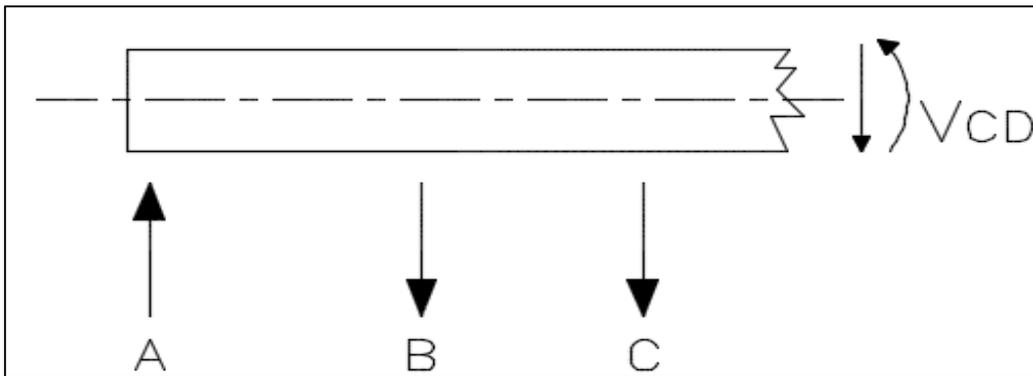


Figura 4.9. Esfuerzo cortante en VCD

Elaborado por: David Tapia G.

$$R_A - R_B - R_C - V_{CD} = 0$$

$$V_{CD} = R_A - R_B - R_C$$

$$V_{CD} = -25 \text{ (kg)}$$

Con los valores obtenidos se calcula el momento flector en cada tramo del sistema usando la ecuación (4.8).

- Tramo AB

$$\overline{\sum M_{AB}} = V_{AB} \times L_{AB}$$

$$\overline{\sum M_{AB}} = 25 \text{ (kg)} \times 150 \text{ (mm)}$$

$$\overline{\sum M_{AB}} = 3750 \text{ (kg. mm)}$$

- Tramo BC

$$\overline{\sum M_{BC}} = V_{BC} \times L_{BC}$$

$$\overline{\sum M_{BC}} = 0 \text{ (kg)} \times 390 \text{ (mm)}$$

$$\overline{\sum M_{BC}} = 0 \text{ (kg} \cdot \text{mm)}$$

- Tramo CD

$$\overline{\sum M_{CD}} = V_{CD} \times L_{CD}$$

$$\overline{\sum M_{CD}} = -25 \text{ (kg)} \times 150 \text{ (mm)}$$

$$\overline{\sum M_{CD}} = -3750 \text{ (kg} \cdot \text{mm)}$$

Una vez calculado las reacciones se calcula se realiza el diagrama del fuerzas cortantes del sistema.

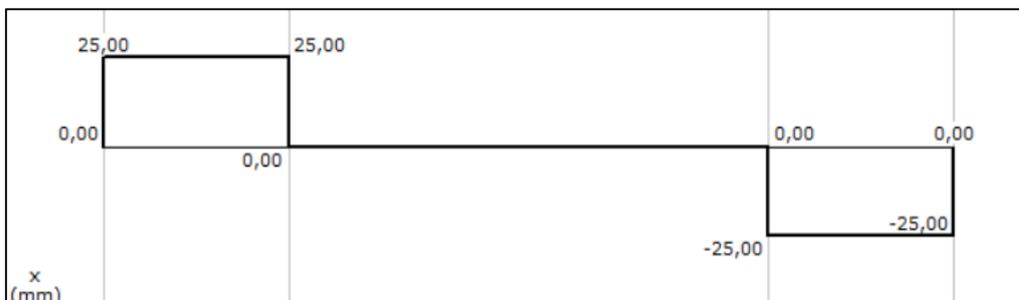


Figura 4.10. Diagrama de fuerzas cortante del sistema

Elaborado por: David Tapia G.

Se realiza el diagrama de los momentos flectores que se genera en el sistema de transmisión de potencia.

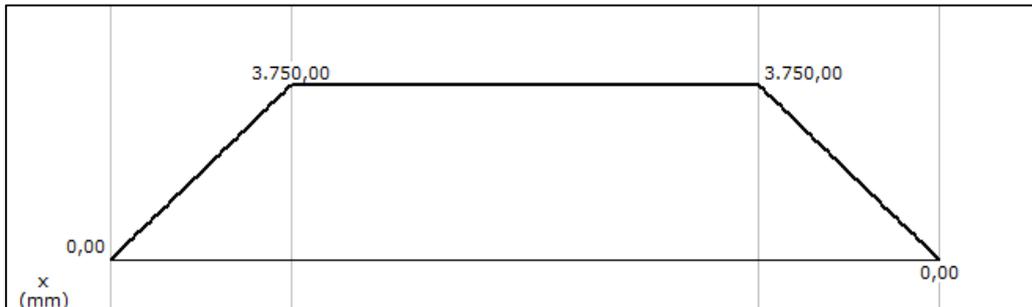


Figura 4.11. Diagrama de momento flector del sistema.

Elaborado por: David Tapia G.

Con el valor máximo de momento flector, nos permite calcular el diámetro del eje sometido a cargas estáticas, debido a que el eje motriz y conducido giran libremente sobre los soportes, por lo cual el momento tensor es despreciable se estable la siguiente ecuación:

$$d = \left(\frac{32M \times FS}{\pi S_y} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. 4.9}$$

Donde:

d = Diámetro del eje. (*mm*)

M = Momento flector de la sección crítica. (*kg.mm*)

S_y = Resistencia al corte. (*kg.mm²*)

FS = Factor de seguridad

Despejando el factor de seguridad “FS” de la ecuación (4.9), se tiene:

$$FS = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 * M} \quad \text{Ec. 4.10}$$

Para el cálculo del diámetro del eje se utilizará la ecuación (4.9), y se establece un factor de seguridad FS=2, por lo tanto el diámetro del eje será:

$$d = \left(\frac{32 * M * FS}{\pi * S_y} \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{32 * 3750 \text{ (kg.mm)} * 2}{\pi * 110 \text{ 3750 (kg/mm}^2\text{)}} \right)^{1/3}$$

$$d = 8,85 \text{ (mm)}$$

Una vez obtenido el valor del diámetro del eje para cargas estáticas es aproximado a un eje 3/8 [in].

Para mayor seguridad en el diseño estático se asumirá un eje de 1 [in] por ser un eje comercial y es equivalente a 25,4 mm, con este nuevo valor el factor e seguridad se incrementara a:

$$FS = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 * M}$$

$$FS = \frac{\pi * 25,4^3 \text{ (mm)} * 110 \text{ (kg/mm}^2\text{)}}{32 * 3750 \text{ (kg.mm)}}$$

$$FS = 47,2$$

4.4.3. Cálculo de ejes para cargas dinámicas.

El análisis se lo realiza debido a que los ejes de la máquina van a estar expuestos a esfuerzos variables. Las cargas dan lugar a la aparición de un esfuerzo a flexión alternante y a un esfuerzo torsional invariable en el tiempo.

$$\sigma_{Alt} = \frac{32 * M_a}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. 4.11}$$

Donde:

σ_{Alt} = Esfuerzo alternante. (kg/mm^2)

M_a = Momento de flexión alternante. ($kg.mm$)

d = diámetro del eje a carga estática. (mm)

El momento alternante es el promedio entre la diferencia de momento máximos y mínimo del sistema de transmisión de potencia.

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad \text{Ec. 4.12}$$

Donde:

M_{max} = momento flector máximo. ($kg.mm$)

M_{min} = momento flector mínimo. ($kg.mm$)

Ecuación para determinar el diámetro de eje sometido a cargas dinámicas es:

$$d = \left(\frac{32 * M a x FS}{\pi * S_e} \right)^{1/3} \quad \text{Ec. 4.13}$$

Donde:

d = Diámetro del eje

M = Momento flector de la sección crítica

S_e = resistencia a la fatiga

FS = Factor de seguridad

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga se determina de la siguiente ecuación (2.2):

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e$$

- **Factor de superficie [K_a].**

Se utiliza la ecuación (2.3), para el cálculo de factor de superficie y de la tabla (2.1) se extraen los valores para **a** y **b**, considerando una superficie de maquinado o laminado en frío.

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

Donde:

$$a = 2,70$$

$$b = -0,265$$

$$K_a = 2,70 * 99,54^{-0.265}$$

$$K_a = 0,79$$

- **Factor tamaño [Kb].**

Con la ecuación (2.4), para ejes con diámetro menor a 2(in) determinamos el factor de tamaño.

$$K_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0,107}$$

Donde:

d = diámetro del eje de transmisión

$$K_b = \left(\frac{1}{0.3}\right)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,879$$

- **Factor confiabilidad [Kc].**

De la ecuación (2.5), calculamos el factor Kc.

$$K_c = 1 - 0,08 Z_a$$

Para la confiabilidad se utiliza 99,99%, de la tabla (2.2).

Donde:

Za = 3,719; confiabilidad de 99,99%

$$K_c = 1 - (0,08 * 3,719)$$

$$K_c = 0,702$$

- **Factor temperatura [Kd].**

De la ecuación (2.6), calculamos el factor de temperatura $T \leq 450^\circ C$

$$K_d = 1$$

- **Factor varios [Ke].**

De la ecuación ecuación (2.7).

$$K_e = 1$$

- **Factor concentración de tensiones [Kf].**

De la ecuación (2.8), para determinar la concentración de tensiones debido a la curva de sensibilidad a la muesca mostrada en la figura (2.11).

$$K_f = 0,8$$

- **Límite de resistencia [S'_e].**

De la ecuación (2.1), donde el valor S_{ut} es tomado de la tabla (4.8), propiedades mecánicas del acero ASSAB 705

$$S'_e = 0,5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 0,5 * 99,54 \text{ (ksi)}$$

$$S'_e = 49,77 \text{ (ksi)}$$

Entonces la resistencia a la fatiga (Ec. 2.2) es:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e$$

$$S_e = 0,79 * 0,879 * 0,702 * 1 * 1 * 0,8 * 49,77 \text{ (ksi)}$$

$$S_e = 19,41 \text{ (ksi)}$$

$$S_e = 13,65 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Para determinar el momento alternante M_a se emplea la siguiente ecuación (4.12).

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

$$M_a = \frac{3750 \text{ (kg.mm)} - [-3750 \text{ (kg.mm)}]}{2}$$

$$M_a = 3750 \text{ (kg.mm)}$$

Por lo tanto se calcula el diámetro del eje sometido a cargas dinámicas con un factor de seguridad de 2 con la ecuación (4.13).

$$d = \left(\frac{32 * M * FS}{\pi * S_e} \right)^{1/3}$$

$$d = \left[\frac{32 * 3750 \text{ (kg.mm)} * 2}{\pi * 13,65 \text{ (kg/mm}^2\text{)}} \right]^{1/3}$$

$$d = 17 \text{ (mm)}$$

$$d = 0,70 \text{ (pulg)}$$

Se realiza un recálculo por el factor de tamaño para el diámetro calculado con la ecuación (2.4).

$$K_b = \left(\frac{0,70}{0,3}\right)^{-0,107}$$

$$K_b = 0.913$$

Por lo tanto se realiza el recálculo y el nuevo valor de la resistencia a la fatiga con la ecuación (2.2).

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e$$

$$S_e = 0,79 * 0,913 * 0,702 * 1 * 1 * 0,8 * 49,77 \text{ (ksi)}$$

$$S_e = 20.16 \text{ (ksi)}$$

$$S_e = 14,17 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Entonces se calcula el diámetro del eje corregido:

$$d = \left[\frac{32 * 375 \text{ (kg} \cdot \text{mm)} * 2}{\pi * 14,17 \text{ (kg/mm}^2\text{)}} \right]^{1/3}$$

$$d = 17,53 \text{ (mm)}$$

Con el recálculo del diámetro del eje sometido a cargas dinámicas se decide seleccionar un eje de 1 [in], equivalente a 25,4 mm, con el nuevo diámetro seleccionado el factor de seguridad para un estado dinámico será:

$$FS = \frac{\pi * d^3 * S_e}{32 * M}$$

$$FS = \frac{\pi * 25,4^3 (mm) * 14,17 (kg/mm^2)}{32 * 3750 (kg.mm)}$$

$$FS = 6$$

4.4.4. Cálculo de soportes (chumaceras) con rodamientos.

En la selección de un rodamiento se debe considerar la carga dinámica, duración, velocidad máxima y la lubricación.

Para rodamiento que trabajan a cargas radiales se los selecciona en base al cálculo de los ejes de transmisión, es decir hasta la determinación del diámetro mínimo.

Parámetros necesarios para la selección de rodamientos son:

- Determinar diámetro del eje donde actuará el rodamiento.
- Especificación a la duración de diseño del rodamiento en función a la tabla (4.9), en la cual se expone el tipo de máquina a diseñar.

Tabla 4.9. Horas de servicio de acuerdo al tipo de máquinas.

SOLICITUD	HORAS NOMINALES	COMENTARIOS
Ascensores y elevadores	10.000 a 15.000	Alta seguridad de funcionamiento
Maquinaria para la construcción		
Excavadora sobre orugas, cargadores frontales rodillos vibratorios	2.000 a 5.000 4.000 a 8.000	A menudo, el polvo excesivo carga desigual
Trituradoras, molinos	20.000 a 40.000	Carga desigual
Motors eléctricos		
Los motores pequeños	2.000 a 5.000	Funcionamiento suave en electrodomésticos
Los motores industriales	30.000 a 70.000	
Motors unidos	50.000 a 100.000	
Electrodomésticos	500 a 2.000	Operación a corto plazo, un funcionamiento suave
Herramientas manuales	3.000 a 10.000	Tiempo de funcionamiento corto

Maquinaria de carpintería	3.000 a 10.000	Altas velocidades, polvo de madera
Transportadores generales	15.000 a 20.000	Polvo excesivo
Rodillos transportadores	15.000 a 100.000	
Engranajes		
Reductores industriales	5.000 a 20.000	Alta demanda
Engranajes grandes	40.000 a 100.000	Fiabilidad operativa
Vehículos ferroviarios	20.000 a 75.000	
Compresores	5.000 a 30.000	
Plantas de energía	80.000 a 200.000	Elevada seguridad de funcionamiento
Maquinaria agrícola		
Tractores	4.000 a 8.000	Polvo grande
Maquinaria de construcción general	1.000 a 2.000	Tiempos de para frecuente
Molinos y trituradores	30.000 a 70.000	Con amortiguamiento de oscilaciones
Fábrica de papel		
Maquinas con zona húmeda	75.000 a 100.000	Alta fiabilidad requerida
Área seca	100.000 a 150.000	Parcialmente altas temperaturas
Prensas mecánicas	10.000 a 50.000	
Bombas		
Bombas centrifugas	20.000 a 80.000	
Bombas de pistón	1.000 a 10.000	
Bombas de engranajes	1.000 a 10.000	
Agitadores	30.000 a 50.000	
Equipos vibratorios	10.000 a 20.000	Propia ejecución de vibración
Motores de desequilibrio	2.500 a 7.500	Propia ejecución de vibración
Aficionados	20.000 a 100.000	Alta fiabilidad operativa
Laminadoras y fundiciones	10.000 a 50.000	Exposición a exceso de polvo
Máquinas herramientas	10.000 a 50.000	Alta presión de funcionamiento
Centrifugas	10.000 20.000	Altas aceleraciones

Elaborado por: [16]

El cálculo en la determinación de horas de servicio de un rodamiento se determina:

$$L_{10h} = \frac{\text{límite inferior} - \text{límite superior}}{2} \quad \text{Ec. 4.14}$$

Determinación de la capacidad del rodamiento, es decir, carga dinámica básica requerida, C , mediante la ecuación.

$$C = P_d(L_{10h} * 60 * n/10^6)^{1/p} \quad \text{Ec. 4.15}$$

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica (N)

P_d = Carga radial de diseño (N)

n = Velocidad de giro (RPM)

$p = 3$ para rodamientos de bolas y $(10/3)$ para rodamientos de rodillos.

Con el resultado se selecciona el rodamiento apropiado considerando la capacidad de carga con la siguiente consideración, $C_r > C$.

Donde:

C_r = es la capacidad de carga dinámica reflejado en tablas.

Los rodamientos son empleados para la transferencia de carga mediante elementos de contacto rodante en lugar de contacto deslizante.

Para la implementación de rodamiento es necesario determinar la carga radial que actuará sobre el rodamiento.

Carga por rodamiento es:

$$R_1 = P_d = 25 \text{ (kg)}$$

Se determina que el diámetro aceptable de los ejes de transmisión y conducido son de 25,4mm (1 pulg).

De acuerdo a tabla (4.9), y la ecuación (4.14), se asume que la duración, es decir, horas nominales de servicio (L_{10h}), de diseño de los rodamientos para el tipo de funcionamiento de la máquina es:

$$L_{10h} = \frac{10000 + 15000}{2}$$

$$L_{10h} = 12500 \text{ h}$$

Con la fórmula anterior se calcula la duración de horas nominales de servicio que en promedio de 10000 a 12500 funciona la máquina, con una alta fiabilidad de funcionamiento por cortos periodos de tiempo.

Capacidad de carga dinámica del rodamiento con la ecuación (4.15).

$$C = 196 \left(\frac{12500 \text{ hrs} * 60 * 1800 \text{ rpm}}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C = 1005,47 \text{ (N)}$$

$$C = 102,49 \text{ (kg)}$$

Se verifica en catálogo general NKE, se escoge un rodamiento del tipo Y con prisioneros de sujeción al eje, cuyas características son las siguientes.

Tabla 4.10. Características de rodamiento tipo Y.

Dimensiones (mm)				Índices de Carga Básica (N)				Factor f_0	Velocidad Límite (rpm)			Números de Rodamiento			
d	D	B	r min.	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}		Grasa		Aceite	Abierto	Blindado	Sellado	
								Abierto	DU	Abierto	Z				
25	37	7	0.3	4 500	3 150	455	320	16.1	18 000	10 000	22 000	6805	ZZ	VV	DD
	42	9	0.3	7 050	4 550	715	460	15.4	16 000	10 000	19 000	6905	ZZ	VV	DDU
	47	8	0.3	8 850	5 600	905	570	15.1	15 000	—	18 000	16005	—	—	—
	47	12	0.6	10 100	5 850	1 030	595	14.5	15 000	9 500	18 000	6005	ZZ	VV	DDU
	52	15	1	14 000	7 850	1 430	800	13.9	13 000	9 000	15 000	6205	ZZ	VV	DDU

Elaborado por: [17]

4.4.5. Cálculo de potencia del motor.

La potencia requerida para la selección del motor es importante para determinar el par de torsión en cada uno de los rodamientos, venciendo las fuerzas de rozamiento de cada uno de los rodamientos que forman parte del sistema de transmisión de potencia.

Primero es necesario determinar el momento de torsión mínimo que se necesita para vencer la fuerza de rozamiento.

La ecuación a utilizar es:

$$T = \frac{\mu * F * d}{2} \quad \text{Ec.4.16}$$

Donde:

T= momento de torsión (*Nm*)

μ = coeficiente de rozamiento del rodamiento

d = diámetro del agujero interno del rodamiento (*m*)

Tabla 4.11. Coeficientes de fricción en rodamiento.

TIPOS DE RODAMIENTOS	COEFICIENTE DE FRICCIÓN
Rodamiento rígido de bolas, abierta	0.0010 a 0.0015
Cojinete de bolas de contacto angular, una hilera	0.0020
Cojinete de bolas de contacto angular, de dos hileras	0.0025
Cuatro puntos de bolas de contacto que lleva	0.0025 a 0.0040
Auto balón apoyo pivotante, sellado	0.0010 a 0.0020
Rodamiento de rodillos cilíndricos	0.0015 a 0.0020
Rodamiento de rodillos cilíndricos, lleno complemento	0.0020 a 0.0040
Rodamiento de rodillos esféricos	0.0020 a 0.0025
Rodamiento de rodillos cónicos, de una hilera	0.0015 a 0.0020
Rodamiento de rodillos cónicos, emparejado	0.0025 a 0.0040
Cojinete de bolas de empuje	0.0010 a 0.0020

Rodamiento de rodillos cilíndricos de empuje	0.0050 a 0.0070
Rodamiento de rodillos esféricos de empuje	0.0020 a 0.0030

Elaborado por: [16]

Con el valor del momento de transmisión se determina la potencia del motor para vencer la fuerza de fricción en los rodamientos.

$$H = \frac{T * n}{716} \quad \text{Ec.4.17}$$

Donde:

H = potencia del motor (*HP*)

n = número de revolución del motor en (*RPM*)

Utilizando la ecuación (4.16) se determina el momento tensor:

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

$$T = \frac{0.0015 * 25(kg) * 25,4(mm)}{2}$$

$$T = 0,476 (kg. mm)$$

Pero el sistema consta de cuatro rodamientos tipo Y el cual debe vencer la fuerza de rozamiento de los mismos por lo cual se debe multiplicar al momento de tensor por el 4, obteniendo:

$$T = 0,476 (kg. mm) \times 4 = 1,905 (kg. mm)$$

Generalmente el rendimiento en motores eléctricos es del 0,98%

Entonces la potencia del motor eléctrico se la calcula con la ecuación (4.17).

Para el uso de la formula se debe utilizar la unidad de medida del torque en [kg*m]

$$H = \frac{T * n}{716}$$
$$H = \frac{0,0019 (kg. mm) * 1800 rpm}{716}$$
$$H = 0,00478 HP$$

Se selecciona un motor de 1 hp, con ello se obtiene la potencia necesaria para vencer la fuerza de rozamiento de los cuatro rodamientos que son parte del sistema de transmisión del eje motriz y conducido.

4.4.6. Cálculo de chaveta para para transmisión de potencia.

Las chavetas y pasadores se emplean para transmitir el par de torsión en ejes para ajustar elementos rotatorios como engranajes, poleas y ruedas. Las chavetas se posicionan axialmente y para la transferencia de empuje o par de torsión.

Modos de falla de una chaveta que transmite momento torsionales son:

- Falla de corte por la interface eje-cubo
- Falla por compresión y aplastamiento

Es necesario analizar los modos de falla, es decir, el cálculo de fuerzas que actúan sobre la chaveta.

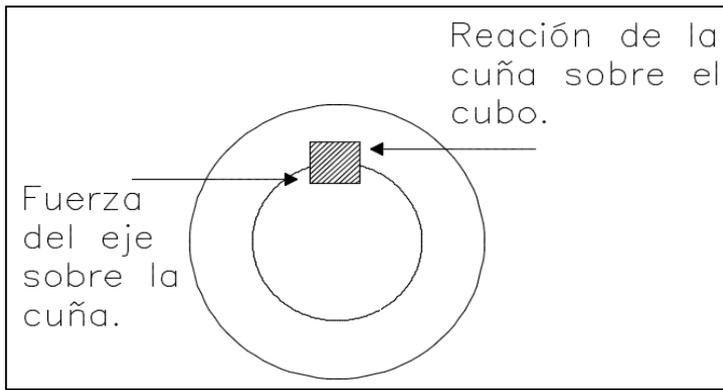


Figura 4.12. Fuerzas aplicadas sobre la cuña.

Elaborado por: David Tapia G.

Para el análisis se idealiza las fuerzas que actúan sobre la chaveta ya que no se sabe con exactitud la posición real de las fuerzas.

Donde:

L_c = longitud de la chaveta (mm)

h = altura de la chaveta (mm)

w = ancho de la chaveta (mm)

En el diseño se igualan los esfuerzos cortantes admisibles y el esfuerzo cortante de diseño, así la teoría de falla por esfuerzo cortante se determina:

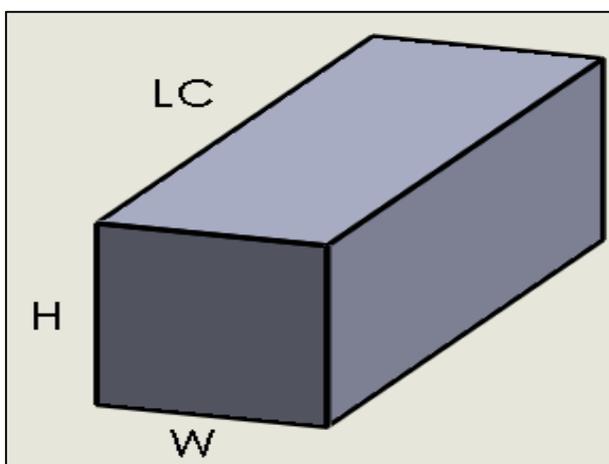


Figura 4.13. Dimensiones de una chaveta

Elaborado por: David Tapia G.

Por lo tanto,

$$\tau = \frac{2 T}{d * w * Lc} \quad \text{Ec. 4.18}$$

Donde:

τ = esfuerzo cortante admisible (kg/mm^2)

d = diámetro del eje (mm)

w = ancho de la chaveta (mm)

Lc = longitud de la chaveta (mm)

Para el cálculo del esfuerzo cortante admisible se debe determinar la longitud necesaria de la chaveta es:

$$Lc = \frac{2 * T * FS}{0,5 * Sy * D * w} \quad \text{Ec.4.19}$$

Para el análisis de la falla por aplastamiento, se combina el esfuerzo cortante que produce en el costado de la chaveta al encontrarse en contacto el chavetero con el eje y/o con el otro lado del chavetero con el cubo.

$$\sigma = \frac{4 T}{D * LC * h} \quad \text{Ec. 4.20}$$

Donde:

σ = esfuerzo de compresión admisible (kg/mm^2)

Así la falla sucede en la superficie que tenga la menos resistencia a la fluencia por compresión.

Entonces, la longitud de la chaveta para el modo de falla por compresión es:

$$L_c = \frac{4 \cdot T \cdot FS}{D \cdot h \cdot S_y} \quad \text{Ec. 4.21}$$

El factor de seguridad FS es tres (3), para aplicaciones industriales.

La chaveta diseñada es la encargada de transmitir la potencia que genera el motor eléctrico entre acople flexible y los ejes.

La chaveta se dimensiona para un eje de transmisión de 25.4 mm calculado anteriormente.

Para la chaveta, se calcula su longitud por los dos modos de falla que pueda sufrir.

- Falla de corte por la interface eje-cubo.
- Falla por compresión y aplastamiento.

Tabla 4.12. Dimensiones de chavetas rectangulares

Diámetro del eje en [mm]		Tamaño de la cuña [mm]		Profundidad de la cuña [mm]
Desde	Hasta	w	h	
22,23	31,75	6,35	4,76	2,38

Fuente: [12]

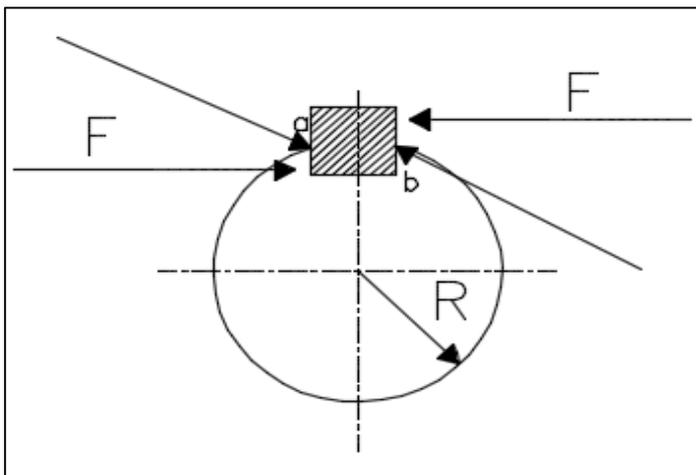


Figura 4.14. Distribución de fuerzas en la superficie del eje.

Elaborado por: David Tapia G.

Para el diseño se utilizará como material un acero AISI 1018.

Tabla 4.13. Propiedades mecánicas del acero AISI 1018.

UNIDADES	Mpa	Kg/mm ²	Kpsi
S _y	370,2	37,75	53,7

Elaborado por: David Tapia G.

Para determinar el momento tensor se considerará el motor de 1 HP.

$$T = \frac{H * 716}{n}$$

$$T = \frac{1(\text{hp}) * 716}{1800 (\text{rpm})}$$

$$T = 397,77 (\text{kg} \cdot \text{mm})$$

Método 1:

Se calcula la longitud necesaria de la chaveta por método de corte máximo, mediante la ecuación (4.19). En la construcción de máquinas se recomienda un factor de seguridad de 3, entonces:

$$L_c = \frac{2 * T * FS}{0,5 * S_y * D * w}$$

$$L_c = \frac{2 * 397,77 (\text{kg} \cdot \text{mm}) * 3}{0,5 * 37,75 \left(\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right) * 25,4 (\text{mm}) * 6,35 (\text{mm})}$$

$$L_c = 0,783 (\text{mm})$$

Entonces el esfuerzo cortante se calcula con la ecuación (4.18).

$$\tau = \frac{2 T}{D * w * L_c}$$
$$\tau = \frac{2 * 397,77 (kg.mm)}{25,4 (mm) * 6,35 (mm) * 0,783(mm)}$$
$$\tau = 6,30 (kg/mm^2)$$

Método 2:

Se calcula la longitud de la chaveta por método de falla por compresión, mediante la ecuación (4.19) usando un factor de seguridad = 3.

$$L_c = \frac{4 * T * FS}{D * h * S_y}$$
$$L_c = \frac{4 * 397,77 (kg.mm) * 3}{25,4 (mm) * 4,76(mm) * 37,75 (kg/mm^2)}$$
$$L_c = 1,04 (mm)$$

Por lo tanto se calcula el esfuerzo a la compresión con la ecuación (4.20), es el esfuerzo que estará sometida la chaveta, se tiene:

$$\sigma = \frac{4 * T}{D * L_c * h}$$
$$\sigma = \frac{4 * 397,77 (kg.mm)}{25,4 (mm) * 1,04(mm) * 4,76(mm)}$$
$$\sigma = 12,65 (kg/mm^2)$$

Los valores obtenidos de la longitud de la chaveta (L_c) por los métodos antes mencionados son muy bajos, por lo cual se considera que la longitud de la cuña es la longitud del cubo del acople semiflexible a seleccionarse más adelante.

4.4.7. Cálculo y selección de acople flexible.

En la máquina el factor más importante es el acoplamiento en ejes y máquinas conectadas entre sí. El par nominal en función de la potencia a transmitir es:

$$C = \frac{7160 * H}{n} \quad \text{Ec. 4.22}$$

Donde:

C = par nominal a transmitir, ($N.m$)

H = Potencia nominal del motor, (hp)

n = Velocidad de rotación, (rpm)

El coeficiente de seguridad en la utilización de un acople flexible está en función de las irregularidades del par debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (k_1), las frecuencias de arranque (k_2), el número de horas de funcionamiento por día (k_3). [20]

Ver valores de los factores de corrección en Anexo 1.

$$k = k_1 * k_2 * k_3 \quad \text{Ec. 4.23}$$

Donde:

K_1 = irregularidades en par torsor.

K_2 = frecuencias de arranque.

K_3 = número de horas de funcionamiento al día.

Una vez calculada el valor del factor de corrección se determina el par de torsión nominal efectiva del acoplamiento con la ecuación:

$$C_e = k * C \quad \text{Ec. 4.24}$$

El par nominal que soportará el acople flexible para transmitir la potencia del motor a los ejes de transmisión se utiliza la ecuación (4.22) por lo tanto:

$$C = \frac{7160 * H}{n}$$

$$C = \frac{7160 * 1(\text{hp})}{1800 \text{ rpm}}$$

$$C = 3,98(\text{N.m})$$

$$C = 405,70 (\text{kg.mm})$$

Factores de corrección por servicio multiplicados con la ecuación (4.23).

- $K_1 = 1$ (línea de ejes).
- $K_2 = 1,2$ (máximo 10 arranques por hora).
- $K_3 = 1$ (de 2 a 1 hora de funcionamiento diario).

$$k = k_1 * k_2 * k_3$$

$$k = 1 * 1,2 * 1 = 1.2$$

Con el resultado de factor de corrección obtenido se determina con la ecuación (4.24), el par nominal efectivo que debe soportar el acoplamiento.

$$C_e = k * C$$

$$C_e = 1,2 * 405,70 \text{ (kg.mm)}$$

$$C_e = 486,84 \text{ (kg.mm)}$$

Con el valor calculado para el par nominal efectivo y considerando el diámetro de los ejes, se selecciona en catálogos de Lovejoy el acople L100. El acople seleccionado tiene una capacidad de transmitir un par nominal de 417 [Lb.in] equivalente a 23323,14 [kg.mm], el cual disipa un desalineamiento de hasta 1°.

4.4.8. Diseño de barra de carga.

La barra de carga es un elemento mecánico de sección transversal circular que estará soportando la carga, de esta forma la barra es sometida a tensión axial.

- Para el diseño de la barra se tomará, en cuenta la carga máxima de 50 kg.
- La barra es de sección circular constante.

La barra esta propensa a fallar por tracción, por ello se diseñará, la barra en acero de construcción acero ASTM A-36 por ser el más usado en la fabricación de estructuras metálicas y diversos elementos mecánicos.

Tabla 4.14. Propiedades mecánicas del acero ASTM A-36

UNIDADES	Mpa	Kg/mm ²	Kpsi
S _y	248,6	25,36	36
S _{ut}	631,17	64,34	42

Elaborado por: [4]

El diagrama de cuerpo libre de la figura (4.13), se observa la existencia de un esfuerzo normal de tracción por lo tanto se tienen:

$$\sigma_y = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 4.25}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{Ec. 4.26}$$

Donde:

σ_y = esfuerzo en eje y.

F = Carga máxima.

A = área de la barra de carga.

Al remplazar la ecuación 4.26 en 4.25.

$$\sigma_y = \frac{4F}{\pi d^2} \quad \text{Ec. 4.27}$$

Al no tener fuerzas en el eje X, se tiene:

$$\sigma_x = 0$$

Por lo tanto:

$$\sigma_1 = \sigma_y, \quad \sigma_2 = 0, \quad \sigma_3 = 0$$

Con la aplicación de esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

Para el dimensionamiento de la barra de carga es utilizar la teoría de la energía de distorsión para la obtención del diámetro de la barra.

$$\sigma' = S_y/FS$$

Por lo tanto se tiene:

$$\sigma_1 = S_y/FS \quad \text{Ec. 4.28}$$

Al igualar las ecuaciones 4.27 y 4.28 se tiene:

$$\frac{4F}{\pi d^2} = \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ec. 4.29}$$

De la ecuación (4.29), despejamos la ecuación para determinar el diámetro de la barra de carga, obteniendo:

$$d = \sqrt{\frac{4 * F * FS}{\pi * S_y}} \quad \text{Ec. 4.30}$$

Ver el diagrama de cuerpo libre en la figura (4.15.), con el material seleccionado.

Con la ecuación (4.30), se determina el diámetro de la barra de carga con un factor de seguridad de FS=5.

$$d = \sqrt{\frac{4 * F * FS}{\pi * S_y}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 50 (kg) * 5}{\pi * 25,36 (kg/mm^2)}}$$

$$d = 3,54 (mm)$$

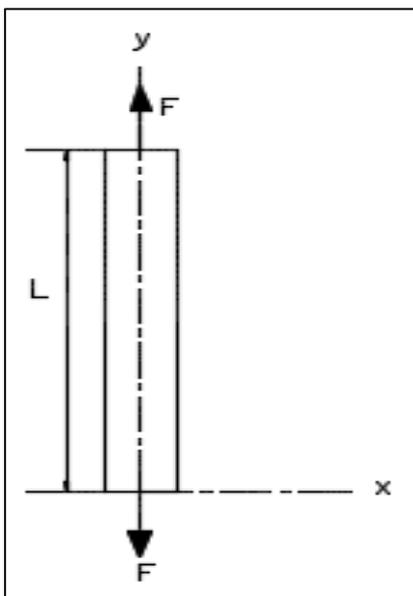


Figura 4.15. Diagrama de cuerpo libre de barra de carga.

Elaborado por: David Tapia G.

El valor del diámetro para la barra de carga es de 3,54 mm, pero para a construcción y rigidez de la máquina se diseñará una barra con un diámetro comercial de 3/4" equivalente a 19,05 mm.

4.4.9. Diseño de placas.

Para el cálculo de las placas que intervienen en el diseño de la máquina de ensayo de fatiga es importante considerar e idealizar a las placas como si fueran vigas de sección constante.

Se debe calcular el peso propio de los mismos.

❖ Cálculo del peso de los componentes de la máquina.

Ecuación para determinar la masa:

$$m = \rho * V \quad \text{Ec. 4.31}$$

Donde:

m = masa del componente (kg)

ρ = densidad del acero $7,85 \times 10^{-6}$ (kg/mm³)

V = volumen del componente (mm³)

❖ Cálculo del peso de la placa.

Ecuación para determinar la el volumen de la placa:

$$V = e * b * L \quad \text{Ec. 4.32}$$

Donde:

e = espesor de la placa (mm)

b = ancho de la placa (mm)

L = longitud de la placa (mm)

Entonces para la masa de la placa se tiene:

$$m = \rho * e * b * l \quad \text{Ec. 4.33}$$

❖ Cálculo de peso de los ejes.

Ecuación para determinar el volumen de un cilindro para el cálculo del volumen de los ejes:

$$V = \pi \frac{d^2}{4} L \quad \text{Ec. 4.34}$$

Donde:

d = diámetro del eje (mm)

L = longitud del eje (mm)

Entonces para la masa del eje se tiene:

$$m = \rho * \pi \frac{d^2}{4} l \quad \text{Ec. 4.35}$$

4.4.10. Diseño de la placa de fuerza.

Es quien traslada la fuerza desde la barra de carga hacia las chumaceras, mediante el giro del motor se produce la flexión alternante en las probetas de ensayo.

Consideraciones adicionales:

- La placa no posee agujeros.
- Para el diagrama se la analiza como viga simplemente apoyada ver figura (4.16)

La carga en el centro de la viga pertenece al peso propio sumado las cargas de la barra y carga a transmitir.

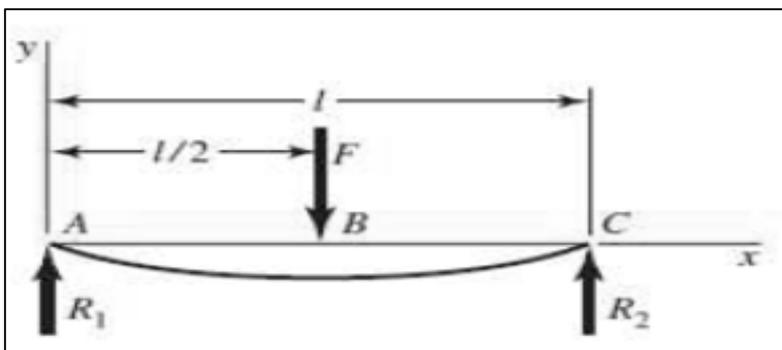


Figura 4.16. Diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza.

Elaborado por: [12]

Una vez establecidas las fuerzas actuantes se calcula el momento, el esfuerzo cortante y el momento flector.

$$V_{AB} = R_1 \quad ; \quad V_{BC} = -R_2 \quad \text{Ec. 4.36}$$

$$M_{AB} = \frac{Q \cdot x}{2} \quad ; \quad M_{BC} = \frac{Q}{2} (L - x) \quad \text{Ec. 4.37}$$

$$Y_{max} = \frac{W_T \cdot l^3}{48 E \cdot I} \quad \text{Ec. 4.38}$$

Donde:

$$E = 20000 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

I = momento de inercia de la sección (mm^4)

Para el cálculo del espesor de la placa, se necesita establecer el esfuerzo admisible que actúa en la placa por lo que es importante utilizar la siguiente ecuación.

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * C}{I} \quad \text{Ec. 4.39}$$

Donde:

Max = momento máximo flector aplicado en la sección crítica. (Kg*mm)

C = Distancia desde la capa neutra de la sección hasta la superficie. (mm)

I = momento de inercia de la sección. (kg.mm^2)

A su vez la distancia entre la capa neutra y la superficie de la placa figura (4.17).

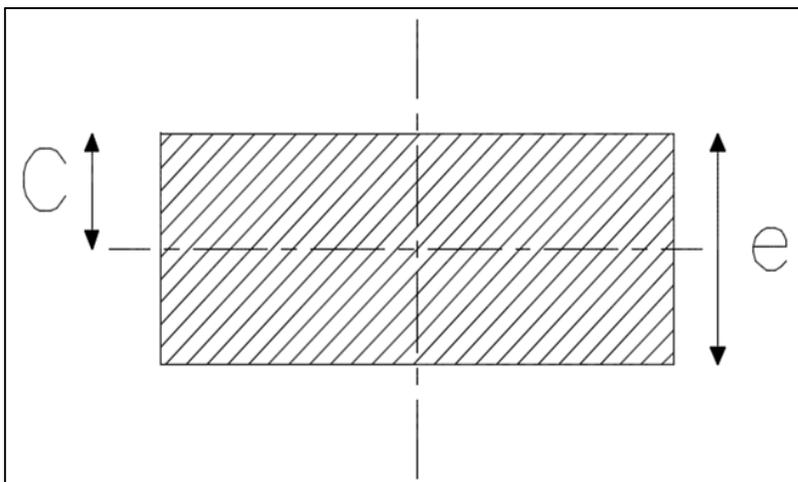


Figura 4.17. Sección transversal de la placa de fuerza.

Elaborado por: David Tapia G.

Por lo tanto:

$$C = \frac{e}{2} \quad \text{Ec. 4.40}$$

Donde:

e = espesor de la placa. (*mm*)

El momento de inercia en la sección es:

$$I = \frac{be^3}{12} \quad \text{Ec. 4.41}$$

Donde:

I = momento de inercia. (mm^4)

b = ancho de la placa. (*mm*)

Al reemplazar las ecuaciones 4.39 y 4.40 en 4.38 se obtiene la siguiente ecuación:

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * \frac{e}{2}}{\frac{be^3}{12}}$$
$$\sigma_x = 6 \frac{M_{max}}{be^2} \quad \text{Ec. 4.42}$$

Por no existir esfuerzos en el eje Y, y existir una flexión neta se considera al esfuerzo cortante despreciable, es decir:

$$\sigma_y = 0 \quad y \quad \tau_{xy} = 0$$

Por lo tanto:

$$\sigma_1 = \sigma_x \quad , \quad \sigma_2 = 0 \quad , \quad \sigma_3 = 0$$

Con la aplicación de esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

Para el dimensionamiento de las placas se utiliza la ecuación de la teoría de la energía de distorsión.

$$\sigma' = S_y/FS$$

Por lo tanto se tiene:

$$\sigma_1 = S_y/FS \quad \text{Ec. 4.43}$$

$$6 \frac{M_{max}}{be^2} = S_y/FS \quad \text{Ec. 4.44}$$

Despejando de la ecuación 4.43 el espesor de la placa, será:

$$e = \sqrt{\frac{6M_{max} * FS}{b * S_y}} \quad \text{Ec. 4.45}$$

Donde:

e = espesor de la placa de fuerza. (mm)

b = ancho de la placa. (mm)

$S_y = 25,36$ (Kg/mm^2)

Despejando el factor de seguridad de la ecuación (4.45), se tiene:

$$FS = \frac{S_y * b * e^2}{6 * M_{max.}} \quad \text{Ec. 4.46}$$

La placa de fuerza es la responsable de transferir la fuerza mediante la barra de carga hacia las chumaceras para que mediante el giro del motor se produzca la flexión alterante en la probeta. La figura (4.18), se muestra la forma de la placa de fuerza con los agujeros pasantes para la sujeción de las chumaceras y el agujero pasante central para sujetar la barra de carga.

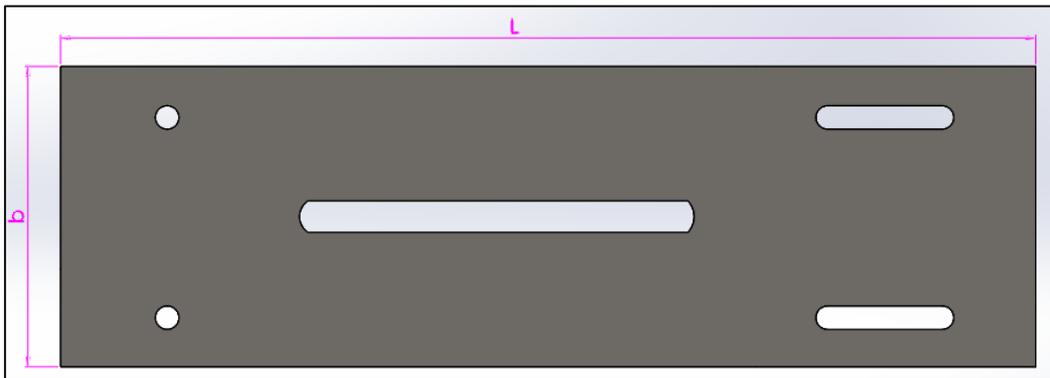


Figura 4.18. Placa de fuerza

Elaborado por: David Tapia G.

Dimensiones de la placa de fuerza:

$l = 494$ (mm)

$b = 153$ (mm)

$e = 10$ (mm)

Es necesario considerar el peso de barra circular, placa base y la carga aplicada para determinar la carga total aplicada.

Por lo tanto para el peso total se tiene:

$$W_T = \text{peso propio (placa)} + \text{peso de barra de carga} + \text{carga aplicada}$$

Peso propio de la placa ecuación (2.41):

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

$$W_{\text{peso propio}} = 7,85 \times 10^{-6} \text{ (kg/mm}^3\text{)} * 10 \text{ (mm)} * 153 \text{ (mm)} * 494 \text{ (mm)}$$

$$W_{\text{peso propio (placa)}} = 5,93 \text{ (kg)}$$

Peso propio de la barra de carga (4.35).

$$W_{\text{barra de carga}} = \rho * \pi \frac{d^2}{4} l$$

$$W_{\text{barra de carga}} = 7,85 \times 10^{-6} \text{ (kg/mm}^3\text{)} * \pi \frac{19,05^2}{4} \text{ (mm}^3\text{)} * 490 \text{ (mm)}$$

$$W_{\text{barra de carga}} = 1,1 \text{ (kg)}$$

La carga máxima a la que estará sometida es:

$$W_{\text{carga máxima}} = 50 \text{ (kg)}$$

En el diseño de la placa de fuerza es importante realizar el diagrama de cuerpo libre de la placa, interpretándola como viga de sección constante.

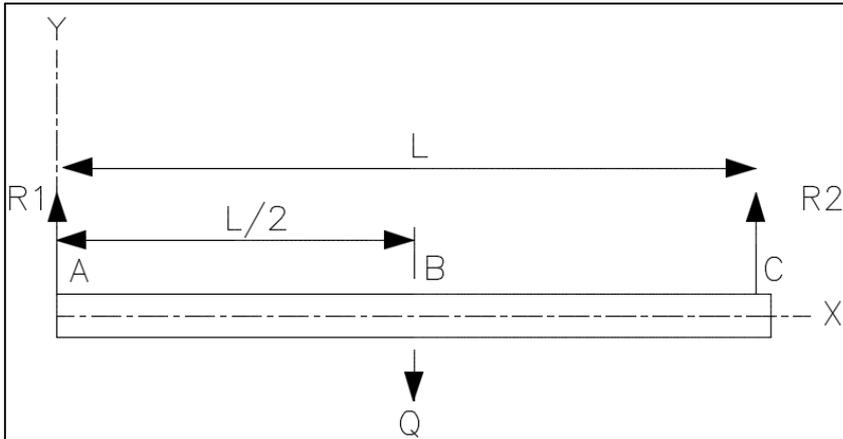


Figura 4.19. Diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza.

Elaborado por: [12]

Se inicia con el análisis y cálculo de los esfuerzos cortantes y momentos flexionante.

Entonces el peso total de la placa con el sistema de carga es:

$$W_T = 5,93(kg) + 1,1(kg) + 50(kg)$$

$$W_T = 57,03(kg)$$

Se calcula el momento flector máximo desde los diagramas de cuerpo libre de la placa con la ecuación (4.5).

$$R_1 = R_2 = \frac{Q}{2} = \frac{57,03(kg)}{2} = 28,52(kg)$$

Por lo tanto los esfuerzos cortantes se calculan con la ecuación (4.36):

$$V_{AB} = R_1 \quad ; \quad V_{BC} = -R_2$$

$$V_{AB} = 28,52(kg) \quad ; \quad V_{BC} = -28,52(kg)$$

Gráfica de diagramas de fuerza fuerzas en el sistema de placa de fuerza.

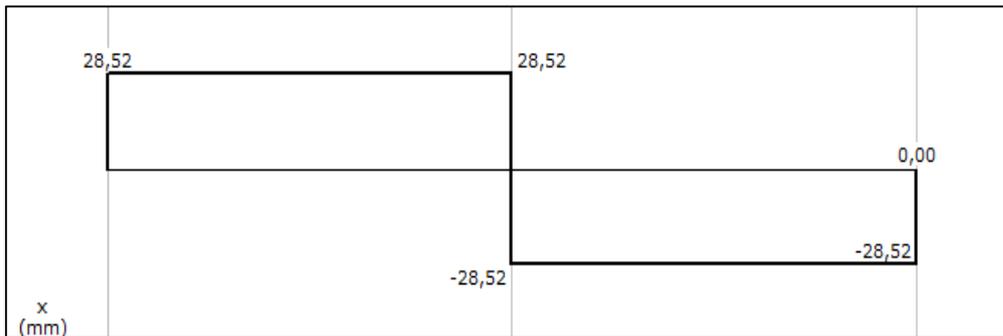


Figura4.20. Diagrama de fuerzas cortantes en placa de fuerza.

Elaborado por: David Tapia G.

Se determina el momento flector máximo de la placa con la ecuación (4.37):

Tramo AB.

$$M_{AB} = \frac{W_t * x}{2}$$

Donde:

$$x = 0 \text{ (mm)}$$

$$M_{AB} = \frac{57,03 * x}{2}$$

$$M_{AB} = \frac{57,03 \text{ (kg)} * 0 \text{ (mm)}}{2}$$

$$M_{AB} = 0 \text{ (kg. mm)}$$

$$x = 247 \text{ (mm)}$$

$$M_{AB} = \frac{57,03 * x}{2}$$

$$M_{AB} = \frac{57,03 \text{ (kg)} * 247 \text{ (mm)}}{2}$$

$$M_{AB} = 7043,21 \text{ (kg. mm)}$$

Tramo BC.

$$M_{BC} = \frac{W_t}{2} (l - x) \quad \text{Ec.4.47}$$

Donde:

$$x = 247 \text{ (mm)}$$

$$M_{BC} = \frac{57,03}{2} (x)$$

$$M_{BC} = \frac{57,03(\text{kg})}{2} * 247(\text{mm})$$

$$M_{BC} = 7043,21 \text{ (kg. mm)}$$

$$x = 0[\text{mm}]$$

$$M_{BC} = \frac{57,03 *}{2} (x)$$

$$M_{BC} = \frac{57,03[\text{kg}]}{2} * 0 \text{ (mm)}$$

$$M_{BC} = 0 \text{ (kg. mm)}$$

Gráfico de diagrama de momentos flector en placa de fuerza.

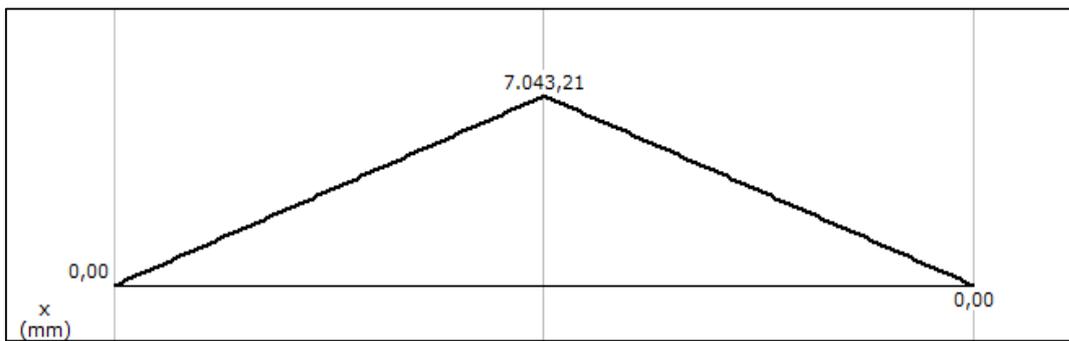


Figura 4.21. Diagrama de momento flector en placa de fuerza.

Elaborado por: David Tapia G.

Por lo tanto el momento flector máximo se encuentra en el centro de la placa de fuerza y se tiene:

$$M_{\text{máximo}} = 7043,21 \text{ (kg.mm)}$$

De esta manera es posible determinar el espesor mínimo de la placa de fuerza con la siguiente ecuación con una factor de seguridad FS=5.se continua con la utilización de acero ASTM A-36, utilizando la ecuación (4.45).

$$e = \sqrt{\frac{6 * M_{\text{max}} * FS}{b * S_y}}$$
$$e = \sqrt{\frac{6 * 7043,21 \text{ (kg.mm)} * 5}{153 \text{ (mm)} * 25,36 \text{ (kg/mm}^2\text{)}}}$$
$$e = 7,38 \text{ (mm)}$$

Para tener un diseño confiable y garantizar la estabilidad y rigidez de la máquina se selecciona una placa con espesor de 10 [mm], y se obtiene un factor de seguridad confiable:

Se calcula el factor de seguridad con la ecuación (4.46):

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

$$FS = \frac{25,36 (kg/mm^2) * 153(mm) * 10^2(mm)}{6 * 7043,21 (kg \cdot mm)}$$

$$FS = 9,18$$

El resultado obtenido es un factor de seguridad admisible por los aspectos de facilidad y garantía en la construcción.

Se procede a calcular el momento de inercia ecuación (4.41), como requisito para el cálculo de la deflexión máxima de la placa de fuerza.

$$I = \frac{be^3}{12}$$

$$I = \frac{153 (mm) * 10^3(mm)}{12}$$

$$I = 12750 (mm^4)$$

Con este valor se determina la deflexión máxima de la placa de fuerza usando la ecuación (4.38) y se tiene que:

$$Y_{max} = \frac{W_T * l^3}{48 E * I}$$

$$Y_{max} = \frac{57,03 (kg) * 494^3(mm)}{48 * 20000 (kg/mm^2) * 12750 (mm^4)}$$

$$Y_{max} = 0,56 (mm)$$

El valor calculado es la deflexión que se produce en la placa de fuerza y no altera en lo más mínimo al momento de realizar el ensayo de fatiga.

4.4.11. Selección de resortes.

Para los resortes que soportarán la placa de fuerza para evitar que tenga una caída súbita se selecciona el resorte para soportar el peso de la placa, chumacera y la carga máxima de 50 (kg).

Por lo cual se escoge un resorte helicoidal a compresión norma DIN ISO 10243 con las siguientes características:

Tabla 4.15. Características de resorte a compresión DIN ISO 10243

Resorte de tipo:	Longitudes:	Damero exterior	Fuerza:
Hilo	Min: 25mm Max: 305mm	Min: 9 mm Max: 51mm	Min: 6,80 kg Max: 580 kg

Elaborado por: <http://www.directindustry.es/prod/barnes-group/product-89659-1697220.html>



Figura 4.22. Resorte DIN ISO 10243.

Elaborado por: <http://www.directindustry.es/prod/barnes-group/product-89659-1697220.html>

4.4.12. Diseño de la placa principal.

Para el diseño de la placa principal se debe tener presente las siguientes sugerencias:

- Considerar como carga distribuida todos los pesos que se aplican en la placa al momento de realizar el diagrama de cuerpo libre.
- La carga puntual corresponde a la carga que se va a transferir a la probeta de ensayo, es decir, 50 [kg].

Para el cálculo de la placa de soporte principal es preciso realizar los mismos cálculos de la placa de fuerza pero se debe considerar que es un caso particular debido a las cargas que se aplican en la placa principal.

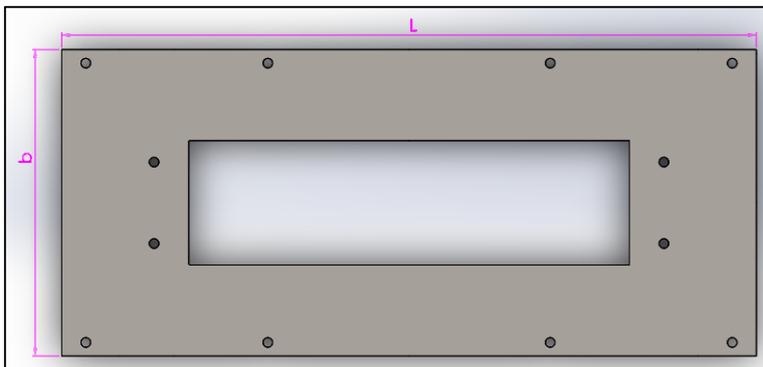


Figura 4.23. Dimensiones de la placa soporte principal.

Elaborado por: David Tapia G.

La placa principal va a estar sometida a una carga Q que está distribuida a lo largo de la placa, figura (4.23).

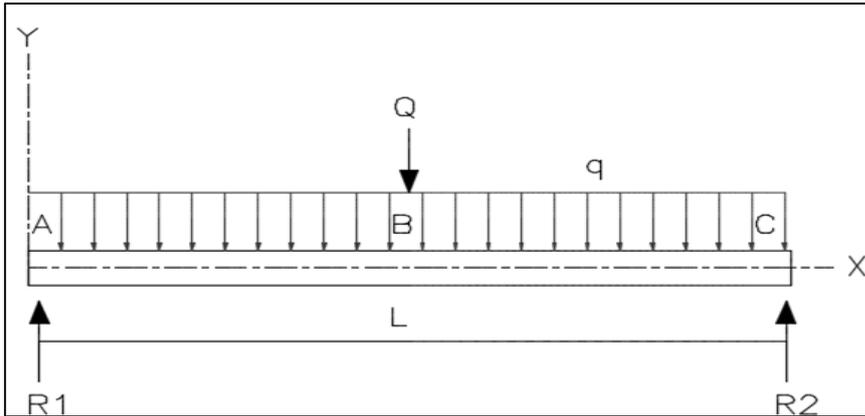


Figura 4.24. Diagrama de cuerpo libre de la placa principal.

Elaborado por: David Tapia G.

La carga distribuida suma los pesos de la placa principal, peso de la barra de carga, peso de chumaceras, peso de ejes y mandriles.

Se expresa la siguiente ecuación para la carga distribuida:

$$q = \frac{W_{\text{peso propio}} + W_{\text{pes.bar.carga}} + W_{\text{peso chumaceras}} + W_{\text{peso ejes}} + W_{\text{peso mandriles}}}{L}$$

Para el diseño de la placa de soporte principal, sobre ella se instalan las chumaceras, soportará toda la carga y tiene las siguientes dimensiones, ver figura (4.24).

Datos:

$$l = 864,60 \text{ [mm]}$$

$$b = 384 \text{ [mm]}$$

$$e = 10 \text{ [mm]}$$

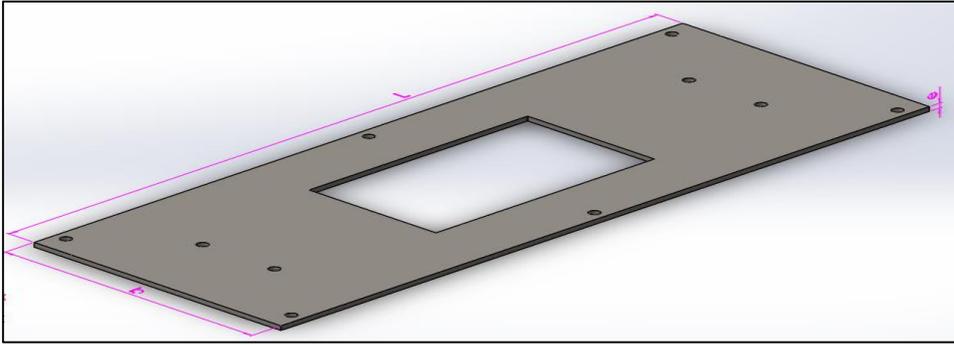


Figura 4.25. Placa de soporte principal

Elaborado por: David Tapia G.

- a. Peso propio aproximado de la placa principal se calcula con la ecuación (4.33).

$$W_{\text{peso propio}} = \rho * e * b * l$$

$$W_{\text{peso propio}} = 7,85 \times 10^{-6} (\text{kg/mm}^3) * 10 (\text{mm}) * 384 (\text{mm}) * 864,60 (\text{mm})$$

$$W_{\text{peso propio}} = 26,06 (\text{kg})$$

- b. Peso propio aproximado de un eje se lo calcula con la ecuación (4.35).

$$W_{\text{peso propio}} = \rho * \pi \frac{d^2}{4} l$$

Donde:

$$d = 25,4 (\text{mm})$$

$$l = 350 (\text{mm})$$

$$W_{\text{peso propio}} = 7,85 \times 10^{-6} (\text{kg/mm}^3) * \pi \frac{25,4^2}{4} (\text{mm}^2) * 350 (\text{mm})$$

$$W_{\text{peso propio}} = 1,40 (\text{kg})$$

El sistema de transmisión de potencia consta de dos ejes por lo tanto:

$$W_{\text{peso propio}} = 1,40 \text{ (kg)} * 2$$

$$W_{\text{peso propio}} = 2,80 \text{ (kg)}$$

c. Cálculo del peso de chumaceras.

El catálogo de chumaceras SKF, expresa que cada chumacera pesa 0,8 [kg], el sistema consta de cuatro chumaceras, entonces el peso total de las chumaceras es:

$$W_{\text{peso propio}} = 4 * 0,8 \text{ (kg)}$$

$$W_{\text{peso propio}} = 3,20 \text{ (kg)}$$

d. Cálculo del peso de barra de carga con la ecuación (4.34).

$$V = \pi \frac{d^2}{4} L$$

Donde:

$$d = 19,05 \text{ (mm)}$$

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

$$V = \pi \frac{19,05^2 \text{ (mm)}}{4} * 300 \text{ (mm)}$$

$$V = 85506,89 \text{ (mm}^3\text{)}$$

Con el valor calculado se logra determinar el peso de la barra de carga con la ecuación (4.31).

$$W_{\text{peso propio}} = \rho * V$$

$$W_{\text{peso propio}} = 7,85 \times 10^{-6} (\text{kg/mm}^3) * 85506,89 (\text{mm}^3)$$

$$W_{\text{peso propio}} = 0,7 (\text{kg})$$

e. Peso estimado de los mandriles:

$$W_{\text{peso propio}} = \# \text{ de mandriles} * \text{peso estimado}$$

$$W_{\text{peso propio}} = 2 * 1,3 (\text{kg})$$

$$W_{\text{peso propio}} = 2,6 (\text{kg})$$

Por lo tanto la carga distribuida en la placa principal es:

$$q = \frac{W_{\text{peso propio}} + W_{\text{peso ejes}} + W_{\text{peso chumaceras}} + W_{\text{pes.bar.carga}} + W_{\text{peso mandriles}}}{L}$$

$$q = \frac{[26,06 (\text{kg}) + 2,80 (\text{kg}) + 3,20 (\text{kg}) + 0,70 (\text{kg}) + 2,6 (\text{kg})]}{864,60 (\text{mm})}$$

$$q = 0,041 (\text{kg/mm})$$

La carga máxima está ubicado en el centro de la placa con un valor $Q=50$ (kg)

La placa de soporte principal de igual forma se la interpreta como una viga de sección constante.

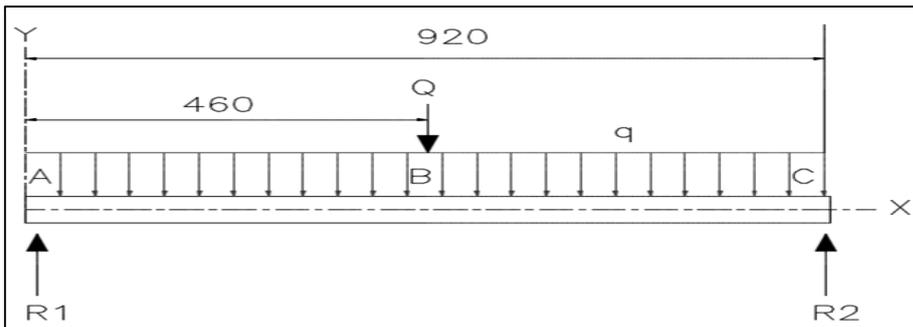


Figura 4.26. Diagrama de cuerpo libre de placa soporte principal.

Elaborado por: David Tapia G.

Se realiza el cálculo de reacciones con la ecuación (4.1).

$$\sum Fy = 0$$

$$R_1 + R_2 = Q + (q * L)$$

$$R_1 + R_2 = 50 \text{ (kg)} + [0,041 \text{ (kg/mm)} * 864,60 \text{ (mm)}]$$

$$R_1 + R_2 = 85,45 \text{ (kg)}$$

Con el valor conseguido se puede determinar las reacciones en los apoyos R1 y R2:

$$R_1 = R_2 = 42,72 \text{ (kg)}$$

Para el cálculo de la fuerza cortante y momento flector en la placa soporte principal se utilizará las ecuaciones (4.36) y (4.37).

Sección AB

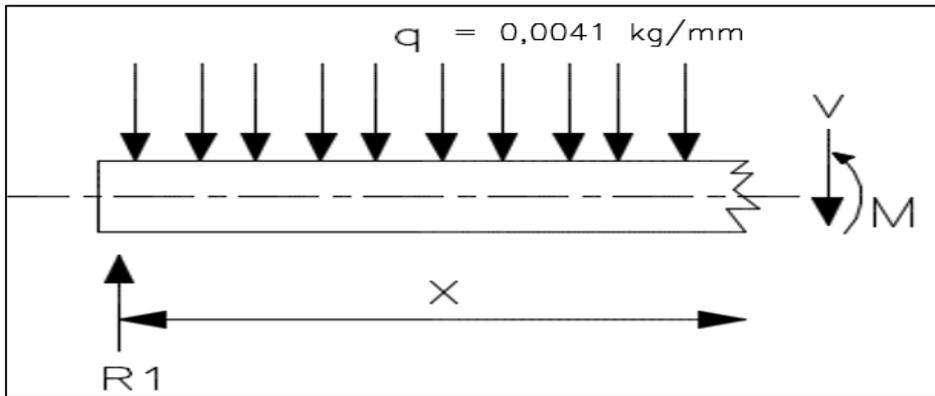


Figura 4.27. Diagrama de cuerpo libre en tramo AB.

Elaborado por: David Tapia G.

Para el cálculo de la fuerza cortante se considera un intervalo de 0 a 432,30mm, es decir:

$$0 \leq x < 432,30 \text{ (mm)}$$

Por lo tanto:

Para calcular esfuerzo cortante:

$$\sum Fy = 0$$

$$R_1 - Q - V_{AB} = 0$$

$$V_{AB} = R_1 - Q$$

$$V_{BC} = 42,72(kg) - [0,041 (kg/mm) * x]$$

Para calcular momento flector:

$$\sum M = 0$$

$$-(R_1 * x) + (q * x^2/2) + M = 0$$

$$-[42,72 \text{ (kg)} * x] + [0,041 \text{ (kg/mm)} * x^2/2] + M = 0$$

$$M = [42,72 \text{ (kg)} * x] - [0,041 \text{ (kg/mm)} * \frac{x^2}{2} \text{ (mm)}]$$

Al reemplazar los x por los valores se obtiene:

$$X = 0 \text{ (mm)}$$

$$V = 42,72 \text{ (kg)} \quad ; \quad M = 0$$

$$X = 432,30 \text{ (mm)}$$

$$V = 25 \text{ (kg)} \quad ; \quad M = 14636,75 \text{ (kg.mm)}$$

Sección BC

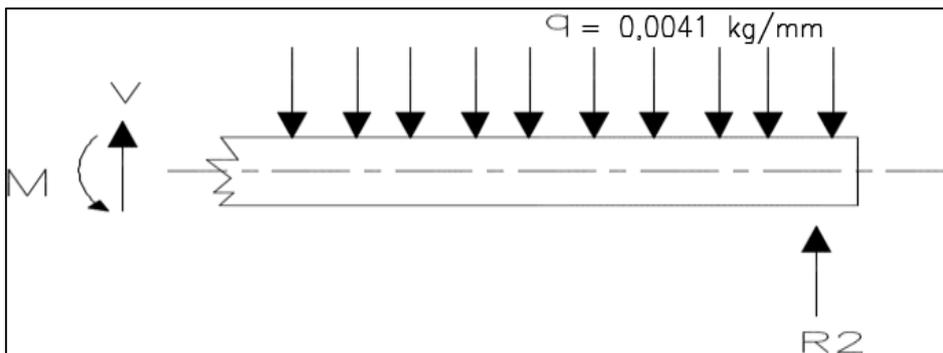


Figura 4.28. Diagrama de cuerpo libre en tramo BC.

Elaborado por: David Tapia G.

Para el cálculo de la fuerza cortante se considera un intervalo de 0 a 432,30 mm, es decir:

$$0 \leq x < 432,30 \text{ (mm)}$$

Por lo tanto:

Para calcular esfuerzo cortante:

$$R_2 - Q + V_{BC} = 0$$

$$V_{BC} = -R_2 + Q$$

$$V_{BC} = -42,72 + [0,041 (kg/mm) * x]$$

Para calcular momento flector:

$$-M + \left(q * x^2 / 2 \right) - (R_2 * X) = 0$$

$$M = (R_2 * X) - \left(q * x^2 / 2 \right)$$

$$M = [42,72 (mm) * x] - [0,041(kg/mm) * x^2 / 2(mm)]$$

Al reemplazar los X por los valores se obtiene:

$$X = 0 (mm)$$

$$V = -42,72 (kg)$$

$$M = 0$$

$$X = 432,30 (mm)$$

$$V = -25 (kg)$$

$$M = 14636,75 (kg. mm)$$

Diagrama de fuerza cortante y momento flector en placa soporte principal.

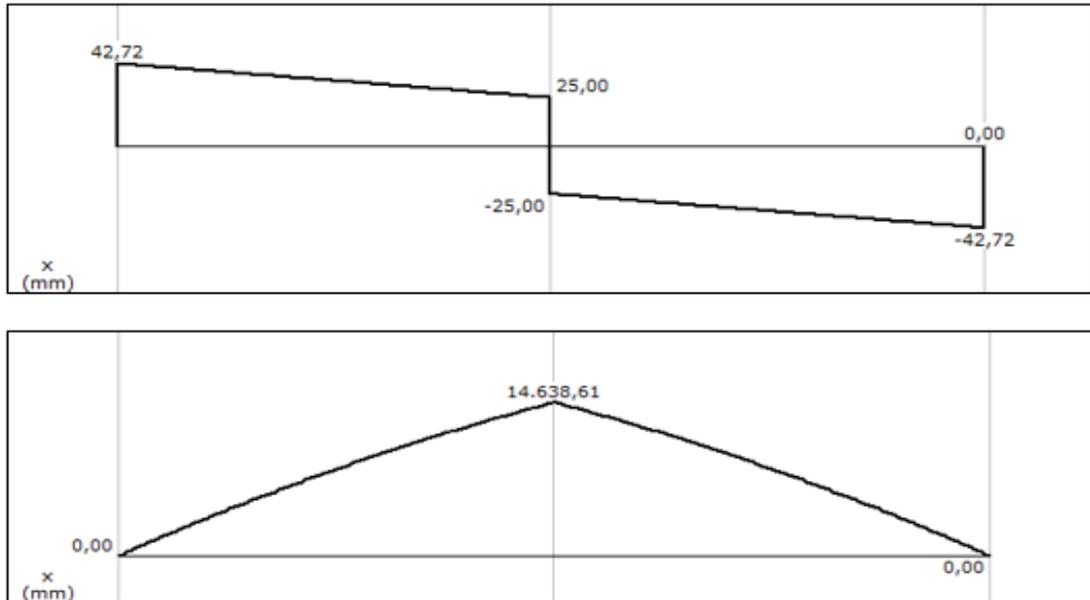


Figura 4.29. Diagrama de esfuerzo cortante y momentos flectores en placa principal.

Elaborado por: David Tapia G.

Por lo tanto el momento máximo en la placa soporte principal es:

$$M_{max} = 14636,75 \text{ (kg.mm)}$$

Con los valores calculados se determina el espesor mínimo admisible de la placa soporte principal con la ecuación (4.45), es importante establecer el esfuerzo que actuará en la placa con un factor de seguridad FS=5. La placa será diseñada en acero ASTM A-36.

$$e = \sqrt{\frac{6 * M_{max} * FS}{b * S_y}}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 * 14636,75 \text{ (kg.mm)} * 5}{384 \text{ (mm)} * 25,36 \text{ (kg/mm}^2\text{)}}$$

$$e = 6,71 \text{ (mm)}$$

Garantizando el desempeño de la placa soporte principal se selecciona una plancha de 10 [mm] de espesor, se calcula un factor de seguridad más que aceptable con la ecuación (4.46) que es:

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

Por lo tanto:

$$FS = \frac{25,36 (kg/mm^2) * 384(mm) * 10^2(mm)}{6 * 14636,75 (kg.mm)}$$

$$FS = 11$$

Para determinar la deflexión máxima de la placa principal, es necesario estudiar la placa como una viga simplemente apoyada con una carga puntual final. La carga puntual final es el resultado de la suma de la carga que se desea transmitir, la carga distribuida de la placa.

Por lo tanto:

$$W_{final} = \text{Carga central} + (\text{peso distribuido} * \text{long.placa})$$

$$W_{final} = 50 (kg) + [0,041 (kg/mm) * 864,60(mm)]$$

$$W_{final} = 85,45 (kg)$$

Para la obtención de la deflexión máxima es necesario calcular primero el momento de inercia en la placa con la ecuación (4.41).

$$I = \frac{b * e^3}{12}$$

$$I = \frac{384 (mm) * 10^3 (mm)}{12}$$

$$I = 32000 (mm^4)$$

Entonces se calcula la deflexión máxima con la ecuación (4.38), por lo tanto:

$$Y_{max} = \frac{W_T * l^3}{48 E * I}$$

$$Y_{max} = \frac{85,45(kg) * 864,60^3(mm)}{48 * 20000(kg/mm^2) * 32000 (mm^4)}$$

$$Y_{max} = 1,80 (mm)$$

A igual que la placa de fuerza el valor resultante de deflexión no influye en el ensayo de fatiga.

4.5. Diseño de la estructura metálica.

En el diseño de la máquina para ensayos de fatiga de flexión rotativa, se realiza el cálculo y estudio de cada uno de los elementos que son parte de la estructura de soporte.

4.5.1. Vigas.

Las vigas son elementos presentes en toda estructura metálica. En una viga con carga perpendicular con respecto a su eje longitudinal, se crean fuerzas internas del tipo cortante y momento flector que transmiten las cargas aplicadas en los apoyos. La figura (4.30), se muestra el diseño de la estructura metálica.

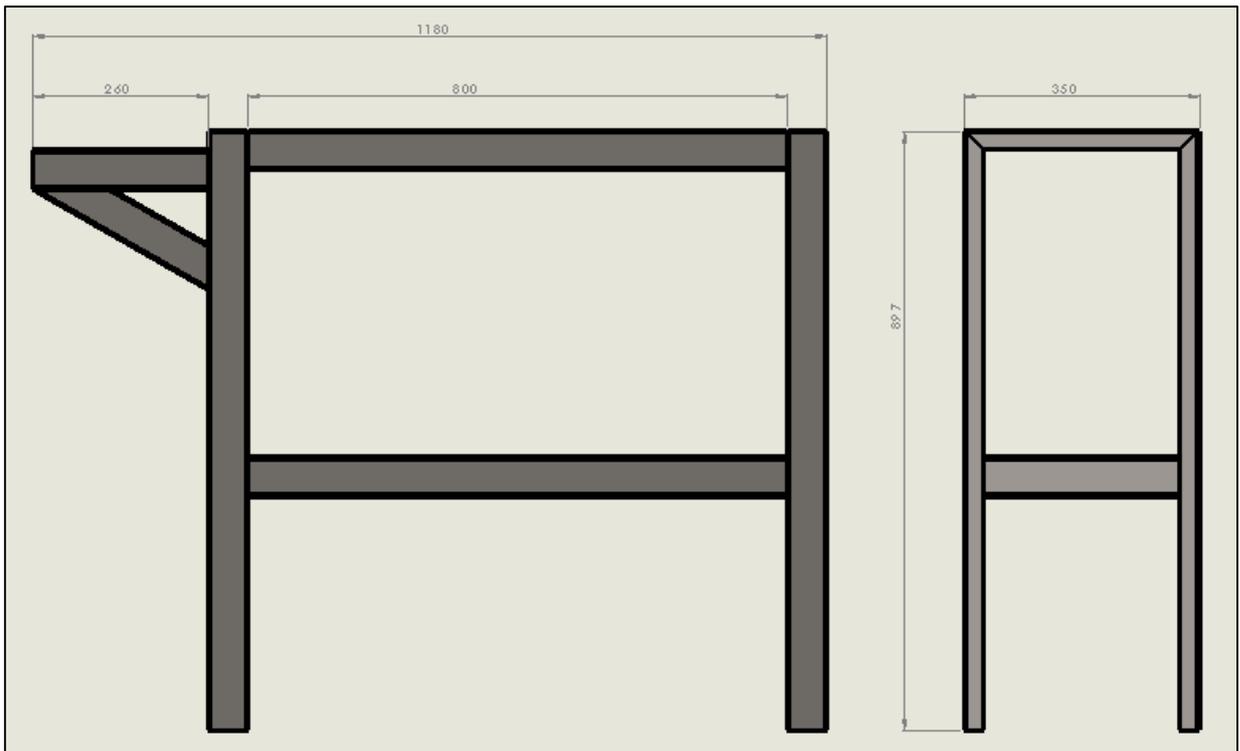


Figura 4.30. Dimensionamiento de la estructura soporte.

Elaborado por: David Tapia G.

Datos de la estructura:

Luz: 350 [mm]

Altura columnas: 900 [mm]

Longitud de vigas: 920 [mm]

Largo Voladizo: 260 [mm]

Ancho Voladizo: 350 [mm]

Como propuesta para la implementación de la máquina a la carrera de ingeniería mecánica se diseñó considerando la facilidad constructiva, el bajo costo y la disposición de los materiales en el mercado. Se utiliza un perfil del tipo C como elemento principal para el diseño de la estructura metálica.

4.5.2. Diseño de marcos rígidos.

Son pequeñas estructuras metálicas formadas por vigas y columnas conectadas por juntas rígidas. El Angulo que forma la unión de estos elementos es a 90°. [4]

Al diseñar los marcos rígidos se debe cumplir en con el siguiente procedimiento:

Tabla 4.16. Procedimiento para diseño de marcos rígidos.

1	Establecer perfil y dimensiones generales del marco: altura de las columnas y claro (luz).
2	Seleccionar la forma general de construcción, es decir, perfiles laminados, miembros armados, juntas remachadas, atornilladas o soldadas.
3	Distancia entre marcos.
4	Definir el tipo de apoyo para las columnas, es decir, rotación libre o restringida.
5	Establecer las cargas que se aplican sobre los marcos y la distribución de las fuerzas y momentos.
6	Medidas de miembro y conexiones.
7	Establecer la forma de bases y cimentaciones en caso de ser necesario.

Elaborado por: [4]

Las cargas que se aplican a la estructura metálica están consideradas por el peso total de los elementos que se instalarán sobre la máquina de viga rotatoria.

Los marcos rígidos, ver figura (4.31), están articulados y constituidos con perfil estructural tipo C. el apoyo de la estructura es de tipo rotación libre, es decir, no empotrados.

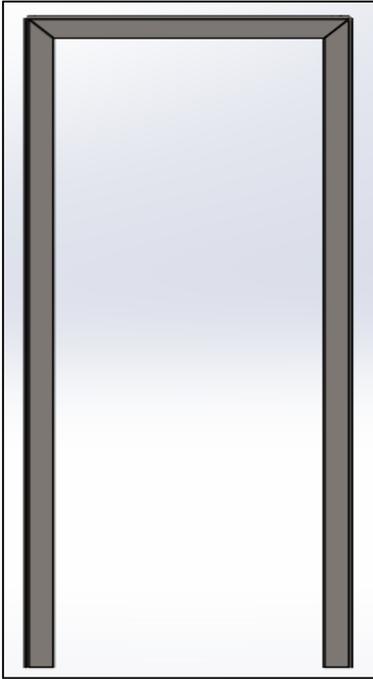


Figura 4.31. Esquema de marco rígido.

Elaborador por: David Tapia G.

- **Cargas sobre marco.**

Los marcos rígidos son construidos por perfiles estructurales y tienen como objetivo soportar los pesos de todos los elementos que forman parte de la máquina de viga rotativa sumando la carga máxima según lo especificado para el ensayo.

Dimensionamiento de la placa del motor:

$$L = 350 \text{ (mm)}$$

$$b = 260 \text{ (mm)}$$

$$e = 10 \text{ (mm)}$$

Usando la ecuación (4.33), obtenemos el peso de la placa del motor.

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

$$W_{\text{peso propio (placa motor)}} = 7,85 \times 10^{-6} \text{ (kg/mm}^3\text{)} * 10\text{(mm)} * 260\text{(mm)} * 350\text{(mm)}$$

$$W_{\text{peso propio (placa motor)}} = 7,1 \text{ (kg)}$$

Los elementos distribuidos en la máquina tienen pesos que se deben considerar en el diseño de la estructura, ver tabla (4.16):

Tabla 4.17. Pesos de los elementos de la máquina.

ELEMENTOS	PESOS [kg]
Motor	6,00
Ejes Transmisión	2,80
Chumacera	3,20
Mandril	2,60
Placa Principal	25,30
Placa Fuerza	6,15
Placa Guía	3,80
Placa Motor	7,00
Barra de Carga	0,7
Perfil H	20,00
TOTAL	77,55

Elaborado por: David Tapia G.

El peso total que soporta la estructura sumado la carga de trabajo 50 (kg) es:

$$Q_t = W_{\text{elementos}} + W_{\text{carga max.}}$$

$$Q_t = 77,55\text{(kg)} + 50\text{(kg)}$$

$$Q_t = 127,55 \text{ (kg)}$$

Como factor de seguridad en el proceso de diseño se aumenta el 5% del peso total y se obtiene:

$$Q_t = 127,55(kg) + (5\% * Q_t)$$

$$Q_t = 134 (kg)$$

La estructura para la máquina de viga rotativa está diseñada con dos marcos rígidos por lo cual se divide por dos el valor total de la carga, entonces:

$$Q = \frac{Q_t}{2}$$

$$Q = \frac{134 (kg)}{2} = 67 (kg)$$

Con el valor obtenido se determina la carga distribuida en la viga del marco rígido:

$$q = \frac{Q}{L}$$

$$q = \frac{67 (kg)}{350 (mm)}$$

$$q = 0,19143 (kg/mm)$$

Con el diagrama de cuerpo libre del marco rígido se determina las reacciones y momentos producidos en la columna de la estructura.

- Diagramas de cuerpo libre de estructura y uniones en marco rígido.

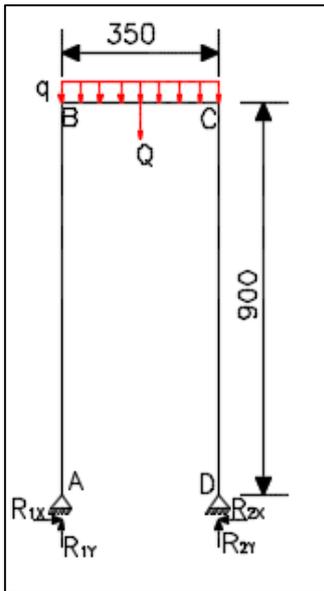


Figura 4.32. Diagrama de cuerpo libre del marco rígido.

Elaborado por: David Tapia G.

Cálculo de fuerzas en X:

$$R_{1x} - R_{2x} = 0$$

$$R_{1x} = R_{2x}$$

Con la ecuación (4.1), se obtiene las reacciones de fuerzas en el marco rígido.

$$R_{1y} + R_{2y} - (q * l) = 0$$

$$R_{1y} + R_{2y} = [0,19143(kg/mm) * 350 (mm)]$$

$$R_{1y} + R_{2y} = 67 (kg)$$

Para el cálculo de momento del marco rígido se usa la ecuación (4.8), obteniendo:

$$\sum \overline{M} = b * h$$

$$(R_{2y} * L) - (q * \frac{L^2}{2}) = 0$$

$$R_{2y} = \frac{0,19143(kg/mm) * \frac{350^2(mm)}{2}}{350 (mm)}$$

$$R_{2y} = 33,5 (kg)$$

Debido al que marco rígido es una estructura simétrica el valor de la reacción en R1 será:

$$R_{1y} + R_{2y} = 67$$

$$R_{1y} = 67(kg) - R_{2y}$$

$$R_{1y} = 33,5 (kg)$$

Para el análisis del marco rígido es importante calcular la fuerza normal, la fuerza cortante y el momento flector para determinar la sección más crítica.

Para el análisis se divide en tres puntos el marco rígido:

Tramo AB:

Cálculo de fuerzas cortante ecuación (4.1).

$$V_{AB} - R_{1x} = 0$$

$$V_{AB} = R_{1x}$$

$$V_{AB} = 0 (kg)$$

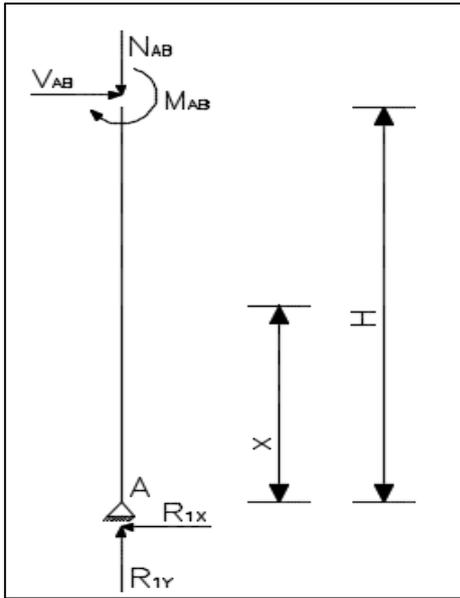


Figura 4.33. Diagrama cuerpo libre en tramo AB.

Elaborado por: David Tapia G.

Cálculo de fuerzas normales en el tramo AB, con la ecuación (4.1).

$$\sum F_N = 0$$

$$R_{1Y} - N_{AB} = 0$$

$$N_{AB} = R_{1Y}$$

$$N_{AB} = 33,5 \text{ (kg)}$$

Para el cálculo de momento en el tramo AB, se usa la ecuación (4.8), obteniendo:

$$\sum \overline{M_A} = b * h$$

$$-M_A + R_{1x} * X1 = 0$$

$$R_{1x} * X1 = M_A = 0$$

Tramo BC:

Cálculo de fuerzas normales en el tramo BC, con la ecuación (4.1).

$$\sum F_N = 0$$

$$-R_{1X} + N_{BC} = 0$$

$$N_{BC} = R_{1X}$$

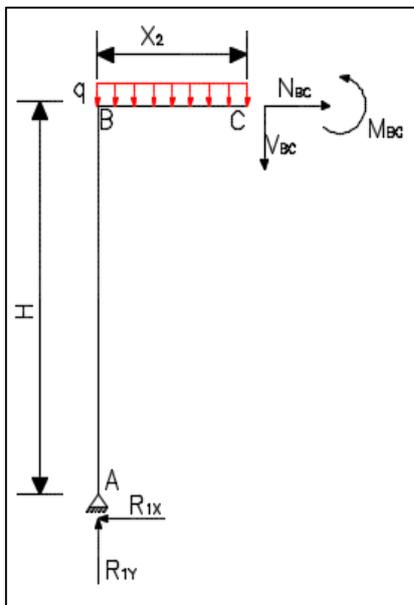


Figura 4.34. Diagrama cuerpo libre en tramo BC.

Elaborado por: David Tapia G.

Cálculo de fuerzas cortante, con la ecuación (4.1).

$$\sum F_V = 0$$

$$R_{1Y} - (q * L) - V_{BC} = 0$$

$$V_{BC} = R_{1Y} - (q * x)$$

Cuando $x = 0$ (mm)

$$V_{BC} = R_{1Y} - (q * x)$$

$$V_{BC} = 33,5(kg) - (0,19143(kg/mm) * 0)$$

$$V_{BC} = 33,5 (kg)$$

Cuando $x = 175$ (mm)

$$V_{BC} = R_{1Y} - (q * x)$$

$$V_{BC} = 33,5(kg) - [0,19143(kg/mm) * 175(mm)]$$

$$V_{BC} = 0 (kg)$$

Cuando $x = 350$ (mm)

$$V_{BC} = R_{1Y} - (q * x)$$

$$V_{BC} = 33,5(kg) - [0,19143(kg/mm) * 350(mm)]$$

$$V_{BC} = - 33,5 (kg)$$

Para el cálculo de momento en el tramo BC, se usa la ecuación (4.8), obteniendo:

$$\overline{\sum M_C} = b * h$$

$$M_C - \left(q * \frac{x^2}{2} \right) + (V_{BC} * x) = 0$$

$$M_C = \left(q * \frac{x^2}{2} \right) - (V_{BC} * x)$$

Cuando $x = 0$ (mm)

$$M_C = \left(q * \frac{x^2}{2} \right) - (V_{BC} * x)$$

$$M_C = \left[0,19143(kg/mm) * \frac{0^2(mm)}{2} \right] - [33,5(kg) * 0(mm)]$$

$$M_C = 0 (kg \cdot mm)$$

Cuando $x = 175$ (mm)

$$M_C = \left(q * \frac{x^2}{2} \right) - (V_{BC} * x)$$

$$M_C = \left[0,19143(kg/mm) * \frac{175^2(mm)}{2} \right] - [33,5(kg) * 175(mm)]$$

$$M_C = -2931,23 (kg \cdot mm)$$

Cuando $x = 350$ (mm)

$$M_C = \left(q * \frac{x^2}{2} \right) - (V_{BC} * x)$$

$$M_C = \left[0,19143(kg/mm) * \frac{350^2(mm)}{2} \right] - [33,5(kg/mm) * 350(mm)]$$

$$M_C = 0 (kg \cdot mm)$$

El tramo CD es similar al tramo AB por ser un sistema simétrico por lo que no es necesario su análisis de fuerza normal, fuerza cortante y momento flector.

Con los valores obtenidos en los cálculos anteriores se plasma el diagrama de fuerzas, mostrando zonas críticas en los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

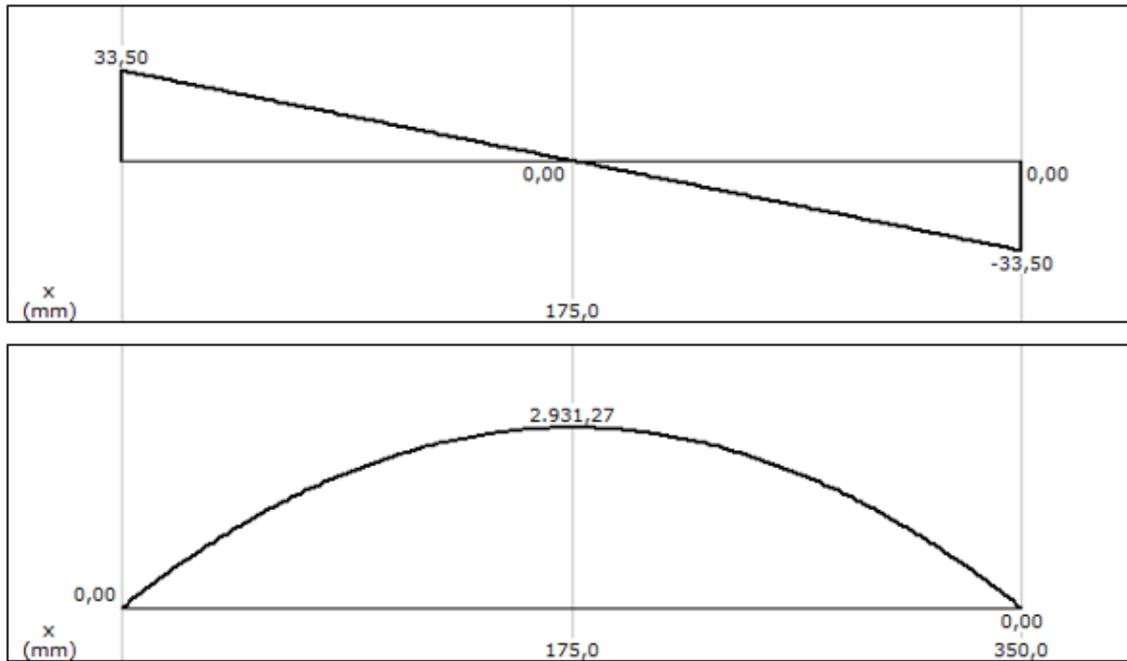


Figura 4.35. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del marco rígido.

Elaborado por: David Tapia G.

4.5.3. Diseño por estabilidad.

Cuando se conoce el valor de la carga axial, se selecciona la columna de prueba con sus características. [4]

- Conociendo el valor de la carga axial se debe seleccionar una columna de prueba con sus propiedades.
- Se debe comprobar la compresión de la columna, es decir:

$$f_a = V/A \quad \text{Ec. 4.48}$$

Donde:

f_a = esfuerzo de compresión de la columna.

V = carga de compresión.

A = sección transversal del perfil.

FA, es el esfuerzo de compresión admisible según manual de la AISC

FA=3,19 kpsi.= 2,243412 (kg/mm²)

Cumpliendo:

$$fa \leq FA \quad \text{Ec. 4.49}$$

.

Y comprobar entre fa y Fa, se calcula el índice de trabajo de la columna.

$$Ia \leq \frac{fa}{FA} \leq 1 \quad \text{Ec. 4.50}$$

Donde:

Ia: es índice de trabajo.

- **Cálculo de columnas.**

Con el cálculo de las fuerzas cortantes y momento flector es esencial calcular el esfuerzo de compresión al que está expuesto el marco rígido.

El perfil estructural seleccionado es uno del tipo C (60x30x3) obtenido del catálogo DIPAC (Anexo 4), es importante especificar su área transversal para el cálculo de fuerza de compresión.

Tabla 4.18. Datos técnicos del perfil estructural tipo C.

DIMENSIONES DE PEFIL TIPO C (60x30x3)					
W [kg/m]	A [cm ²]	Ixx [cm ⁴]	Iyy [cm ⁴]	Wxx [cm ³]	Wyy [cm ³]
2,59	3,30	17,50	2,84	5,85	1,34

Elaborado por: Catálogo Dipac

Para calcular la fuerza de compresión que estará actuando axialmente sobre la columna se utiliza la ecuación (4.48):

$$fa = V/A$$

Donde:

$$V = R_{ly} = 33,5 \text{ (kg)}$$

$$A = 3,30 \text{ cm}^2 = 330 \text{ mm}^2$$

$$fa = \frac{33,5}{330} = 0,10 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Comprobamos si la columna trabaja correctamente utilizando la ecuación (4.49):

$$fa \leq FA$$

$$0,10 \text{ (kg/mm}^2\text{)} \leq 2,243412 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Y se cumple con la condición donde el valor del esfuerzo por compresión es menos al valor admisible.

Cálculo de índice de trabajo de la columna sea menos a 1, utilizando la ecuación (4.50):

$$Ia \leq \frac{fa}{FA} \leq 1$$
$$Ia \leq \frac{0,10 \text{ (kg/mm}^2\text{)}}{2,243412 \text{ (kg/mm}^2\text{)}} \leq 1$$
$$Ia = 0,04 \leq 1$$

Se cumple la condición de ser menor a 1 y se confirma un excelente desempeño de las columnas de los marcos rígidos.

- **Vigas transversales.**

Las vigas deben ser diseñadas para soportar cargas a flexión con valor del momento máximo, de la figura (4.35), se obtiene el momento máximo, por lo tanto:

$$M_{max} = 2931,23 \text{ (kg. mm)}$$

En el diseño de las vigas transversales se las estudiara con un factor de seguridad FS = 5, utilizando la ecuación (4.54), por lo tanto:

$$\sigma_1 = S_y/FS$$
$$\sigma_1 = \frac{25,36 \text{ (kg/mm}^2\text{)}}{5} = 5,1 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Con el valor obtenido se determina el módulo de resistencia a la flexión, utilizando la ecuación (4.57).

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_1}$$

$$W = \frac{2931,23(kg \cdot mm)}{5,1 (kg/mm^2)}$$

$$W = 574,75 (mm^3)$$

$$W = 0,57 (cm^3)$$

Al utilizar el perfil tipo C (60*30*3), el módulo de resistencia a la flexión mínima (W_{yy}), en la tabla (4.17), es:

$$W_{yy} = 1,34 (cm^3)$$

Se cumple la condición de resistencia de flexión respecto al valor calculado:

$$W_{yy} \geq W$$

$$1,34 \geq 0,57$$

Cálculo del factor de seguridad del perfil con la ecuación (4.55).

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

$$FS = \frac{25,36(kg/mm^2) * 574,75 (mm^3)}{2931,23(kg \cdot mm)}$$

$$FS = 5$$

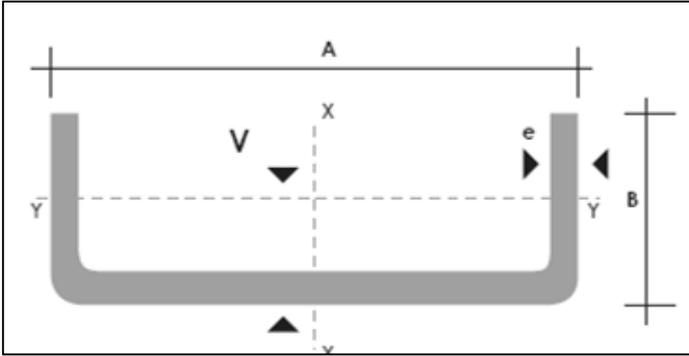


Figura 4.36. Dirección de ubicación del perfil en la viga transversal

Elaborado por: Catálogo Dipac.

4.5.4. Diseño por resistencia a flexión.

Se debe determinar el esfuerzo en las vigas por medio de la siguiente ecuación:

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * C}{I} \quad \text{Ec. 4.51}$$

Y:

$$W = \frac{I}{c} \quad \text{Ec. 4.52}$$

Donde:

W = módulo de la sección en flexión.

Al remplazar W en la ecuación $w=i/c$, se obtiene:

$$\sigma_x = \frac{M_{max} * C}{I} = \frac{M_{max}}{W} \quad \text{Ec. 4.53}$$

Al no existir fuerzas en Y, y aparecer flexión pura se define al esfuerzo cortante despreciable, es decir:

$$\sigma_y = 0 \quad \tau_{xy} = 0$$

Por lo tanto:

$$\sigma_1 = \sigma_x \quad \sigma_2 = 0 \quad \sigma_3 = 0$$

Con la aplicación de esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

En el diseño de viga se utiliza la ecuación de la teoría de la energía de distorsión:

$$\sigma' = S_y/FS$$

Por lo tanto se tiene:

$$\sigma_1 = S_y/FS \quad \text{Ec. 4.54}$$

$$\frac{M_{max}}{W} = S_y/FS \quad \text{Ec. 4.55}$$

$$\frac{M_{max}}{W} = \sigma_1 \quad \text{Ec. 4.56}$$

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_1} \quad \text{Ec. 4.57}$$

- **Vigas longitudinales.**

Para cálculo de las vigas longitudinales es necesario desarrollar el diagrama de cuerpo libre para el estudio de las reacciones que se involucran en el sistema.

En la figura (4.37), se observa las fuerzas que actúan sobre la viga longitudinal.

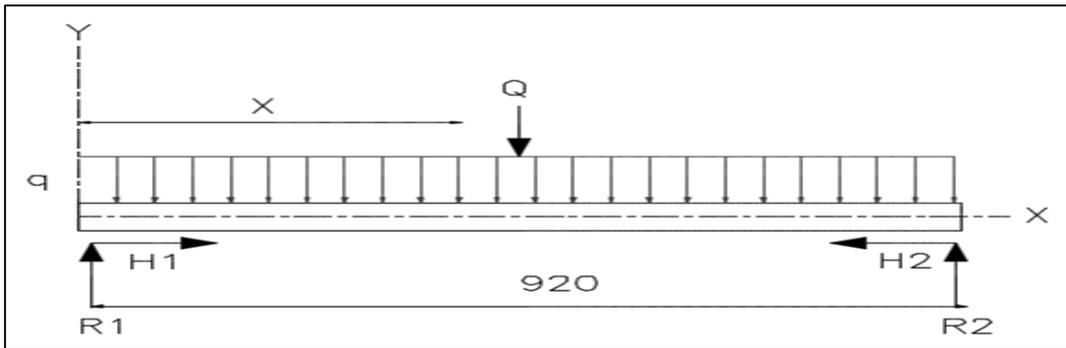


Figura 4.37. Diagrama de cuerpo libre de la viga longitudinal.

Elaborado por: David Tapia G.

Las cargas representadas en el diagrama de cuerpo libre son los mismos del marco rígido, por lo tanto:

$$q = \frac{Q}{L}$$

$$q = \frac{67(kg)}{920 (mm)}$$

$$q = 0,07282 (kg/mm)$$

Se determinan las reacciones y sumatorias de fuerza tanto en x como en y.

Sumatorias de fuerza en X.

$$\sum F_x = 0$$

$$H_1 - H_2 = 0$$

$$H_1 = H_2$$

Sumatoria de fuerzas en Y con la ecuación (4.1).

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - q * L = 0$$

$$R_1 + R_2 = 67 (kg)$$

$$R_1 = R_2 = 33,5 (kg)$$

Las reacciones son las mismas debido a que es un sistema simétrico.

Cálculo de esfuerzo cortante con la ecuación (4.1), por lo tanto se calculó de fuerzas cortante.

$$\sum F_v = 0$$

$$R_1 - (q * L) - V_x = 0$$

$$V_x = R_1 - (q * x)$$

Cuando $x = 0 (mm)$

$$V_x = R_1 - (q * x)$$

$$V_x = 33,5(kg) - [0,07282(kg/mm) * 0]$$

$$V_x = 33,5 (kg)$$

Cuando $x = 460$ (mm)

$$V_x = R_1 - (q * x)$$

$$V_x = 33,5(kg) - [0,07282 (kg/mm) * 460(mm)]$$

$$V_x = 0 [kg]$$

Cuando $x = 920$ (mm)

$$V_x = R_1 - X$$

$$V_x = 33,5(kg) - [0,07282(kg/mm) * 920(mm)]$$

$$V_x = -33,5(kg)$$

Para el cálculo de momento en el tramo AB, se usa la ecuación (4.8), obteniendo:

$$\overline{\sum M_A} = b * h$$

$$-(R_1 * x) + \left(q * \frac{x^2}{2} \right) + M_X = 0$$

$$M_X = (R_1 * x) - \left(q * \frac{x^2}{2} \right)$$

Cuando $x = 0$ (mm)

$$M_X = (R_1 * x) - \left(q * \frac{x^2}{2} \right)$$

$$M_X = [33,5(kg) * 0] - \left[0,07282(kg/mm) * \frac{0^2}{2} \right]$$

$$M_X = 0 (kg \cdot mm)$$

Cuando $x = 460$ (mm)

$$M_x = (R_1 * x) - \left(q * \frac{x^2}{2} \right)$$

$$M_x = [33,5(kg) * 460(mm)] - \left[0,07282 (kg/mm) * \frac{460^2(mm)}{2} \right]$$

$$M_x = 7705,65 (kg \cdot mm)$$

Cuando $x = 920$ (mm)

$$M_x = (R_1 * x) - \left(q * \frac{x^2}{2} \right)$$

$$M_x = [33,5(kg) * 92033,5(mm)] - \left[0,07282(kg/mm) * \frac{920^2(mm)}{2} \right]$$

$$M_x = 0 (kg \cdot mm)$$

Con los valores obtenidos en los cálculos anteriores se plasma el diagrama de fuerzas, mostrando zonas críticas en los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Para la viga longitudinal se utiliza el perfil estructural del tipo C (60*30*3), de igual forma se utiliza el mismo esfuerzo admisible calculado anteriormente:

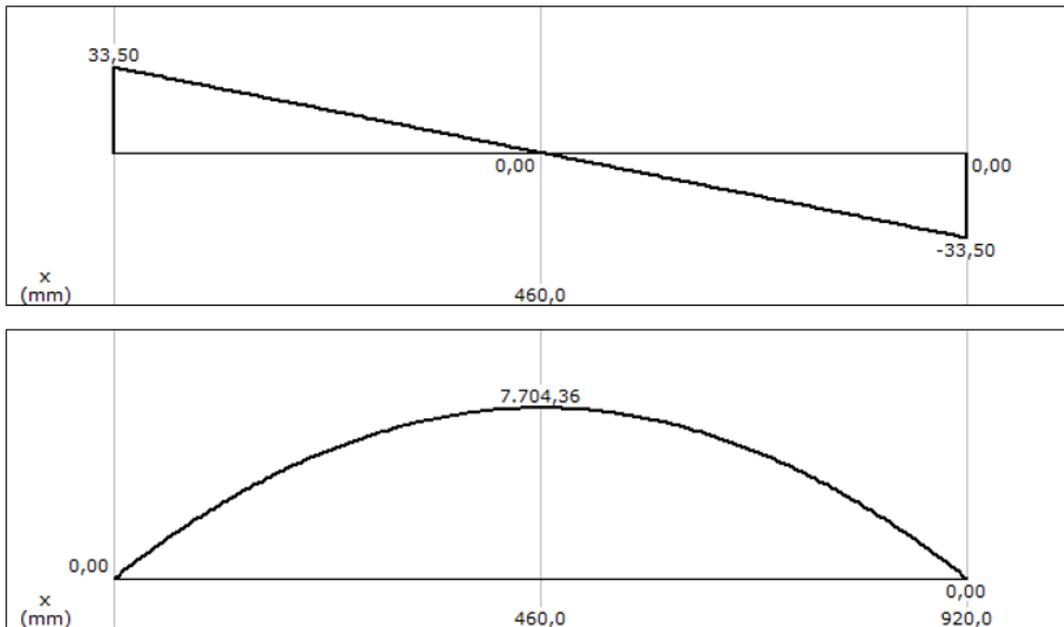


Figura 4.38. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en viga longitudinal.

Elaborado por: David Tapia G.

Se calcula el módulo de resistencia a la flexión con la ecuación (4.57).

$$W = \frac{M_{max}}{\sigma_1}$$

$$W = \frac{7705,65 \text{ (kg.mm)}}{5,1 \text{ (kg/mm}^2\text{)}}$$

$$W = 1510,91 \text{ mm}^3$$

$$W = 1,51 \text{ cm}^3$$

La viga longitudinal se ubicará como se observa en la figura (4,38), y el módulo a la resistencia a la flexión mínima es:

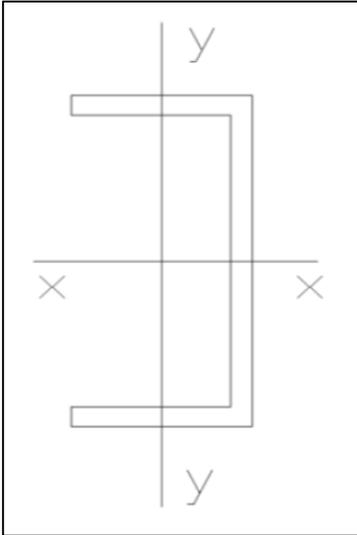


Figura 4.39. Dirección de ubicación de la viga longitudinal.

Elaborado por: David Tapia G.

Se cumple el diseño de la viga longitudinal, es decir:

$$W_{xx} = 5,85$$

Por lo tanto:

$$W_{xx} \geq W$$

$$5,85 \geq 1,51$$

Se calcula el factor de seguridad con la ecuación (4.55), para garantizar el funcionamiento de la viga longitudinal:

$$FS = \frac{S_y * W_{xx}}{M_{max}}$$

$$FS = \frac{25,36(kg/mm^2) * 1510,91 mm^3}{7705,65 5,1 (kg. mm)}$$

$$FS = 5$$

4.6. Diseño del sistema de control.

De acuerdo a la maquina diseñada se tiene que el sistema de control es de tipo eléctrico el cual consta de los siguientes componentes:

- Interruptor
- Guarda motor
- Térmico
- Motor
- Fusibles
- Transformador
- Paros de emergencia
- Selectores NO
- Pulsador
- Luz piloto
- Fuente
- Contador de pulsos
- Encoder
- Sensor inductivo

4.6.1. Descripción del sistema de control.

El sistema presenta dos circuitos, uno denominado fuerza y otro de control y conteo de ciclos.

El circuito de fuerza se alimenta de la red de 220 VAC y se encarga de energizar los componentes de mayor demanda de energía, a través de un selector 2P-NO (normalmente abierto) se energiza el sistema de control y que está formado por componentes de baja potencia que controlan el ciclo de conteo.

El contacto en el circuito, ver figura (5.1), funciona a través de un contacto auxiliar normalmente abierta y alimenta al guarda motor, térmico y motor a través de sus tres entradas.

Por seguridad en el diseño se incorpora fusibles al ingreso del circuito de control para protegerla por sobrecargas o picos al momento de arranque del motor.

Para el circuito de control y conteo se instala un transformador de corriente de 110VAC a 24VDC el cual alimenta al sensor, contador de ciclos, contactores auxiliares, selectores, pulsadores y encoder.

El encoder es el encargado de contar el número de revoluciones o ciclos que se generen durante el ensayo de fatiga, el sensor es quien envía la señal al encoder, una vez que la probeta se fractura el sensor deja de enviar la señal al encoder para que detenga su conteo y este a su vez detenga al contador de ciclos al dejar de recibir pulsaciones por parte del encoder.

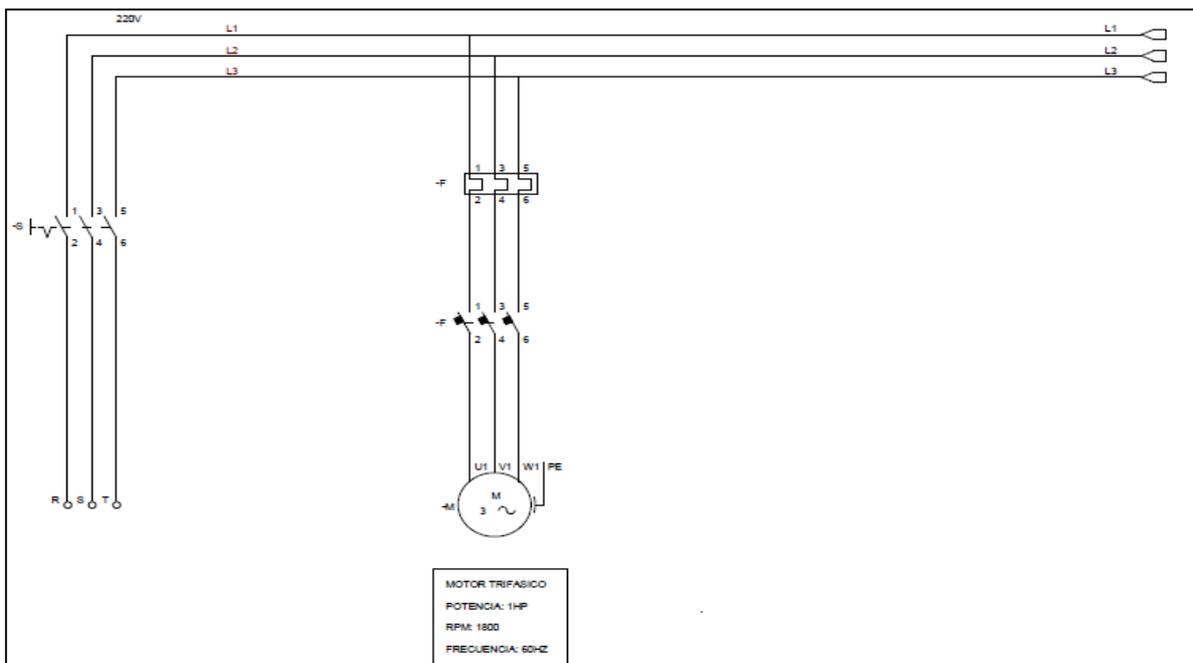


Figura 4.40. Esquema de circuito de fuerza.

Elaborado por: David Tapia G.

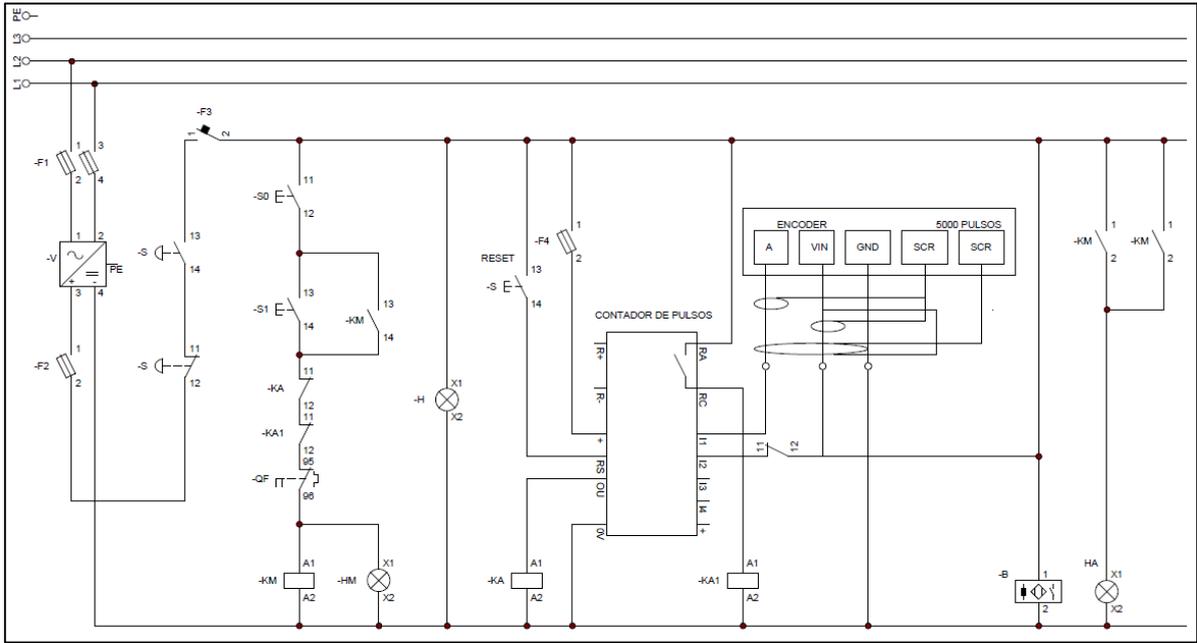


Figura 4.41. Esquema de circuito de control.

Elaborado por: David Tapia G.

4.7. Presentación de la máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa.

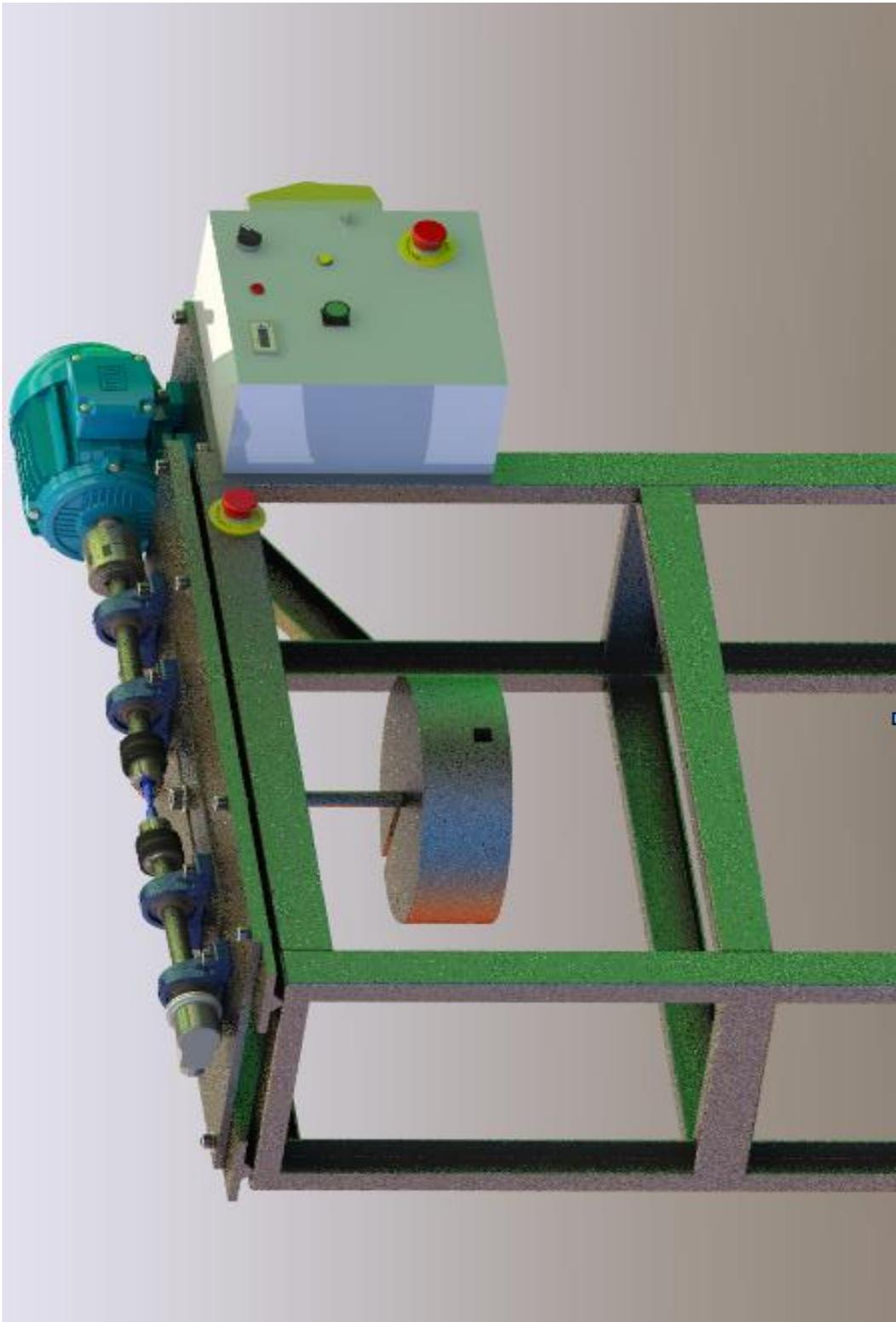


Figura 4.42. Máquina de ensayo de fatiga

Elaborado por: David Tapia G.

4.8. Discusión.

4.8.1. Análisis estático mediante software.

Para el análisis se selecciona los componentes principales en el desarrollo del diseño de la máquina, introduciendo condiciones reales de esfuerzos de trabajo en el software obteniendo los siguientes resultados; los valores calculados por el software son permisibles a la aplicación de ensayo de fatiga en el caso de ser construido el equipo. Las deformaciones calculadas virtualmente no afectan en el rendimiento de la estructura y sus componentes.

Tabla 4.19. Análisis estático ejes de transmisión de potencia.

Elaborado por: David Tapia G.

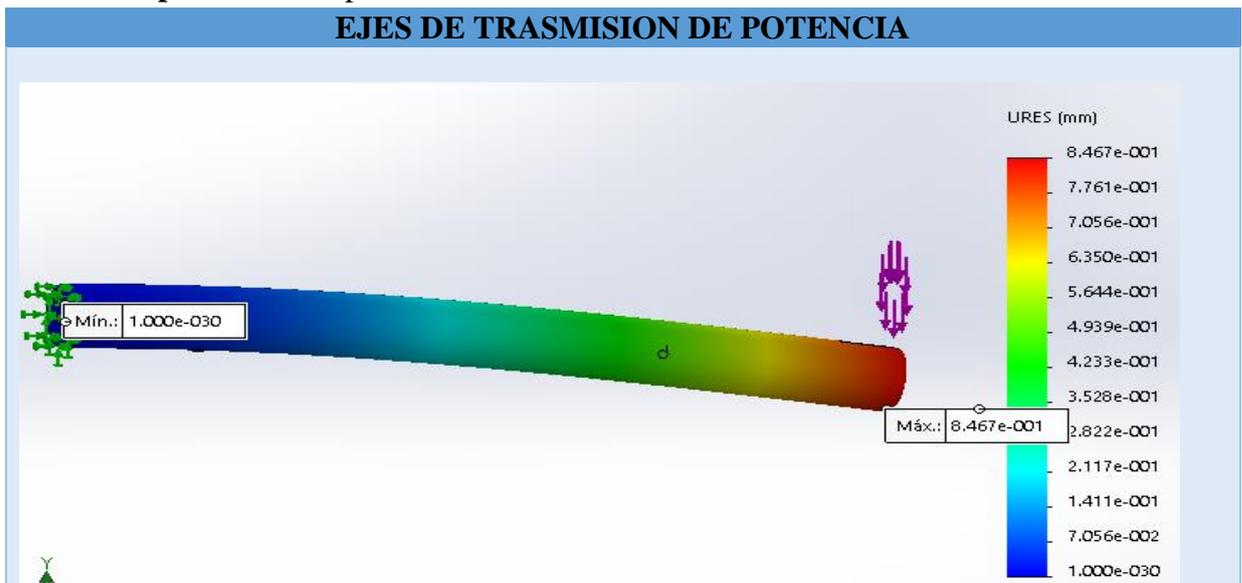


Figura 4.43. Desplazamiento de eje transmisión de potencia

Elaborado por: David Tapia G.

- **Material:** ASSAB 705
- **Densidad:** $7,85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
- **Tipo de Estudio:** Análisis Estático
- **Tipo de resultado:**

Desplazamiento Estático: 0.423 mm
Desplazamiento Estático Max: 0.846 mm

Factor de seguridad calculado mediante uso de fórmulas:

$$FS = \frac{\pi * d^3 * S_e}{32 * M}$$

$$FS = \frac{\pi * 25,4^3 (mm) * 14,17 (kg/mm^2)}{32 * 3750 (kg.mm)}$$

$$FS = 6$$

Factor de seguridad:	Con base en los parámetros especificados, el factor de seguridad (FOS) más bajo encontrado en su diseño es 6.91996
-----------------------------	--

Tabla 4.20. Análisis estático a estructura metálica.

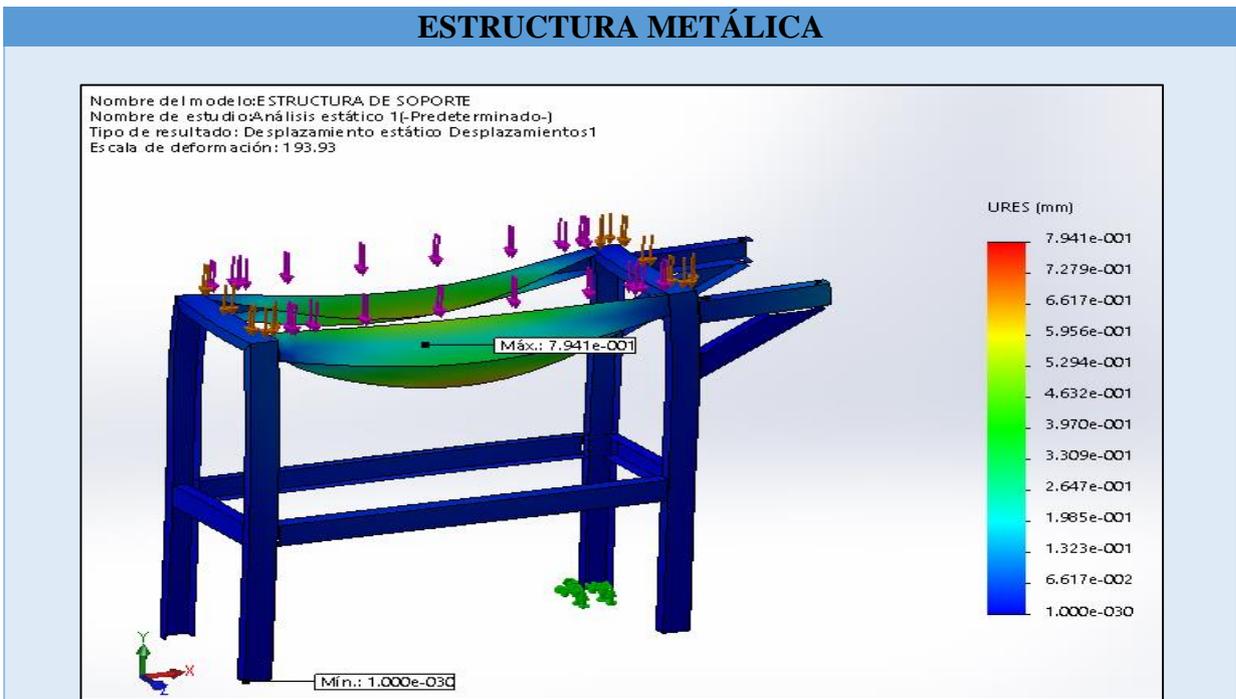


Figura 4.44. Deformación de estructura metálica

Elaborado por: David Tapia G.

<ul style="list-style-type: none"> • Material: ASTM A36 • Densidad: $7,85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ • Tipo de Estudio: Análisis Estático • Tipo de resultado. Desplazamiento Estático: 0,794 mm <p>Factor de seguridad calculado:</p>	<p>Factor de seguridad calculado mediante uso de fórmulas:</p> $FS = \frac{25,36(\text{kg/mm}^2) * 1510,91 \text{ mm}^3}{7705,65 \text{ 5,1 (kg. mm)}}$ $FS = 5$ <p>El FDS mínimo, según sus propiedades de material, es 3.7773</p>
--	---

Elaborado por: David Tapia G.

Tabla 4.21. Análisis estático placa de fuerza.

PLACA DE FUERZA	
Elaborado por: David Tapia G.	

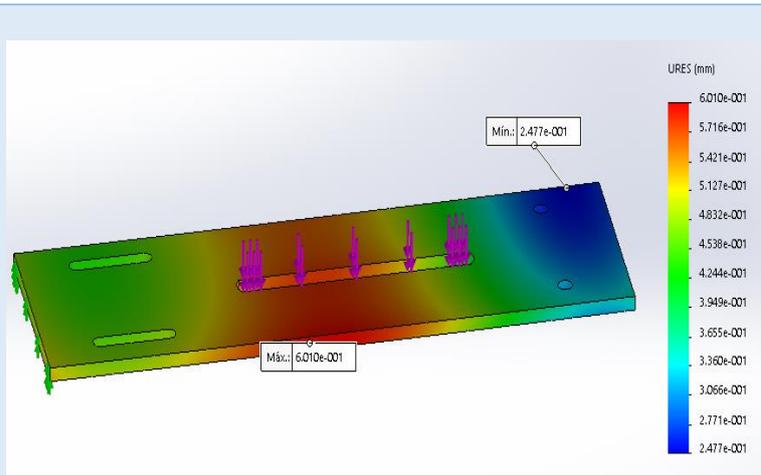


Figura 4.45. Desplazamiento de placa de fuerza

Elaborado por: David Tapia G.

- **Material:** ASTM A36
- **Densidad:** $7,85 \times 10^{-6}$ kg/mm³
- **Tipo de Estudio:** Análisis Estático
- **Tipo de resultado:** Desplazamiento Estático
- **Desplazamiento máx.:** 0.6 [mm]

El valor de la deformación por flexión de la placa de fuerza obtenida con la implementación de fórmulas es $Y_{max}=0,56$ [mm], al ser comparado con el resultado calculado en software, existe una similitud respecto a los calculados por fórmula. Este resultado no afectará en el desempeño de la placa ya que su deformación máxima no alcanza el 1mm de desplazamiento.

Tabla 4.22. Análisis estático a placa principal.

PLACA DE SOPORTE PRINCIPAL

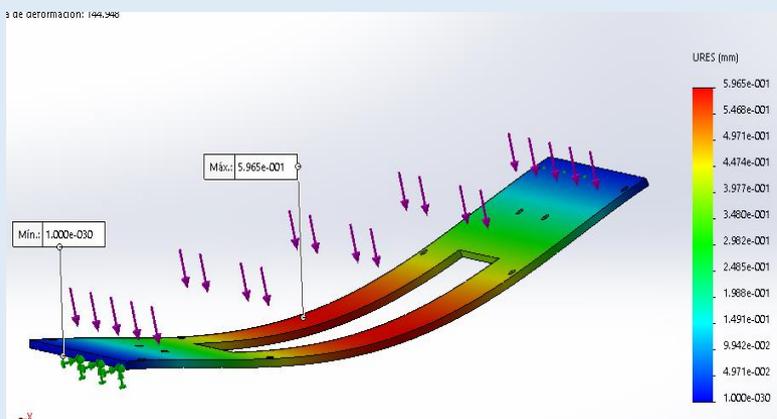


Figura 4.46. Desplazamiento de placa soporte principal

Elaborado por: David Tapia G.

- **Material:** ASTM A36
- **Densidad:** $7,85 \times 10^{-6}$ kg/mm³
- **Tipo de Estudio:** Análisis Estático
- **Tipo de resultado:** Desplazamiento Estático
- **Desplazamiento máx.:** 0.596 [mm]

El valor de la deformación por flexión de la placa de soporte principal con uso de fórmulas es $Y_{max}=1,8$ [mm], comparando el valor calculado en software de $0,596$ [mm], se asume que la deformación máxima no ejerce un mal desempeño del elemento antes mencionado.

Elaborado por: David Tapia G.

4.9. Análisis de costos.

A continuación se detallan los costos de elementos normalizados que intervienen en la realización del diseño.

4.9.1. Costo de materiales mecánicos, eléctricos y control.

Tabla 4.23. Lista de materiales mecánicos.

DESCRIPCION	CANT.	V. UNIT. [USD]	SUT. TOTAL [USD]
VIGA TIPO C (60x30x3)	2,00	3,00	6,00
EJE 705 1"	1,00	3,00	3,00
EJE TRANS. 3/4"	1,00	3,00	3,00
CHUMACERAS SKF UCFL 205-105	4,00	3,00	12,00
MANDRILES 1/2"	2,00	3,00	6,00
PLANCA NEGRA 1220X440X10	3,00	3,00	9,00
PERNOS HEXAGONALES M12	18,00	33,00	594,00
PERNOS HEXAGONALES M10	4,00	3,00	12,00
TUERCAS M12	18,00	3,00	54,00
TUERCAS M10	4,00	3,00	12,00
ANILLOS PLANOS 1/2"	22,00	3,00	66,00
ACOPLE RÍGIDO	1,00	6,00	6,00
		SUB-TOTAL	783,00
		IVA 14%	109,62
		TOTAL [USD]	892,62

Elaborado por: David Tapia G.

Tabla 4.24. Lista de materiales eléctricos y de control

DESCRIPCION	CANT.	V. UNIT. [USD]	SUT. TOTAL [USD]
MOTOR ELECTRICO 1HP	1,00	200,00	200,00
TABLERO ELECTRICO	1,00	35,00	35,00
INTERRUPTOR 220V	1,00	25,00	25,00
CONTADOR DE CICLOS	1,00	40,00	40,00
PARADA DE EMERGENCIA	1,00	7,00	7,00
SELECTOR 3P	1,00	4,00	4,00
LUZ PILOTO ROJO	2,00	6,00	12,00

Elaborado por: David Tapia G.

LUZ PILOTO VERDE	4,00	6,00	24,00
LUZ PILOTO AMARILLO	2,00	6,00	12,00
PULSADORES	3,00	8,00	24,00
CABLE CONCENTRICO 4x8	20,00	3,00	60,00
CABLE CE CONTROL # 16	20,00	1,60	32,00
CONTACTOR 3.4 AMP-220V	1,00	34,00	34,00
CONTACTOR AUXILIAR	1,00	15,00	15,00
	SUB-TOTAL		524,00
	IVA 14%		73,36
	TOTAL [USD]		597,36

4.9.2. Costo de mano de obra.

Para cuantificar los costos de construcción se considera la cantidad de técnicos, costo de horas trabajada y el salario por hora trabajada.

Tabla 4.25. Lista mano de obra.

DETALLE	# TECNICOS	HRS. TRABAJADAS	SALARIO/HORA [USD]	TOTAL [USD]
TORNERO	1	6	8	48
SOLDADOR	1	8	10	80
MAESTRO MECÁNICO	1	24	12	288
MAESTRO ELÉCTRICO	1	10	10	100
			TOTAL [USD]	516

Elaborado por: David Tapia G.

4.9.3. Costos totales.

Para considerar la construcción de la máquina se realiza una sumatoria de todos los costos por materiales y mano de obra.

Tabla 4.26. Costos totales.

TOTAL MATERIALES MECÁNICOS	892,62
TOTAL MATERIALES ELÉCTRICOS Y CONTROL	597,36
TOTAL DE MANO DE OBRA	516,00
TOTAL DE COSTO DEL EQUIPO [USD]	2005,98

Elaborado por: David Tapia G.

Se concluye que el costo de la máquina de ensayo de fatiga asciende al valor de 2005, 98 USD, pero este valor no incluye el costo por diseño e impresión de planos y mano de obra propia que se estima un 50% del valor total, es decir, 1002,99 USD. El costo final de la máquina de ensayo de fatiga será entonces de 3008,97 USD.

4.9.4. Comparación de costo de la máquina de ensayo de fatiga diseñada versus una máquina de ensayo de fatiga comercial.

Tabla 4.27. Comparación de costos.

MÁQUINA DE FATIGA DISEÑADA	MÁQUINA DE FATIGA COMERCIAL
Marca: Fabricación nacional.	Marca: Mikroton
Capacidad: 50 (Kg) – 490 (N)	Capacidad: 20 (KN)
Control: analógico	Control: digital (CNC)
Costo de diseño y fabricación: 3008,99 USD	Costo del equipo: 143,900 USD

Elaborado por: David Tapia G.

En el anexo 6, se adjunta la cotización de la máquina de ensayo de fatiga marca Mikroton.

4.9.5. Mejora tecnológica.

La mejora tecnológica realizada en el diseño de la máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa radica en que el usuario puede realizar ensayos con dos probetas de dimensiones distintas reguladas por la norma ASTM, de esta manera se innova el equipo en su diseño. A diferencia de otras máquinas de ensayo de fatiga de flexión rotativa que regularmente el tamaño de la probeta a ensayar es de una medida estándar.

El diseño de la máquina de fatiga es ajustable a dos dimensiones de probeta que cumple lo establecido la norma ASTM, la maquina posee una mesa de soporte ajustable según la probeta que se desee ensayar.

La dimensión de la probeta pequeña es de 4in de longitud con un diámetro máximo de 1/2in, mientras que la probeta de mayor longitud es de 6in, el diámetro se mantiene de 1/2in.



Figura 4.47. Dimensión de la probeta para ensayo de fatiga.

Elaborado por: ASTM.

Tabla 4.28. Mejoras tecnológica.

<p>MÁQUINA DE ENSAYO DE FATIGA DE FLEXIÓN ROTATIVA - ESTANDAR</p> 
<p>Figura 4.48. Máquina de ensayo de fatiga estándar Elaborado por: https://kcdn.indiabizclub.com/uploads05/28/F/Fatigue-testing-machine-mod[1]133837649.gif</p>
<p>MÁQUINA DE ENSAYO DE FATIGA DISEÑADA CON POSICIONAMIENTO AJUSTABLE</p>

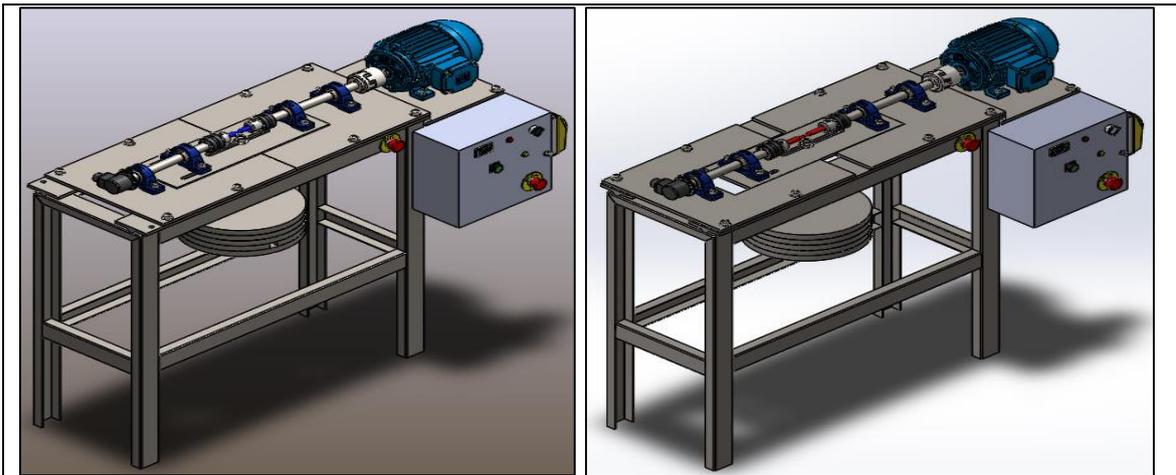


Figura 4.49. Diseño de máquina de fatiga ajustable

Elaborado por: David Tapia G.

Elaborado por: David Tapia G.

El diseño de la máquina de fatiga es del tipo análoga y permite al estudiante involucrarse completamente con la finalidad obtener y registrar los resultados conseguidos, mediante la variación de carga para la realización del ensayo; realizar ensayos con probeta no metálica o no ferrosas y experimentar como afecta la fatiga en los materiales a ensayar.

El funcionamiento radica en dos tipos de falla por fatiga:

Posible falla # 1: El diseño del circuito de control presenta la utilización del de un contador de ciclos, según el set que se lo asigne se establece la cantidad de ciclo que serán leídos, una vez que el seteo del contador sea superado en el control enviara a detener el encendido del motor debido a que la probeta supero el límite de fatiga establecido antes de realizar el ensayo.

Posible falla # 2: El diseño eléctrico incorpora un sensor inductivo que detecta la presencia de la probeta durante el ensayo, mientras se siga desarrollando el ensayo de fatiga llegara un instante en donde la probeta se fractura a causa de las cargas cíclicas producidas, este evento lleva a la caída de la placa de fuerza y por ende la probeta queda fuera de mira del sensor, esta acción obliga a detener la marcha del motor y el paro inmediato del contador de ciclos.

4.10. Lineamiento de operación y mantenimiento básico para la máquina para ensayo de fatiga de flexión rotativa.

Se redactó un instructivo de operación y mantenimiento para la máquina de ensayo de fatiga de flexión rotativa, para garantizar el buen funcionamiento basado en la buena operación de la máquina. (Anexo 5)

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones.

- Con la información recopilada se diseñó elementos mecánicos que forman parte de la máquina de ensayo de fatiga, comprobando su resistencia con la aplicación de la carga máxima de 50 (kg). Este diseño se logró plasmar mediante la utilización de fórmulas y diagramas de esfuerzo cortante y momento flector, recomendaciones de ingeniería concurrente y propiedades de materiales utilizados en cada uno de los componentes.
- Con la aplicación del diseño concurrente como una herramienta para la selección de alternativas se pudo establecer un peso específico a cada criterio de diseño aplicando el método ordinal corregido. Los criterios con los cuales se inició el proceso de creación de la máquina son: diseño, operación, ergonomía, mantenimiento y costos.
- Con la utilización del método ordinal corregido los criterios para la creación de la máquina tuvieron el siguiente nivel de importancia.
 - Operación: se proyecta la fácil utilización del equipo para el usuario.
 - Ergonomía: no necesita extremo esfuerzo del usuario para manipulación del equipo.
 - Diseño: se calcula los componentes para un buen rendimiento del equipo.
 - Costo: se evalúan los costos de los materiales tanto eléctricos como mecánicos y mano de obra para la posible construcción del equipo diseñado.
 - Mantenimiento: desarrollo de un manual de mantenimiento básico del equipo
- Los elementos diseñados como ejes, placas y estructura, se dimensionan en software CAD (SolidWorks), son analizadas teniendo resultados favorables respecto a su funcionamiento con la carga de diseño establecida.
- Se concluye que el costo total de 3008,97 USD, por el diseño y posible construcción es un rubro aceptable, y puede en un futuro ser incluido dentro de un presupuesto que maneje la carrera de ingeniería mecánica.
- Se concluye que el diseño desarrollado mediante la utilización de cálculos, y el análisis estático asistido por software, demuestran que las deformaciones que se generan en los elementos críticos (estructura, ejes, placa de fuerza y placa de soporte principal) están dentro de los valores permisibles y su funcionamiento no afectará directamente en el rendimiento de la máquina de fatiga.

- Al calcular las deformaciones de las placas de fuerza y soporte principal se obtuvieron valores máximos a 2mm de deformación, tal valor no disminuye el rendimiento de la máquina por ser una valor sumamente pequeño versus a la máxima carga de trabajo que es de 50 [kg].

5.2. Recomendaciones.

- Se recomienda construir el equipo por su alto impacto académico ya que es una herramienta fundamental en el proceso de aprendizaje y experimentación de ensayos destructivos. De esta manera los estudiantes tanto mujer y hombres puedan tener un conocimiento real sobre el comportamiento de los materiales sometidos a fatiga.
- Se sugiere impulsar la utilización de software CAD (SolidWorks, Autodesk Inventor, Sap200), para comparar los resultados obtenidos mediante la utilización de libros especializados en el diseño de máquinas y los resultados que se adquieren a través de un medio virtual.
- Se recomienda utilizar el diseño concurrente como una herramienta para mejorar la calidad del producto (máquina), analizar factores que inciden en la obtención de buena ergonomía, operación y costos con la combinación de criterios que garantiza un buen resultado y rendimiento del producto.
- Se recomienda continuar con la investigación de la máquina de ensayo de fatiga, por su extensa aplicabilidad ya que se puede extender su uso a experimentos con materiales plásticos. En la actualidad los polímeros son elementos que tiene mucha demanda en la industria y en ocasiones cumple funciones que reemplazan a los metales.

CAPÍTULO VI

BIBLIOGRAFÍA

6.1. Bibliografía.

- [1] SGS, «ENSAYO DE MATERIALES,» *SGS-INDUSTRIAL*, p. 8, 2016.

- [2] . J. . J. C. Ing. Sandoval y C. Ing. Idrovo, «ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS,» Ambato, 2009.
- [3] V. Ross, «SlideShare,» 24 Marzo 2013. [En línea]. Available: <http://es.slideshare.net/veronikarcruz/ensayos-destructivos-mecnicos>.
- [4] R. M. Siza Simbaña y D. M. Chango Moreta, «Diseño y construcción de una máquina para realizar ensayo de fatiga por flexión rotativa utilizando pc,» Latacunga, 2012.
- [5] J. M. E. Ventura, «Caracterización de las propiedades mecánicas del aluminio 7075-T651,» 2008.
- [6] C. A. P. Pacheco, «Ensayo de Fatiga en Flexion Rotativa del Acero AISI-SAE 1018 por el metodo Esfuerzo-Vida,» Guayaquil, 2011.
- [7] M. F. Tobar Chicaiza y J. M. Carrillo Chaglla, «Rediseño y Construcción de una Máquina para Ensayo de Resistencia a la Fatiga por Flexión con Viga Rotatoria Versión II.,» Quito, 2010.
- [8] ASTM, «Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials,» *Designation E 466*, p. 5, 2002.
- [9] R. I. P. Alvarado, «Análisis del Comportamiento a Fatiga en Flexión Rotativa de un Acero AISI SAE 1018 en Ambientes Corrosivos,» Guayaquil, 2011.
- [10] T. D. F. P. FATIGA, «<http://profesor.sis.uia.mx/~cosornio/dismaquinas>,» 28 Agosto 2010. [En línea].
- [11] R. L. Mott, «Diseño de Elementos de Máquinas,» de *Diseño de Elementos de Máquinas*, 2006, p. 172.
- [12] R. G. B. a. J. K. Nisbett., SHIGLEY'S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, México: The McGraw-Hill Companies, 2008.
- [13] J. E. Shigley y L. D. Mitchell, DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA, MEXÍCO: Mc GRAW-HILL, 1983.
- [14] C. R. Romeva, Diseño concurrente, Barcelona: Edicions UPC,, 2002.
- [16] N. BEARINGS, CATALOGO GENERAL NKE BEARINGS, AUSTRIA: PEFC, 2012.
- [17] NSK, CATÁLOGO NSK, ALEMANIA, 2009.
- [18] I. Mecánica, «<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn63.html>,» Septiembre 2015. [En línea]. Available: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn63.html>.
- [19] H. Jutz, Prontuario de Metales, Editorial Reverté, 1984.

- [20] S. V. Q. Jopia, «Acoplamiento Mecánicos,» 2008.
- [21] S. M. Gonzáles, «Esquemas Eléctricos,» de *Esquemas Eléctricos*, 2011, p. 12.
- [22] I. Romero, «bigmac,» 2 julio 2016. [En línea]. Available: <http://bigmac.mecaest.etsii.upm.es/>.
- [23] R. L. Norton, *Diseño de Máquinas*, México: Prentice Hall, 2011.
- [24] Miriam, «Factores de Carga y Factores de Resistencia,» 2011.
- [25] SOLIDWORKS, «<http://www.marcombo.com>,» 2016. [En línea]. Available: http://www.marcombo.com/Descargas/9788426714589-SolidWorks/descarga_primer_capitulo_libro_solidworks.pdf.
- [26] M. P. E. T. González, «Diseño de Elementos de,» 2016. [En línea]. Available: <http://gama.fime.uanl.mx/~petapia/Dis%20elem/DIS%20ELEM%2003%20fatiga.pdf>.

CAPÍTULO VII

ANEXOS

7.1. ANEXO 1. Factores para el cálculo de acoples flexibles.

Máquina motriz			Máquina receptora	Ejemplos de máquinas receptoras
Motor electr. y turbina	Máq. de piston			
	4 a 6 cilind.	1 a 3 cilind.		
1	1,2	1,4	1 Marcha regular Inercia muy pequeña	•Eje de reenvío •Generador de alumbrado •Línea de ejes •Bombas centrifugas •Ventilador centrifugo ...
1,2	1,4	1,7	2 Marcha irregular Inercia pequeña	•Agitador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...
1,4	1,7	2	3 Marcha irregular Inercia media	•Agitador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenuzadoras •Hornos rotativos •Máquinas para maderas (desbastadora, sierra de cinta ...) •Máquinas para imprimir •Mezclador •Montacargas •Punzonadora •Bomba centrifuga para líquidos cargados ...
1,7	2	2,4	4 Marcha irregular Inercia media De golpes medios	•Hormigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Grúa •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pilón •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Cepilladora de metales •Tomos elevadores •Ventiladores de mina ...
2	2,4	2,8	5 Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes	•Molino de martillos •Calandra (de caucho, textil ...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibradora de madera •Excavadora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa forjadora •Prensa para fabricación de papel •Tamiz vibrante ...
2,4	2,8	3,3	6 Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes	•Compresor de pistón sin volante de inercia •Triturador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mampostería •Bomba de pistón sin volante de inercia ...

Según máquina motriz - máquina receptora	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
	Ver cuadro K ₁	1	10	30	60
1	1	1,2	1,3	1,5	1,6
2 3	1	1,1	1,2	1,3	1,4
4 5 6	1	1,05	1,1	1,2	1,2

Número de horas de funcionamiento diario	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coefficiente K ₃	0,9	1	1,1	1,2

7.2. ANEXO 2. Datos Técnicos de acero 705.



Información general

705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templeabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros. Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido, que los demás aceros aleados para maquinaria.

Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de níquel le da más templeabilidad, lo mismo que la resistencia en caliente.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard es suministrado bonificado, por lo que no se requiere luego un tratamiento térmico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite. Susceptible de temple por inducción y también puede someterse a tratamiento de nitrurado.

Análisis típico %	C	Si	Mn	P	S	Mo	Cr	Ni
34 CrNiMo6	0,30 - 0,38	≤ 0,30	0,60 - 0,80	0,005	0,005	1,30 - 1,70	1,30 - 1,70	0,15 - 0,30
AISI 4337	0,35 - 0,40	0,30 - 0,35	0,60 - 0,80	0,04	0,04	1,65 - 2,00	0,70 - 0,90	0,20 - 0,30
AISI 4340	0,38 - 0,43	0,15 - 0,35	0,60 - 0,80	0,03	0,03	1,65 - 2,00	0,70 - 0,90	0,20 - 0,30
Código de color	Dorada / Azul							
Equivalencias	AISI / SAE (4337 - 4340) Din (34CrNiMo6)			W.Nr (1.6582) JIS (SNCMT)		AFNOR (35NCD6)		

Aplicaciones

1.-Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:

- + Ejes.
- + Cardanes.
- + Cigüeñales.
- + Ejes de leva Tornillería de alta resistencia.

2.-Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:

- + Árboles para trituradoras.
- + Ejes de transmisión de grandes dimensiones.
- + Engranajes de temple por llama, inducción o nitruración.
- + Barras de torsión.
- + Mandriles.
- + Portaherramientas.

3.-Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:

- + En la construcción de equipo pesado para camiones, aviones, equipo militar, etc.

Propiedades mecánicas

En condición de suministro

Resistencia a la tracción	90 - 110 kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm ²
Elongación, A5	min 12 %
Reducción de área, Z	min 45 %
Resistencia al impacto, KV	aprox. 30 J
Dureza	270 - 330 HB

Tratamiento térmico

Recocido blando

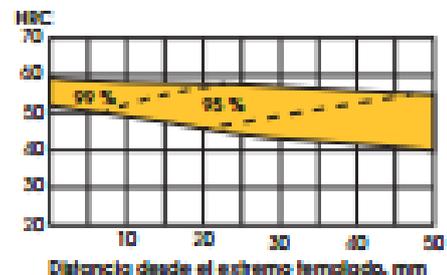
(650 - 700 °C): Mantener a la temperatura por 2 horas. Enfriar en el horno con una velocidad de 15 °C/h hasta los 600 °C y luego libremente al aire.

Alivio de tensiones

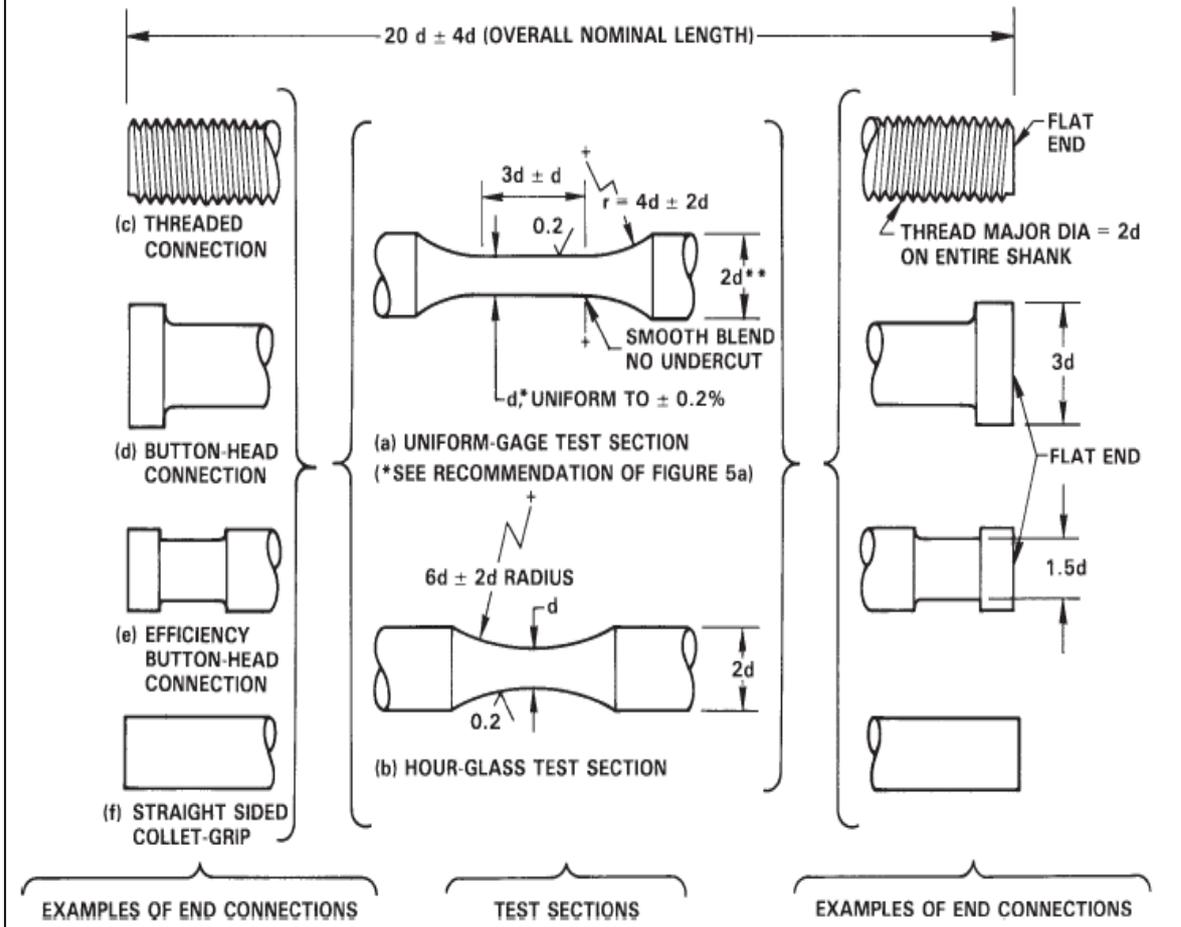
(650 - 680 °C): El acero templado fino deberá ser calentado hasta aproximadamente 50 °C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 705 es suministrado revenido a 600 °C). Mantenerlo a esta temperatura durante 1/2 a 2 horas. Enfriar en el horno hasta los 450 °C y luego libremente al aire.

Temple

(820 - 850 °C). Con enfriamiento en aceite: El mantenimiento del tiempo en minutos cuando la superficie ha alcanzado la temperatura de temple es 0,7x espesor o diámetro en milímetros. Interrumpir el enfriamiento a los 125 °C y luego revent inmediatamente.



7.3. ANEXO 3. Normas ASTM E606.



NOTE 1—* Dimension d is recommended to be 6.35 mm (0.25 in.). See 7.1. Centers permissible. ** This diameter may be made greater or less than $2d$ depending on material hardness. In typically ductile materials diameters less than $2d$ are often employed and in typically brittle materials diameters greater than $2d$ may be found desirable.

FIG. 1 Recommended Low-Cycle Fatigue Specimens

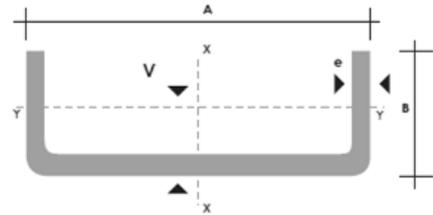
7.4. ANEXO 4. Dimensiones de perfil estructural (60x30x3).



**PERFILES ESTRUCTURALES
CANALES "U"**

Especificaciones Generales

Norma	INEN 1 623: 2000
Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6mts
Otros largos	Previa consulta
Espesores	Desde 1.5mm hasta 12mm
Acabado	Natural
Otro acabado	Previa consulta



DIMENSIONES			PESOS		SECCION	TIPOS						
A	B	e	6metros	1 metro		EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm ²	I	W	I	I	W	I	x
						cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
40	25	2	7.86	1.31	1.67	4.20	2.10	1.59	1.06	0.62	0.80	0.79
50	25	2	8.82	1.47	1.87	7.06	2.83	1.94	1.13	0.63	0.78	0.72
50	25	3	12.72	2.12	2.70	9.70	3.88	1.89	1.57	0.91	0.76	0.77
60	30	2	10.62	1.77	2.26	12.50	4.16	2.35	2.00	0.93	0.94	0.85
60	30	3	15.54	2.59	3.30	17.50	5.85	2.31	2.84	1.34	0.93	0.89
60	30	4	19.80	3.30	4.20	21.10	7.03	2.24	3.51	1.72	0.91	0.95
80	40	2	14.46	2.41	3.07	30.80	7.71	3.17	4.89	1.68	1.26	1.09
80	40	3	21.24	3.54	4.50	43.90	11.00	3.12	7.01	2.45	1.25	1.14
80	40	4	27.66	4.61	5.87	55.40	13.90	3.07	8.92	3.17	1.23	1.19
80	40	5	34.44	5.74	7.18	65.49	16.37	3.02	10.62	3.83	1.21	1.23

7.5. Anexo 5. Cotización de máquina para ensayo de fatiga.

La máquina de prueba de fatiga Mikrotron 20 kN está equipada con un programa de software que puede realizar prueba de fatiga extendida. El resultado es una máquina de prueba probada en campo y fácil de operar que puede ser utilizado para la resonancia completa, es decir, el punto de funcionamiento está situado en la parte superior de la curva de resonancia.

Aprovechando el efecto resonante, el consumo de energía es muy bajo (típico 20 a 500 Watts), con una frecuencia de funcionamiento en el intervalo de 50 a 300 cpm.

Máquina equipada para el funcionamiento inmediato.

Part #	Description	Unit Price
Mikrotron 20	<p>Mikrotron – Low frequency resonant testing machine</p> <p>20 kN (4496 lbf) max. capacity in Tension/Compresion</p> <p>MACHINE STRUCTURE</p> <p>Machine table (550 x 740 mm)</p> <p>With T-slots for M16 nuts in order to grip components or other devices.</p> <p>Integrated quick-acting gripping device</p> <p>Suitable for max. load up to 20 kN.</p> <p>For specimens or additional loading devices with threaded ends, max. load 20 kN, consisting of 2 gripping heads with toothed discs for inserts. Inserts with threads M22x1, 16x1 and M10 as well as one pair of spanners included; other threads on request.</p> <p>Static load adjustment</p> <p>Via preloaded ball screw spindle system with servomotor.</p>	<p>\$ 143,900</p> <p>US</p>

Prices: FOB Plant
Delivery: approx. 10-12 weeks depending on stock availability
Warranty: 24 months
Excluding Freight and Packing
Installation and Commissioning Quoted Upon Request
Flexible Leasing/ Financing Packages
(Available in the USA only)



7.6. Anexo 6. Manual de operación y mantenimiento básico.



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA



MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO
BÁSICO PARA MÁQUINA DE ENSAYO DE FATIGA DE
FLEXIÓN ROTATIVA.



Autores:

- **David Rafael Tapia Gualpa**

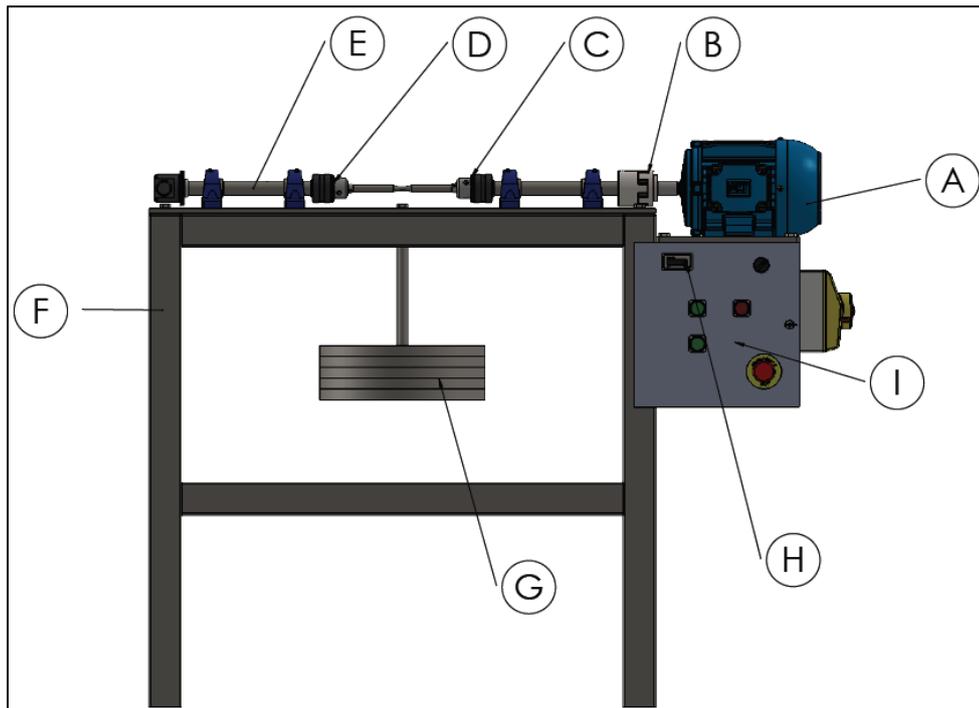
QUEVEDO – ECUADOR

2017

1. PRESENTACIÓN

Es esencial que el usuario lea las indicaciones establecidas y tenga conocimiento general de la operación y mantenimiento del mismo.

2. IDENTIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL EQUIPO.



3. LISTADO DE COMPONENTES

- A. Motor eléctrico.
- B. Transmisión de potencia
- C. Sistemas de sujeción
- D. Sistemas de apoyo
- E. Ejes de transmisión
- F. Estructura metálica
- G. Sistema de pesas
- H. Contador de ciclos
- I. Sistema de control

4. OPERACIÓN DEL EQUIPO

1. Verificar que este des energizado el equipo para proceder con el montaje de la probeta.
2. Montar la probeta en los mandriles, asegurando la correcta ubicación, ajustando con la llave del mandril en ambos extremos.
3. Revisar el estado de elementos mecánicos tales como: chumaceras, acoples semi flexibles, ejes de transmisión de potencias y mandriles.
4. Colocar las pesas según la carga seleccionada hasta un máximo de 50 [kg].
5. Energizar el equipo moviendo el interruptor principal, mover el selector en posición “ON” para energizar el sistema de control.
6. Verificar que el contador de ciclos esta encendido.
7. Pulsar el botón de “STAR” para arrancar el motor e iniciar con el ensayo de fatiga.
8. El usuario deberá mantenerse a una distancia de 15cm de separación al contorno del equipo durante el ensayo.
9. Verificar que el contador de ciclos se detenga al momento de la fractura de la probeta.
10. Pulsar el botón “STOP” para detener las revoluciones del motor.
11. Mover el selector a la posición “OFF” para des energizar el control del equipo, evitado situaciones de peligro al momento del desmontaje de la probeta.
12. En el caso de que la probeta a ensayar supere el límite de fatiga y no se fracture, el usuario debe presionar el botón “STOP” para detener el contador y para el motor en marcha.
13. Una vez terminado el ensayo des energizar la máquina desde el interruptor principal.
14. Dejar la máquina y área limpia después de cada ensayo realizado.

5. MANTENIMIENTO DEL EQUIPO

La importancia de realizar el mantenimiento adecuado a la máquina es para garantizar el funcionamiento idóneo de los elementos y que no presenten fallas durante el ensayo de fatiga. Estas acciones garantizarán la obtención de resultados precisos para su posterior registro.

Se plantea un mantenimiento del tipo preventivo a la máquina de ensayo de fatiga, donde se recomienda la inspección de los distintos elementos sean periódicos.

Los pasos a seguir para realizar un correcto mantenimiento a la máquina son los siguientes:

1. Lubricación periódica (cada mes) a los rodamientos en las chumaceras, el lubricante debe ser de alta viscosidad.
2. Revisar que los pernos tengan buen ajuste en los elementos mecánicos (chumaceras, placas y motor) antes de realizar los ensayos de fatiga.
3. Revisar el acople semiflexible este correctamente ajustado y que traslade el movimiento del motor al eje motriz por medio de una chaveta y prisioneros.
4. Revisar el ajuste de terminales en el tablero eléctrico para que el contador de ciclos funciones correctamente.
5. Efectuar limpieza de la máquina al terminar cada práctica realizada.

7.7. Anexo 7.

PLANOS