



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

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

TEMA:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA TIPO VIGA
EN VOLADIZO PARA EL LABORATORIO DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA
UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO.

AUTOR:

Toala Solis Jordan Reinaldo

DIRECTOR:

Ing. Diego Javier Punina Guerrero, Msc

Quevedo - Los Ríos – Ecuador

2021

DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Yo, **Jordan Reinaldo Toala Solis** con cedula de ciudadanía N.º.1722616743, 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.

Jordan Reinaldo Toala Solis

C.I. 1722616743

CERTIFICACIÓN DE CULMINACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

El suscrito, **Ing. Diego Javier Punina Guerrero Msc** , Docente de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, certifica que el estudiante **Jordan Reinaldo Toala Solis**, realizó el Proyecto de Investigación de grado titulado “**Diseño y construcción de una máquina de ensayos de fatiga tipo viga en voladizo para el laboratorio de ingeniería mecánica de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo**”, previo a la obtención del título de Ingeniería Mecánica bajo mi dirección, habiendo cumplido con las disposiciones reglamentarias establecidas para el efecto.

1804259743 DIEGO
JAVIER PUNINA
GUERRERO

Digitally signed by 1804259743 DIEGO JAVIER PUNINA GUERRERO
DN: 1.3.6.1.4.1.37462.18.4+1804259743, ou=PUNINA GUERRERO
DIEGO JAVIER, givenName=DIEGO JAVIER,
2.5.4.97=1804259743001, c=EC, serialNumber=1804259743,
ou=PUNINA GUERRERO, cn=1804259743 DIEGO JAVIER PUNINA
GUERRERO, email=diegajg, 33209@hotmail.com,
2.5.4.11=Certificado para Persona Natural con RUC,
#=17/MSJ/RMHA, 1=AMBATO, ou=Certificado de
Representante Legal de Persona Jurídica EC
Date: 2021.10.28 18:15:23 -05'00'

Ing. Diego Javier Punina Guerrero. Msc

DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO DE INVESTIGACION

Título:

“Diseño y construcción de una máquina de ensayos de fatiga tipo viga en voladizo para el laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo”

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

Aprobado por:

Ing. Omar Arturo Cevallos Muñoz

PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

Ing. Jorge Javier Acosta Manosalvas
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Ernesto Javier Ruano Herrería
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

QUEVEDO – LOS RIOS – ECUADOR

2021

Agradecimiento

El amor recibido, la dedicación y la paciencia con la que cada día se preocupaban mis padres por mi avance y desarrollo de esta tesis, es simplemente único y se refleja en la vida de un hijo.

Gracias a mis padres por ser los principales promotores de mis sueños, gracias a ellos por cada día confiar y creer en mí y en mis expectativas, gracias a mi madre por estar dispuesta a acompañarme cada larga y agotadora noche de estudio, agotadoras noches en las que su compañía y la llegada de sus cafés era para mí como agua en el desierto; gracias a mi padre por siempre desear y anhelar siempre lo mejor para mi vida, gracias por cada consejo y por cada una de sus palabras que me guiaron durante mi vida.

Gracias a Dios por la vida de mis padres, también porque cada día bendice mi vida con la hermosa oportunidad de estar y disfrutar al lado de las personas que más me aman, y a las que yo sé que más amo en mi vida. gracias a Dios por permitirme amar a mis padres, gracias a mis padres por permitirme conocer de Dios y de su infinito amor.

Gracias a la vida por este nuevo triunfo, gracias a todas las personas que me apoyaron y creyeron en la realización de esta tesis.

Dedicatoria

*Se la dedico al forjador de mi camino ,a mi
padre celestial, el que me acompaña y
siempre me levanta de mi continuo tropiezo
al creador ,de mis padres y de las personas
que más amo con más sincero amor.*

Jordan Reinaldo Toala Solis

Resumen Ejecutivo

En el presente documento se desarrolló el diseño y construcción de una máquina de fatiga tipo en voladizo para el laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo con la implementación de ensayos de acero bajo la norma AISI 4140. En base a la necesidad de docentes y estudiantes de realizar ensayos de fatiga. Para la realización previa del diseño de la máquina, se determinaron parámetros iniciales como factores de corrección y lineamientos de la norma ASTM E466 además del esfuerzo al que un material puede ser sometido. Los cálculos de cada elemento se realizaron por el método analítico y mediante el uso de los programas como SolidWorks y MDSolids se realizaron ensayos de comprobación de aplicación de fuerza. Los ensayos de fatiga se llevaron a cabo, teniendo en cuenta que, según la carga aplicada, se registraron los ciclos correspondientes en que ocurría la falla o se finalizó la prueba. Los ensayos se realizaron a temperatura ambiente con un examen de la información adquirida por la norma ASTM E739 para determinar la ecuación de resistencia a la fatiga, el límite de resistencia a la fatiga y para enmarcar el diagrama de esfuerzo contra a los números de ciclos (S-log N). Se determinó que la carga máxima a la que puede operar la máquina es de 500 N y que tentativamente el límite de resistencia a la fatiga del acero AISI 4140 templado y revenido es de aproximadamente 513 MPa, contrastado y la hipótesis presenta un error del 1.99.

Abstract

In this paper we developed the design and construction of a cantilever type fatigue machine for the Mechanical Engineering laboratory of the Quevedo State Technical University with the implementation of steel tests under the AISI 4140 standard, based on the need of teachers and students to perform fatigue tests. For the previous design of the machine, initial parameters were determined as correction factors and guidelines of the ASTM E466 standard in addition to the stress to which a material can be subjected. The calculations of each element were performed by the analytical method and by using programs such as SolidWorks and MDSolids, force application verification tests were performed. Then, at that point, the development and joining of these parts through assembly processes was continued. Fatigue tests were carried out, taking into account that, depending on the applied load, the corresponding cycles in which the failure occurred or the test was terminated were recorded. The tests were performed at room temperature with an examination of the information acquired by the ASTM E739 standard to determine the fatigue resistance equation, the fatigue resistance limit and to frame the stress vs. logarithm of cycles (S-log N) diagram. It was determined that the maximum load at which the machine can operate is 500 N and that tentatively the fatigue strength limit of quenched and tempered AISI 4140 steel is approximately 513 MPa, contrasted and the hypothesis has a 1.99% error.

TABLA DE CONTENIDO

Contenido	Pág.
Resumen ejecutivo	
viii	
Abstract	
ix	
INDICE GENERAL	
x	
ÍNDICE DE FIGURAS	xvii
ÍNDICE DE TABLAS	xix
INTRODUCCIÓN	xxii
CAPÍTULO I	22
CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN	22
1.1. Problema de investigación.	23
1.1.1. Planteamiento del problema.	23
1.1.2. Diagnóstico.	23
1.1.3. Pronóstico.	24
1.1.4. Formulación del problema.	24
1.1.5. Sistematización del problema.	24
1.2. Objetivos.	25
1.2.1. Objetivo General.	25
1.2.2. Objetivos Específicos.	25
1.3. Justificación.	25
CAPÍTULO II	27
FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN	27
2.1. Marco conceptual.	28

2.1.1.	Fatiga en los materiales.	28
2.1.2.	Resistencia a la fatiga.	29
2.1.3.	Fases de un Fallo por Fatiga.	29
2.1.4.	Diagramas tensión Diagramas Esfuerzo (S)- Numero de Ciclos (N) .	30
2.1.5.	Ensayo de materiales.	30
2.1.6.	Máquina por flexión rotativa.	31
2.1.7.	Análisis de datos.	31
2.2	Marco Referencial.	31
2.2.1	Introducción al Análisis de Fatiga o Durabilidad.	31
2.2.2	Máquina por flexión rotativa.	32
2.2.2.1	Máquina de viga rotativa en voladizo.	32
2.2.2.2	Máquinas de viga rotativa con soportes.	33
2.2.3	Partes de una máquina de ensayo de flexión rotativa.	34
2.2.3.1	Motor eléctrico.	34
2.2.3.2	Transmisión de potencia.	34
2.2.3.3	Sistemas de sujeción.	35
2.2.3.4	Sistemas de apoyo.	35
2.2.3.5	Ejes de transmisión.	36
2.2.3.6	Estructura metálica.	36
2.2.3.7	Sistema de control.	36
2.2.3.8	Sistema de pesas.	37
2.2.3.9	Contador de ciclos.	37
2.2.4	Diagrama de Wöhler.	37
2.2.5	Límite de resistencia a la fatiga o Límite de fatiga.	38
2.2.6	Resistencia a la fatiga.	38
2.2.7	Caracterización de esfuerzos fluctuantes.	39
2.2.8	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.	40
2.2.8.1	Factor de corrección de superficie (Ka).	40
2.2.8.2	Factor de corrección de tamaño (Kb).	40

2.2.8.3	Factor de corrección de carga (Kc).	41
2.2.8.4	Factor de temperatura (Kd).	41
2.2.8.5	Factor de confiabilidad (Ke).	41
2.2.8.6	Factor de efectos diversos.	41
2.2.9	Métodos de viga rotativa .	42
2.2.10	Probetas de ensayo de fatiga.	43
2.2.11	. Acero AISI 4140.	44
2.2.12	Identificación de Parámetros iniciales.	45
2.2.12.1	Consideraciones iniciales.	45
2.2.12.2	Dimensiones de las probetas.	45
2.2.12.3	Análisis estático de las condiciones requeridas para la probeta.	46
2.2.13	Estimación de Vida a Fatiga a partir de Datos Experimentales.	47
2.2.13.1	Reducción a Picos/Valles.	47
2.2.13.2	Cómputo de Ciclos.	48
2.2.13.3	Estimación de Vida a Fatiga.	51
2.2.14	Diseño del dispositivo.	53
2.2.14.1	Diseño Preliminar.	53
2.2.14.2	Diseño del módulo para el ciclo.	55
2.2.14.3	Diseño del módulo de cargas.	61
2.2.14.4	Selección de la lámina base.	67
2.2.14.5	Cálculo de sujetadores.	67
2.2.14.6	Diseño del sistema eléctrico.	68
2.2.14.7	Diseño de unidad de control.	69
2.2.14.8	Selección de los elementos para la medición.	69
2.2.15	Construcción y ensamble.	70
2.2.15.1	Elementos de la máquina.	70
2.2.15.2	Ensamble de la máquina.	70
2.2.16	Validación de la máquina.	71
2.2.16.1	Caracterización del acero AISI 4140 empleado en las probetas.	71
2.2.16.2	Construcción de las probetas para ensayo de fatiga.	71
2.2.16.3	Análisis de resultados del ensayo de fatiga.	73
2.2.16.4	Comparación de resultados.	74

CAPÍTULO III	76
METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN	76
3.1 Localización	77
3.2 Tipos de investigación.	77
3.2.1 Investigación Descriptiva.	77
3.2.2 Investigación Exploratoria.	77
3.2.3 Investigación Bibliográfica.	78
3.2.4 Investigación De Campo.	78
3.3 Métodos de investigación.	78
3.3.1 Metodología Del Arte.	78
3.3.2 Método Analítico.	78
3.3.3 Método Científico.	78
3.4 Fuentes de recopilación de información.	79
3.5 Diseño de la investigación.	79
3.5.1 Diseño Experimental.	79
3.6 Instrumentos de investigación.	79
3.7 Recursos humanos y materiales.	79
CAPÍTULO IV	81
RESULTADOS Y DISCUSIONES	81
4.1. Cálculo de parámetros iniciales para el diseño.	82
4.1.1 Análisis estático de las condiciones requeridas para la probeta	82
4.2. Diseño de la máquina.	83
4.2.1. Diseño del módulo para ciclos.	83
4.2.1.1. Diseño del eje.	83
4.2.2. Selección del motor.	87
4.2.3. Selección de los rodamientos.	88

4.2.4.	Cálculo de las cuñas.	88
4.2.5.	Selección del sistema para sujetar la probeta.	90
4.2.6.	Selección del acople.	90
4.2.7.	Diseño del módulo de cargas.	91
4.2.7.1.	Selección del rodamiento para ejercer la carga sobre la probeta.	91
4.2.8.	Cálculo de la viga móvil.	91
4.2.9.	Cálculo del diámetro mínimo permisible.	93
4.2.10.	Cálculo de los parámetros del tornillo de potencia.	94
4.2.11.	. Cálculo de la viga fija.	94
4.2.12.	Diseño de las barras guía.	96
4.2.13.	Diseño del volante.	97
4.2.14.	Selección de la lámina base.	97
4.2.15.	Cálculo de pernos para rodamientos y sujeción del motor.	98
4.2.16.	Selección de roscas para las barras guía.	98
4.3.	Construcción de los elementos.	99
4.3.1.	Construcción de la base.	99
4.3.2.	Construcción de elementos del sistema para ciclos.	100
4.3.3.	Construcción del eje.	100
4.3.4.	Construcción de elementos del sistema de carga.	100
4.3.5.	Construcción de las barras o columnas guía.	100
4.3.5.1.	Construcción de la viga fija.	100
4.3.6.	Construcción del asiento para el tornillo.	101
4.3.7.	Construcción de la Viga deslizante.	102
4.3.8.	Construcción del tornillo de potencia.	103
4.3.9.	Construcción del volante.	103
4.3.11.	Ensamble de la máquina.	104

4.4. Validación de la máquina.	107
4.4.1. Datos obtenidos del ensayo de fatiga.	107
4.4.2. Análisis de resultados de ensayo de fatiga.	109
4.4.3. Análisis para datos de vida finita.	109
4.4.4. Comparación de datos.	114
4.4.5. Resistencia a la fatiga.	114
4.5. Comparación de límites de resistencia a la fatiga.	117
CAPÍTULO V	119
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	119
5.1 CONCLUSIONES.	120
5.2 RECOMENDACIONES.	121
CAPÍTULO VI	122
BIBLIOGRAFÍA.	122
6.1 Bibliografía	123
CAPITULO VII	125
ANEXOS	125
Anexo 1. Propiedades de acero según fabricantes.	126
Anexo 2. Fracción de la resistencia a la fatiga.	126
Anexo 3. Tabla de parámetros del Factor de superficie (K_a).	126
Anexo 4. Factor de efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la fatiga.	127
Anexo 5. Tabla de factor de confiabilidad (K_e) .	127
Anexo 6. Diagrama para determinar el factor de concentración de esfuerzos.	128
Anexo 7. Gráfico para estimar el factor de sensibilidad a la muesca.	130
Anexo 8. Tabla de cuñeros y cuñas estándar de acuerdo al catálogo de INTERMEC.	131
Anexo 9. Constante de extremos para el cálculo de columnas.	132
Anexo 11. Paso preferido para roscas ACME de acuerdo al diámetro exterior.	133

Anexo 13. Detalles de simulación estática de probeta de fatiga, eje principal y lámina base.	134
Anexo 17. Ficha técnica del sensor de proximidad	138
Anexo 20. Planos de los elementos fabricados.	131
Anexo 23. Certificado de calidad del acero AISI 4140 empleado en las muestras de fatiga.	132
Anexo 24. Diseño de máquina de fatiga ajustable.	133
Anexo 25. Identificación de los componentes de una máquina de fatiga.	134
Anexo 26. Ficha técnica de la máquina.	135
Anexo 28. Manual de operación.	136
Anexo 29. Manual de mantenimiento.	137

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama Esfuerzo - Número de Ciclos (S-N).	23
Figura 2. Probeta en estado de tensión y compresión por flexión rotativa	26
Figura 3. Máquina de probeta rotatoria de R.R. Moore para ensayo a Fatiga.	26
Figura 4. (a) Sistema de sujeción, (b) Accesorio de sujeción	28
Figura 5. Apoyo según ASTM E9.	29
Figura 6. Esquema de la máquina de Moore	30
Figura 7. Esquema de máquina de fatiga en voladizo	31
Figura 8. Probeta con radios tangenciales entre la zona de prueba y los extremos	32
Figura 9. Probeta con radio continuo entre los extremos	32
Figura 10. Carga en una viga en voladizo	33
Figura 11. Dimensiones de la probeta	33
Figura 12. Diagrama de cuerpo libre de la probeta	34
Figura 13. Eliminación de puntos intermedios entre picos y valles	37
Figura 14. Algoritmo Range-Pair	38
Figura 15. Algoritmo de Rainflow	39
Figura 16. Representación gráfica de la ecuación de tensión-vida	40
Figura 17. Representación del cruce de ecuaciones elásticas y plásticas de deformación-vida	41
Figura 18. Componentes principales del diseño	44
Figura 19. Diseño preliminar de la máquina	44
Figura 20. Módulos para generar ciclos en la probeta	45
Figura 21. Fuerzas en una cuña.	49
Figura 22. Módulo para generar cargas de probeta	50
Figura 23. Cargas en la viga fija debida al tornillo de potencia	53
Figura 24. Cargas en las barras guías causadas por la viga fija	54
Figura 25. Esfuerzos alternantes en función del tiempo	55
Figura 26. Máquina con pulsador Amsler	57

Figura 27. Maquina universal	57
Figura 28. Maquina de flexión en ménsula	58
Figura 29. Máquina Sondericker	58
Figura 30. Maquina Schenck	59
Figura 31. Ubicación de la UTEQ	61
Figura 32. Muestra estándar para ensayo de tensión	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Composición Química para el acero AISI 4140	44
---	----

Tabla 2. Elementos del sistema de control	69
Tabla 3. Herramientas empleadas para la construcción.....	70
Tabla 4. Cargas requeridas para cada nivel.	73
Tabla 6. Factores de corrección para primera iteración de diseño del eje	85
Tabla 8. Características del tornillo de potencia establecido.....	94
Tabla 10. Ciclos de acuerdo a los esfuerzos aplicados en los ensayos de las probetas A	107
Tabla 11. Ciclos de acuerdo a los esfuerzos aplicados en los ensayos de las probetas B	108
Tabla 12. Ciclos de acuerdo a los esfuerzos aplicados en los ensayos de las probetas C	108
Tabla 13. Logaritmos de esfuerzo y ciclos de ensayos de probetas A para datos en vida finita.....	109
Tabla 14. Logaritmos de esfuerzo y ciclos de ensayos de probetas B para datos en vida finita.....	110
Tabla 15. Logaritmos de esfuerzo y ciclos de ensayos de probetas C para datos en vida finita.....	110
Tabla 17. Comparación de límites de resistencia a la fatiga.....	118

Titulo	Diseño y construcción de una máquina de ensayos de fatiga tipo viga en voladizo para el laboratorio de ingeniería mecánica de la universidad técnica estatal de Quevedo.			
Autora	Toala Solis Jordan Reinaldo			
Palabras clave	Fatiga	Resistencia	Falla	Tensión
F. de publicación				
Editorial	Quevedo: UTEQ, 2021			
Resumen	<p>Resumen. – En el presente documento se desarrolló el diseño y construcción de una máquina de fatiga tipo en voladizo para el laboratorio de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo con la implementación de ensayos de acero bajo la norma AISI 4140. En base a la necesidad de docentes y estudiantes de realizar ensayos de fatiga. Para la realización previa del diseño de la máquina, se determinaron parámetros iniciales como factores de corrección y lineamientos de la norma ASTM E466 además del esfuerzo al que un material puede ser sometido. Los cálculos de cada elemento se realizaron por el método analítico y mediante el uso de los programas como SolidWorks y MDSolids se realizaron ensayos de comprobación de aplicación de fuerza Los ensayos de fatiga se llevaron a cabo, teniendo en cuenta que, según la carga aplicada, se registraron los ciclos correspondientes en que ocurría la falla o se finalizó la prueba. Los ensayos se realizaron a temperatura ambiente con un examen de la información adquirida por la norma ASTM E739 para determinar la ecuación de resistencia a la fatiga, el límite de resistencia a la fatiga y para enmarcar el diagrama de esfuerzo contra a los números de ciclos (S-log N). Se determinó que la carga máxima a la que puede operar la máquina es de 500 N y que tentativamente el límite de resistencia a la fatiga del acero AISI 4140 templado y revenido es de aproximadamente 513 MPa, contrastado y la hipótesis presenta un error del 1.99.</p> <p>Abstract. In this paper we developed the design and construction of a cantilever type fatigue machine for the Mechanical Engineering laboratory of the Quevedo State Technical University with the implementation of steel tests under the AISI 4140 standard, based on the need of teachers and students to perform fatigue tests. For the previous design of the machine, initial parameters were determined as correction factors and guidelines of the ASTM E466 standard in addition to the stress to which a material can be subjected. The calculations of each element were performed by the analytical method and by using programs such as SolidWorks and MDSolids, force application verification tests were performed. Then, at that point, the development and joining of these parts through assembly processes was continued. Fatigue tests were carried out, taking into account that, depending on the applied load, the corresponding cycles in which the failure occurred or the test was terminated were recorded. The tests were performed at room temperature with an examination of the information acquired by the ASTM E739 standard to determine the fatigue resistance equation, the fatigue resistance limit and to frame the stress vs. logarithm of cycles (S-log N) diagram. It was determined that the maximum load at which the machine can operate is 500 N and that tentatively the fatigue strength limit of quenched and tempered AISI 4140 steel is approximately 513 MPa, contrasted and the hypothesis has a 1.99% error.</p>			
Descripción	137 hojas: Dimensiones 29x21 cm			
URL:				

INTRODUCCIÓN

La fatiga se observó en el siglo XIX, cuando apareció el ferrocarril y sus fallas de rodamientos eran en los ejes que se habían cristalizados debido a los esfuerzos fluctuantes así se empezó a estudiar la falla en los materiales.

En general, las roturas por fatiga se clasifican como discontinuidades o singularidades, a todos los efectos, los materiales y la técnica a utilizar son con normas ASTM E466. Las discontinuidades pueden ser superficiales o internas al material, las singularidades pueden ser estructurales, como inclusiones, partículas de impureza o incluso geométricas, como arañosos. Una de las posibles y explicaciones para la nucleación de grietas por fatiga ocurre en la mayoría de los casos en la superficie puede deberse al hecho de que la deformación plástica es más fácil en la superficie y en su ruptura, además del hecho de que la tensión máxima siempre se colocará en alguna superficie.

En este proyecto se construyó una máquina de ensayos de fatiga para el laboratorio de Ingeniería Mecánica con el fin para determinar la falla del material dependiendo las cargas aplicadas en función de los ciclos alcanzados, con el fin de poder calcular y comparar de manera analíticamente del límite de resistencia a la fatiga.

Su incorporación al grupo de equipos didácticos de la carrera de Ingeniería Mecánica es vital para los estudiantes ya que todas las fallas de las máquinas que producen esfuerzo y el movimiento son provocadas por fatiga que sucede en las industrias, la fatiga mecánica es causada predominantemente por una carga que cambia en un momento. Es un proceso gradual de nucleación y crecimiento de grietas que puede conducir a la rotura del componente. Este proceso de fractura acumulativo y localizado puede ser causado por una baja variación en las cargas de servicio y puede ser bastante lento, requiriendo varios ciclos hasta su falla.

El objetivo de la investigación es que los estudiantes no necesiten hacer un viaje a diferentes universidades para poder realizar prácticas en máquinas de ensayos y tener la opción de afirmar lo que se hace en computación.

CAPÍTULO I
CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Problema de investigación.

1.1.1. Planteamiento del problema.

Uno de las principales causas de todas las fallas por fractura de las piezas de diferentes máquinas utilizadas particularmente en las empresas, son en su mayor parte debido a problemas de desgaste en los materiales. “La fatiga es un proceso de degeneración de un material sometido a cargas cíclicas de valores por debajo de aquellos que serían capaces de provocar su rotura mediante tracción” [1].

La fatiga es causada por deformaciones que provocan cambios estructurales en el material. Durante el proceso de agrietamiento, si se cumplen las condiciones adecuadas, donde una probeta se haya aplicado una carga y se fractura durante un número de ciclos. Las cargas aplicadas van hacer en dependiendo a los factores necesarios.

En el estudio de materiales como máquinas y piezas estructurales, la mayoría de las cargas no son estáticas, sino que se ven afectadas por una combinación de fuerzas que estudia en la ingeniera en el tiempo, lo que determina la próxima falla del material. El material se va a dañar a un valor que es significativamente más bajo que el valor calculado en la prueba estática. Para reflejar esto, es importante estudiar la estructura de las piezas mecánicas mediante el análisis de fatiga de estos elementos.

Actualmente, no se cuenta con la oportunidad de realizar las prácticas de manera presencial por el contexto de la pandemia que se vive a nivel mundial, pero anteriormente no se contaba con una máquina específica para poder aplicar los conocimientos adquiridos en las clases, es por ello que se implementó en la carrera de Ingeniería Mecánica de la UTEQ una máquina de ensayos de fatiga.

1.1.2. Diagnóstico.

El nivel académico teórico en la carrera de Ingeniería Mecánica es muy elevado, pero si son muy pocas y escasas las prácticas, al desarrollar este tipo de proyecto nos ayudaría a tener un mejor aprendizaje en las siguientes asignaturas como: Análisis de Fallas, Estructuras Metálicas, Esfuerzos y Deformaciones, Ensayos destructivos y no destructivos y Fundición etc.

1.1.3. Pronóstico.

La Ingeniería de Materiales controla regularmente el desgaste de los materiales, por lo que cuando un alumno va a realizar una construcción deberá entender que tipo de material y soldadura aplicar en función sobre el estrés de fatiga esperado, determinando el rango de tensión en cada detalle que sea susceptibles a la fatiga y asegurarse de que sea dentro de límites aceptable, la clave en este proyecto es poder que el estudiante aprenda lo teórico con práctica así poder entender fácilmente y tener más claro sobre el material .

1.1.4. Formulación del problema.

En todas las generaciones cuando uno es constante en el aprendizaje e investigación será más factible en tener una idea más clara en proceso practico , así para una indagación se ha dado por varios tipos de enseñanza ya sea teórico o práctica, a modo de ver de varias personas el aprendizaje teórico es más importante que el aprendizaje práctico, pero ¿Qué sería de un guía que sabe conducir, pero no sabes las leyes de tránsito? ¿Qué sería de un ingeniero mecánico si sabe exactamente cómo hay que hacer una toma de esfuerzos y tiempos si solo lo ha hecho en un cuaderno de apuntes? Los dos tipos de enseñanza van de la mano y no se puede realizar algún proceso técnico sin tener bases teóricas.

1.1.5. Sistematización del problema.

- ¿Cuáles son los procesos para un material en ensayos destructivos?
- ¿En base a qué directrices se montará la máquina de ensayos de fatiga?
- ¿Cuáles son las ventajas de investigar ensayos de fatiga en los materiales ?
- ¿Cuál es el proceso de diseño en una máquina de fatiga?
- ¿Cómo influye la carga aplicada a un material en ensayos de fatiga?

1.2. Objetivos.

1.2.1. Objetivo General.

Diseñar y construir una máquina de ensayos de fatiga de tipo viga en voladizo para el laboratorio de Ingeniería Mecánica.

1.2.2. Objetivos Específicos.

- Investigar sobre la fatiga en los materiales y los diferentes tipos de máquinas.
- Analizar el diseño más apropiado mediante la metodología del diseño concurrente.
- Desarrollar una máquina capaz de hacer ensayos de fatiga por flexión, que tenga la posibilidad de variar la deflexión, y monitorear el número de ciclos.
- Realizar pruebas de funcionamientos de la máquina utilizando probetas normalizadas ISO 1143:2010 .
- Elaborar un manual de funcionamiento para la máquina de ensayos de fatiga.

1.3. Justificación.

Al momento la Carrera de la ingeniería mecánica de la UTEQ no cuenta con un laboratorio dedicado para experimentar con materiales y sus propiedades mecánicas por ende con el presente trabajo de investigación la UTEQ incorpora al laboratorio un equipo para el análisis de fatiga , por los que los estudiantes deben ir a laboratorios externos como lo EPN o la ESPOCH, con la construcción del banco de ensayos por fatiga será un beneficio debido a que la gran parte de fallas mecánica es fatiga, así el estudiante llegará entender con más profundidad el tipo de falla producida en los elementos por cargas cíclicas.

Para la mejora del diseño para varios tipos de condiciones que nos permiten tener datos de estimación actualizados y precisos a través de cálculos e investigaciones con el beneficio de tener la opción de ampliar la vida útil de los elementos que son sometidos a fatiga. Buscando la manera de contribuir al estudiante con su aprendizaje no sólo teórico sino también experimental, usando probetas que son normadas por la ASTM en ensayos destructivos, por ello el diseño y dimensionamiento de la máquina de ensayos de fatiga deberá cumplir los estándares establecidos por una norma que lo rige . Donde así podrá comprender el comportamiento de los distintos componentes mecánicos utilizados en la industria.

La investigación donde el diseño y construcción con todos sus cálculos de la máquina para la realización de ensayos de fatiga con la finalidad de que en un futuro los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica puedan realizar prácticas y aprender y no tener que trasladarse a otras universidades para poder entender este comportamiento del elemento.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN

La máquina de ensayos de fatiga se construyó basado en las siguientes normas:

ASTM E-466 (Ensayo de fatiga axial de amplitud constante y controlada de materiales metálicos Conducting Forcé Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Test Of Metallic Materials)

ASTM E-739 (Análisis estadístico de los datos de fatiga lineal o linealizada de tensión-vida (S-N) y deformación-vida (ϵ -N) Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ϵ -N) Fatigue Data)

ASTM E-468 (Presentación de resultados de ensayos de fatiga de amplitud constante para materiales metálicos Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials), ASTM E8M (Pruebas de tensión de materiales metálicos Tension Testing of Metallic Materials)

AISI 4140, ASTM E-407 (Micrograbado de metales y aleaciones ,Microetching Metals and Alloys).

2.1. Marco conceptual.

2.1.1. Fatiga en los materiales.

La fatiga del material es una de las particularidades sobre el estudio en que los diseños y materiales cuando se someten a cargas cíclicas . Este tipo de daño subyacente ocurre, en cualquier caso, cuando el rango de esfuerzos experimentado está muy por debajo de la resistencia estática del material. La fatiga es la fuente más común de fallas de estructuras mecánicas.

El proceso hasta que un componente finalmente falla bajo cargas repetidas se puede dividir en tres etapas:

1. Durante una gran cantidad de ciclos, el daño se desarrolla a nivel microscópico y crece hasta que se forma una grieta macroscópica.
2. La grieta macroscópica crece en cada ciclo hasta que alcanza una longitud crítica.
3. El componente agrietado se rompe porque ya no puede soportar la carga máxima [2].

Para determinadas aplicaciones, no se puede observar la segunda etapa. En cambio, una grieta microscópica crece rápidamente, provocando una falla repentina del componente.

Los detalles de las dos últimas etapas generalmente se consideran dentro del tema de la mecánica de la fractura. Sin embargo, existe cierta superposición entre las disciplinas y el

número medido de ciclos hasta la fatiga a menudo incluye también las dos últimas etapas. Debido a que la mayor parte de la vida útil del componente se gasta antes de que sea posible observar una grieta microscópica, la mayoría de los diseños tienen como objetivo evitar encontrar tal daño [3].

2.1.2. Resistencia a la fatiga.

La resistencia es la fatiga de un material que puede resistir a cargas muy variables que son las más frecuentes. Por lo general, hay un error de base en la tasa excepcionalmente altas de que los materiales en las máquinas y tienen un uso de las cargas que pueden ser de manera axial, transversal, de torsión o combinadas . Se denomina límite de fatiga donde la cantidad de ciclos es infinita al valor de esfuerzos, por lo que puede crear una falla en los ciclos aumentan y en general disminuirá el alcance del esfuerzo aplicado.

2.1.3. Fases de un Fallo por Fatiga.

Se producen en tres fases:

- Fase 1 (Iniciación): Al menos una rotura se produce en el material, apareciendo en cualquier momento en el material, pero en general se producen alrededor de algún foco de tensión y en la superficie externa donde los cambios de tensión son más elevados. Las roturas pueden aparecer por algunas razones: defectos en la pequeña construcción del material, arañazos, rasguños y marcas provocadas por los aparatos de montaje o por el tratamiento de los mismos. En los materiales frágiles, el inicio de la rotura puede ser provocado por imperfecciones del material y discontinuidades matemáticas.
- Fase 2 (Propagación): Algunas o todas las roturas se desarrollan por el impacto de las cargas aplicadas. Además, las roturas son en general finas y difíciles de reconocer, en todo caso, cuando están cerca de hacer la rotura de la pieza.
- Fase 3 (Rotura): La parte sigue decayendo debido al desarrollo de la rotura, disminuyendo el segmento neto de la pieza que es incapaz de resistir la carga según una perspectiva estática produciendo la rotura por fatiga.

2.1.4. Diagramas tensión Diagramas Esfuerzo (S)- Numero de Ciclos (N) .

Las curvas S-N de un material caracterizan los beneficios de las tensiones rotativas frente a la cantidad de ciclos necesarios para provocar una falla a un segundo de esfuerzos determinado.

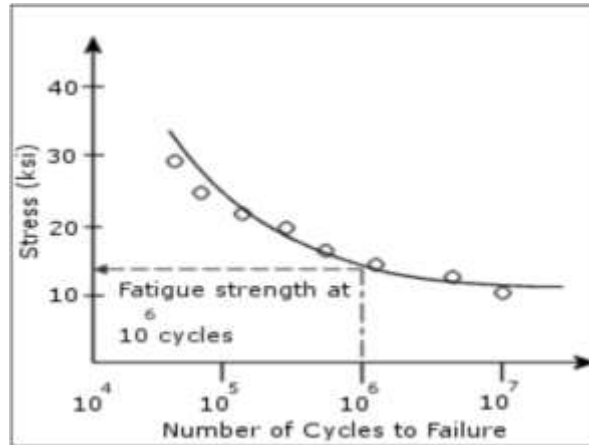


Figura 1. Diagrama Esfuerzo - Número de Ciclos (S-N).

Fuente: García, P. 2009.

El eje de abscisas se refiere a los esfuerzos (S), mientras que el eje de ordenadas se refiere a la cantidad de ciclos (N). La curva S-N depende de una proporción de esfuerzos o de una presión media, por lo que cada material puede caracterizarse por varias curvas S-N con varias estimaciones de esfuerzos medios. La curvatura S-N depende de la vida normal de desgaste o de una probabilidad de falla determinada. Para el desarrollo de un gráfico S-N, es importante realizar muchas pruebas y diferenciar de forma medible las tensiones de rotación, las cargas medias y contar la cantidad de ciclos.

2.1.5. Ensayo de materiales.

El ensayo de materiales se utiliza para aplicaciones de prueba y mejora de materiales como metales y polímeros; esto tiene en cuenta el aseguramiento y la evaluación de las deformidades que puedan surgir en la industria. Estas pruebas comprueban la resistencia a la fatiga, los atributos de maduración, la disposición de la sustancia, la creación de calor, la combustibilidad, la investigación microestructural, las pruebas de bienestar y las pruebas de efecto ecológico.

2.1.6. Máquina por flexión rotativa.

Las máquinas de arco giratorio se utilizan desde hace mucho tiempo, desde que Wöhler, en 1847, fabricó el principal engranaje para el ensayo de materiales, utilizando sólo raíles de tren, hasta el artilugio, que es el más ampliamente utilizado por su comodidad, su sencilla actividad y su desarrollo. [4]. Se describen principalmente dos tipos de máquinas de flexión rotativa que son:

- Viga rotativa en voladizo
- Viga rotativa con soportes

2.1.7. Análisis de datos.

El examen de la información de la prueba se completa con las disposiciones de la norma ASTM E739, y la información se caracteriza en la recopilación de datos en Software CAD.

El término CAD es un software en el cual se da uso mediante el ordenador. Los softwares de diseño permiten crear, modificar, analizar y optimizar planos [5].

2.2 Marco Referencial.

2.2.1 Introducción al análisis de fatiga o durabilidad.

Los ciclos de fatiga y durabilidad, debilitan las piezas a lo largo de su utilización, en cualquier caso, cuando las cargas se inician por debajo del esfuerzo estático de la pieza incluyendo hasta los extremos versátiles del material. La fatiga se entiende por “falla de carga repetida esto incluye el inicio y propagación de grietas o una serie de grietas hasta una eventual falla por falla” [6].

La investigación de las fallas subyacente es un dispositivo para evaluar la amplitud o solidez de un plan en condiciones de apilamiento sencillas o complejas conocidas como cargas de trabajo. Las consecuencias de ensayos de fatiga se abordan mediante formas sombreadas que muestran el término de ciclos de carga que el diseño puede soportar antes de que se produzca la rotura.

Las fracturas por fatiga no se predicen en estudios estructurales lineales y no lineales. Calcula la respuesta de un proyecto a una carga específica y un entorno restringido. Si el desplazamiento y la tensión están por debajo de un cierto nivel de tolerancia, el diseñador puede concluir que el diseño

es seguro en este entorno de tensión, independientemente del número de veces que se aplique la carga.

Las consecuencias de las investigaciones primarias (estáticas y dinámicas, rectas y no lineales) se utilizan como información esencial para decidir las contemplaciones de fatiga. La cantidad de ciclos necesarios para la ruptura de la fatiga en un punto solitario depende de los cambios de material y de tensión.

Empiezan a aparecer grietas por fatiga en la superficie del material. Por esta razón, evite rayones y rayones en superficies bien acabadas (por ejemplo, grabar su marca en su trabajo), especialmente en áreas de alto voltaje. El tratamiento superficial (térmico o mecánico) (por ejemplo, endurecimiento, granulación o laminado de la superficie) induce un estado de tensión de compresión residual en la superficie de una pieza para aumentar la dureza de la superficie, prolongando la fatiga de la parte viva.

La fatiga depende de la Regla de Daño Acumulativo de Miner para calibrar la vida de la fatiga a causa del estrés o del historial de estrés. Las evaluaciones se realizan descargando la información a una progresión de pináculos y valles, contando los ciclos y calculando la vida de cansancio. Para realizar un examen de cansancio o perseverancia, se deben dar los datos explícitos adjuntos.:

- Propiedades a fatiga de los materiales
- Variación de las cargas a fatiga
- Opciones de análisis a fatiga

2.2.2 Máquina por flexión rotativa.

2.2.2.1 Máquina de viga rotativa en voladizo.

La máquina es la más sencilla de todas. Una terminación del modelo de rotonda se acopla y se abrocha en el mandril es impulsado por un motor. Una masa se mantiene ajustado el acabado libre del eje de accionamiento. La probeta sufre de una fuerza de tracción en la parte superior ,mientras que la parte inferior la superficie está en compresión ver Figura 2.

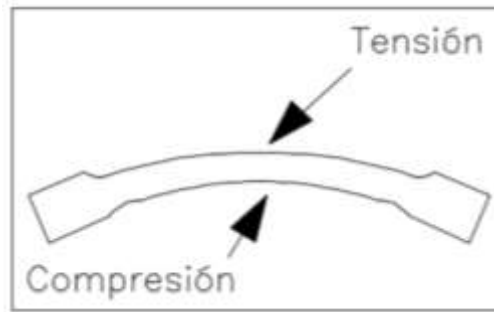


Figura 2. Probeta en estado de tracción y compresión por flexión rotativa

Fuente: Tapia, D. 2009.

2.2.2.2 Máquinas de viga rotativa con soportes.

Conocida como la máquina R.R. Moore, véase la figura 3, la probeta se expone a una inclinación no adulterada debido a que no hay un esfuerzo transversal constante, tiene medidas puntuales y una superficie excepcionalmente limpia. En el caso de la probeta durante la prueba llegue al punto débil (grieta) en partes equivalentes, la prueba muestra a la resistencia de fatiga del material, sin embargo, en el caso de la probeta caiga en partes inconsistentes, un defecto de material o de superficie en la superficie de la probeta modifica los resultados. La probeta de prueba se expone a un ciclo de esfuerzos completamente cambiante y se cuentan los ciclos hasta su falla.

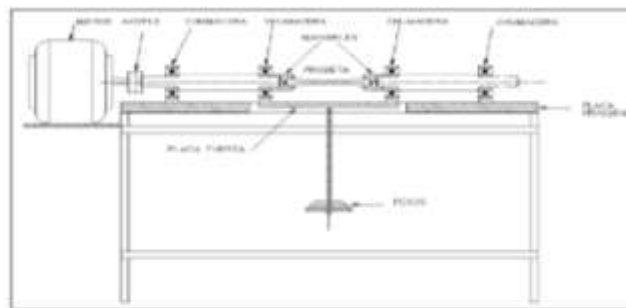


Figura 3. Máquina de probeta rotatoria de R.R. Moore para ensayo a Fatiga.

Fuente: Córdova, L. 2010.

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. La prueba aplica una carga de inclinación constante y con un contador de ciclos (revoluciones del motor) que registra los esfuerzos necesarios que se necesitan para alcanzar la falla. En la medida de lo posible para la mayoría

de los metales es en algún lugar en el rango de 30% y 50 % del esfuerzo máximo de tracción [5].

2.2.3 Partes de una máquina de ensayo de flexión rotativa.

El montaje de la máquina se compone de algunas secciones que se detallan a continuación:

2.2.3.1 Motor eléctrico.

En un motor, el proceso de conversión de la energía puede pensarse en términos simples. En “estado estacionario”, la entrada de energía o potencia eléctrica a la máquina es simplemente la suma de las entradas de potencia eléctrica a las diferentes terminales [7].

Es una máquina electromecánica en la que los motores producen una fuerza de rotación por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas, están compuestos principalmente por un estator y un rotor. Es la fuente de poder de la máquina, su función será rotar la probeta para generar cargas alternadas en el tiempo.

2.2.3.2 Transmisión de potencia.

Es un sistema que tiene la función de conducir potencia de una fuente a otro mecanismo, incrementando, manteniendo o decreciendo la velocidad y el torque. Es decir, se encarga de llevar el giro del motor hacia otro mecanismo.

Estos mecanismos permiten transmitir potencia entre dos ejes que giran a determinada velocidad, existen cuatro tipos:

- Engranajes
- Correas
- Cadenas
- Transmisiones

2.2.3.3 Sistemas de sujeción.

Las probetas para ensayos de flexión rotativa pueden ser de varias formas redonda, cuadrada o rectangular. Los extremos de una probeta redonda pueden ser simples, con cabezas lisas o roscadas, la sección rectangular posee extremos simples. Por lo tanto, debe emplearse un dispositivo de sujeción adecuado para cada tipo de probeta [8].

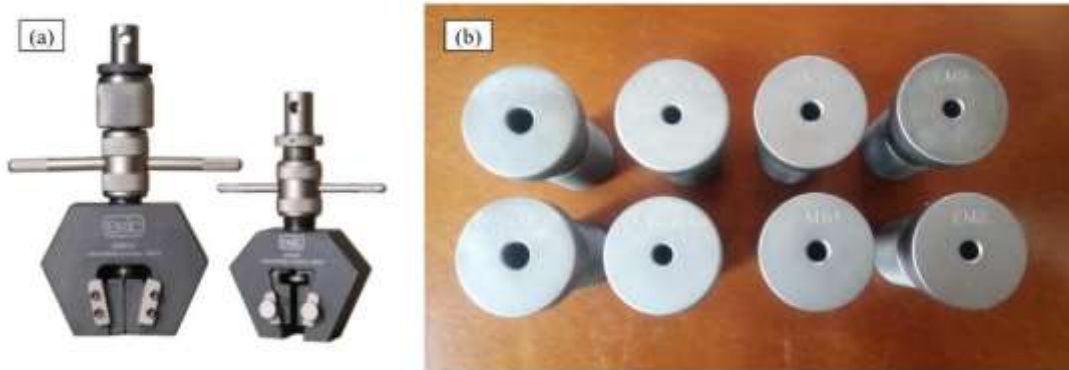


Figura 4. (a) Sistema de sujeción, (b) Accesorio de sujeción

Fuente: Instron, «Accesorios Línea EMIC Primera Edición,»

En la Figura (a), se muestra un sistema de sujeción mecánica con mordazas diseñadas para sujetar las diferentes probetas sean circulares, rectangulares o cuadradas para ser sometidas a tracción. Sin embargo, para un ensayo de tracción con probetas de extremos roscados es necesario el uso de accesorios de sujeción como se aprecia en la Figura (b), los cuales presentan una rosca interior para sujetar las probetas. Cabe recalcar que estos tipos de accesorios se encuentran estandarizados [9].

2.2.3.4 Sistemas de apoyo.

Los sistemas de apoyo son de vital importancia y están incluidos dentro de las normas respectivas del diseño y construcción. Estos parámetros se establecen en la Norma (ASTM E9-94), en la cual se detalla que una máquina para ensayos debe constar obligatoriamente de un sistema de apoyo, tal como se muestra en la figura 5 para aplicar la carga a la probeta, el fin de la creación de este dispositivo es para minimizar posibles aparecimientos de esfuerzos de flexión, generados por alineaciones incorrectas entre las partes [10].

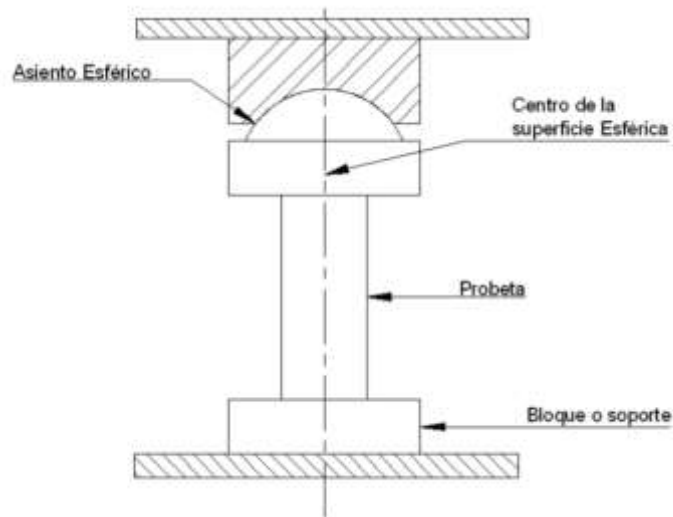


Figura 5. Apoyo según ASTM E9.

Fuente: Pilicita J. & Maila C. 2010.

2.2.3.5 Ejes de transmisión.

Los ejes de transmisión van a ir insertados a la estructura metálica de la máquina mediante chumaceras, estos ejes se encargan de formar una unión entre el motor, acoples y mandriles que permite transmitir la potencia del motor eléctrico para llegar hasta la probeta; la excelente selección de este material evitará fallas de esfuerzos y momentos en el ensayo de fatiga.

2.2.3.6 Estructura metálica.

Su función principal es mantener todos los elementos en conjunto que van a formar la máquina. Esta estructura se construye en acero y siguiendo las normas técnicas; en cuanto a las dimensiones deberán ser las adecuadas para que el operador de la máquina se sienta cómodo.

2.2.3.7 Sistema de control.

Es el encargado de supervisar el equipo desde una interfaz humano-máquina que facilita la operación del sistema por un personal calificado; permite el control del aparato desde su encendido a la máquina, energización y puesta en marcha del sistema; muestra la posición adecuada de la probeta, no está ubicada correctamente el motor no debe ser encendido. Además, dispone de un contador que registra la cantidad de levantamientos realizados durante la prueba. El motor se puede apagar físicamente o en consecuencia hacia el final de la prueba.

2.2.3.8 Sistema de pesas.

Este sistema trabaja mediante discos de diferente medida, se aplica cargas controladas sobre una probeta siguiendo el modelo de dimensiones ya preestablecido, su función es poder combinar la carga cuando se va a iniciar la prueba de ensayo de fatiga para medir gráficamente la deformación y la carga al momento de la rotura.

2.2.3.9 Contador de ciclos.

Para el conteo de revoluciones se debe aplicar un sistema de conteo de ciclos de la máquina, su función principal será contar y anotar cada ciclo hasta que la probeta llegue al punto de fractura, por lo tanto, se recurre a que el sistema sea electrónico ya que la capacidad de operación podría llegar hasta los 99999999 ciclos, haciendo que un contador mecánico sea obsoleto.

2.2.4 Diagrama de Wöhler.

Es un diagrama que relaciona la fatiga a la que están con una carga a la probeta, con la cantidad de ciclos de carga que estos ejemplares soportan hasta la fractura, como se muestra en la figura 6. Se conoce regularmente como gráfico S-N; el esfuerzo (S) se relaciona con el valor del esfuerzo más extrema a la que está oprimido la probeta, y N es la cantidad de ciclos en los que puede producirse la grieta. Las líneas del gráfico abordan aproximaciones a los focos de fatiga genuinos adquiridos en las pruebas. [11].

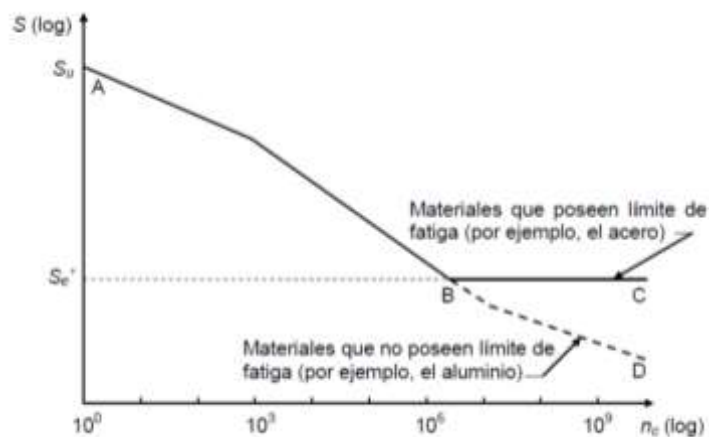


Figura 6. Diagrama de esfuerzos contra ciclos, diagrama de Wöhler

Fuente: Vanegas, 2010, p150.

Para utilizar la información obtenida para hacer tal diagrama, se puede utilizar la norma ASTM E739, que alude a las conexiones S-N que pueden ser suficientemente aproximadas por una línea recta (a la escala adecuada) para un rango de esfuerzos en la zona de vida limitada. Presenta técnicas rudimentarias que a partir de ahora reflejan una gran práctica de demostración el análisis.

2.2.5 Límite de resistencia a la fatiga o límite de fatiga.

La determinación experimental de los límites de resistencia a la fatiga es ahora un procedimiento de rutina, aunque muy extenso y costo, se analizado con muchas investigaciones y datos reales y se pudo concluir que el límite de la resistencia a la fatiga se relaciona con la resistencia a la tensión y en casos de aceros, la relación es

$$S_e = \left\{ \begin{array}{l} 0,5 * S_{ut}, S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa}, S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{array} \right\} \quad (1)$$

Donde S_{ut} es la resistencia última de un material [MPa], la marca de prima en S_e es la que indica a la ecuación de probeta de viga giratoria, por qué el símbolo S_e es el límite de resistencia a la fatiga [MPa] cabe recalcar que los que se verá en estas dos resistencias pueden ser totalmente distintas que destacan una dificultad al proporcional resultado de manera única a límite de fatiga a partir de la resistencia de tracción [4].

2.2.6 Resistencia a la fatiga.

Tal y como se representó anteriormente, la fatiga de ciclos inferiores se extiende de $N=1$ a cerca de $N= 10^3$. La fatiga en ciclos superiores 10^3 , en la duración de los aceros vale más o menos 10^6 ciclos esta sección tiene un objetivo en desarrollar soluciones para alcanzar a aproximar al diagrama S-N cuando los resultados no sean tan entendibles que solo incluya los resultados del ensayo a tracción simple.

$$S_f = a * N^b \quad (2)$$

Donde a y b se despeja de la siguiente manera.

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (3)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \log \left(\frac{fS_{ut}}{S_e} \right) \quad (4)$$

Donde

S_{ut} es el esfuerzo último de un material [Mpa]

f es la fracción de la resistencia a la fatiga mostrada en Anexo 2 [adimensional]

Si se produce un esfuerzo completamente invertido haciendo $S_f = \sigma_{inv}$ el número de ciclos de falla se puede estimar despejando de la ecuación 2.

2.2.7 Caracterización de esfuerzos fluctuantes.

La representación de los esfuerzos fluctuantes comúnmente el patrón de los componentes de la máquina toma una onda sinusoidal como en la Figura 7, debido a la idea de máquinas pivotantes.

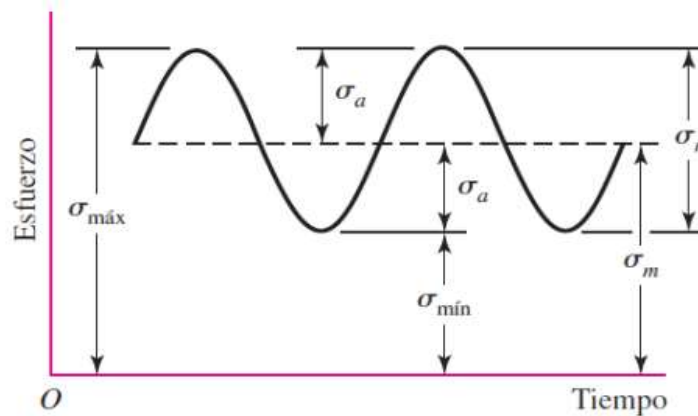


Figura 7. Esfuerzos alternantes en función del tiempo

Fuente: Budynas & Nisbett, 2011.

La fuerza en los patrones intermitentes existe en un solo máximo y un solo mínimo, las cualidades se abordan por tramos de media y de la amplitud y se abordan de la siguiente manera:

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad (5)$$

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \quad (6)$$

Donde

F_{\max} valor de la fuerza máxima y

F_{\min} es la de la fuerza mínima

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

Una máquina de ensayos de fatiga se utiliza para determinar límites de resistencia a la fatiga, por ende, es elaborada con cuidado y se ensaya en condiciones controladas de forma precisa, para tener en cuenta estas condiciones importantes. La condición 1 se utiliza para evaluar el límite de resistencia a la fatiga, sin embargo, debe ser revisada a través de los elementos de ajuste de Marin para adquirir el nuevo S_e [5].

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (7)$$

Donde:

S_e : límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S'_e : límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

K_a : factor de superficie

K_b : factor de tamaño

K_c : factor de carga

K_d : factor de temperatura

K_e : factor de efectos diversos

2.2.8.1 Factor de corrección de superficie (K_a).

Los factores se modifican dependiendo de la calidad del acabado y de la resistencia a la tracción. Esta fórmula es:

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad (8)$$

Donde:

S_{ut} : es la resistencia última a la tensión

a y b se determinan mediante el Anexo 3

2.2.8.2 Factor de corrección de tamaño (K_b).

Los resultados en los casos de flexión y torsión se pueden expresar como:

$$K_b = \left\{ \begin{array}{l} 1,24d^{-0,107} \quad 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157} \quad 51 \leq d \leq 254\text{mm} \end{array} \right\} \quad (9)$$

2.2.8.3 Factor de corrección de carga (K_c).

Aunque no haya un efecto de tamaño en las probetas ensayadas en fatiga axial o con inversión va existir una diferencia definitiva entre el límite de fatiga.

$$K_c = \left\{ \begin{array}{l} 1 \text{ flexión} \\ 0,85 \text{ axial} \\ 0,59 \text{ torsión} \end{array} \right\} \quad (10)$$

2.2.8.4 Factor de temperatura (K_d).

Las temperaturas de operación van a depender del lugar de trabajo y se deberá investigar antes de empezar a trabajar al material podría tener una fractura por fragilidad de los materiales es una posibilidad latente (Anexo 4).

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (11)$$

$$K_d = 1 \quad T \leq 450^\circ C$$

Cuando no se conoce la temperatura máxima entonces será 1

2.2.8.5 Factor de confiabilidad (K_e).

En la tabla del anexo 5 se puede estimar el factor de confiabilidad.

2.2.8.6 Factor de efectos diversos.

Los estados del material dependerán de las condiciones a las que estén expuestos los componentes, como los revestimientos electrolíticos, la metalización por salpicaduras, el uso, etc. [4].

2.2.9 Métodos de viga rotativa .

La máquina de Moore es una de las máquinas más famosas para realizar ensayos de fatiga, donde la probeta de rotación está en flexión con la máquina . Cuando el motor hace girar la probeta a una velocidad de 1800 RPM, el contador registrará el número de ciclos que se aplica la carga al centro de la probeta, como se muestra en la figura. Es accionado por el panel de control para detener la prueba y reducir el peso debido al daño.

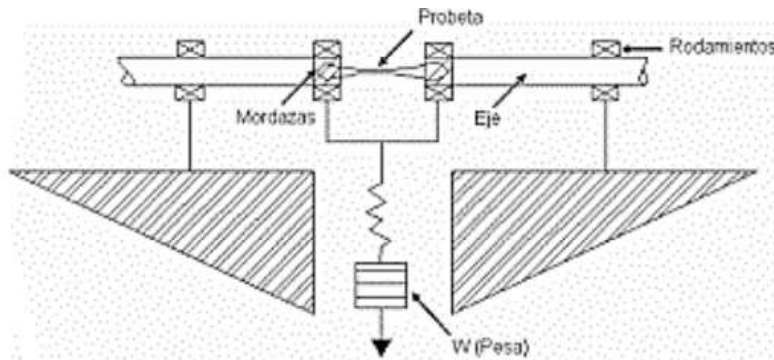


Figura 8. Esquema de la máquina

Fuente: Escuela Colombia de Ingeniería 2008.

Otro método para medir la resistencia a la fatiga de los materiales es probar la probeta giratoria como un todo. Por lo tanto, la probeta es impulsada por un motor y el otro extremo soporta el objeto pesado que se muestra en la Figura 9.

En el caso descrito, las probetas se giran 90° en los lugares de tracción y compresión y no se someten a ninguna tensión. Por tanto, a través de todo un ciclo sinusoidal, las partículas se comprimen en tensión, y viceversa, desde el esfuerzo máximo y la compresión máxima. [12].

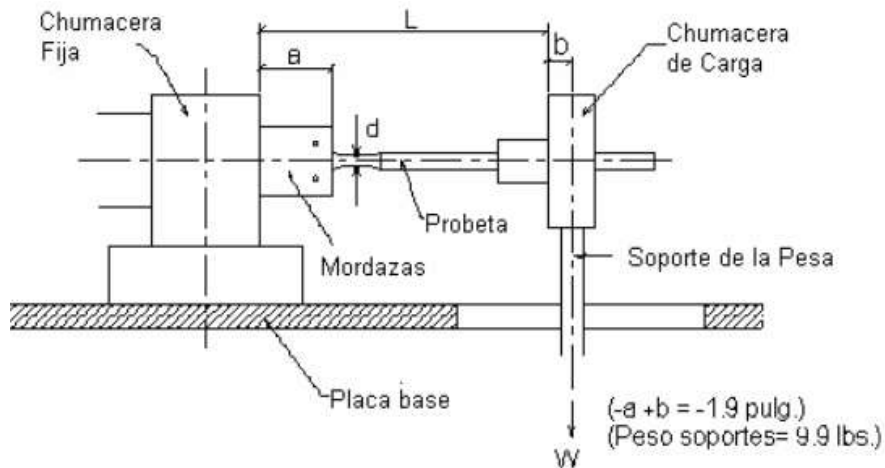


Figura 9. Esquema de máquina de fatiga en voladizo

Fuente: Escuela Colombia de Ingeniería Julio Garavito, 2008.

2.2.10 Probetas de ensayo de fatiga.

Para los ensayos de fatiga con fuerza axial controlada se requiere del uso de probetas estandarizadas según la norma ASTM E466.

La norma indica inequívocamente que el diámetro (D) de una medida de 5,08 a 25,4 mm, mientras los diámetros extremos de sujeción son áreas de sección transversal y va 1,5 y múltiples veces, las longitudes (L) debe ser 2 a 3 veces el diámetro de la sección y por último radio (R) los extremo debe ser mínimo 8 veces

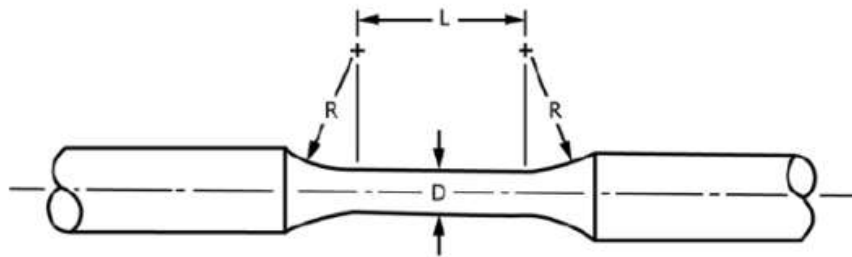


Figura 10. Probeta con radios tangenciales

Fuente: Norma ASTM E-466, 2015.

La probeta a continuación , se establece que el radio de la curva (R) no debe ser inferior a 8 veces de diámetro donde D y L de la sección debe ser mayor a tres veces su diámetro .

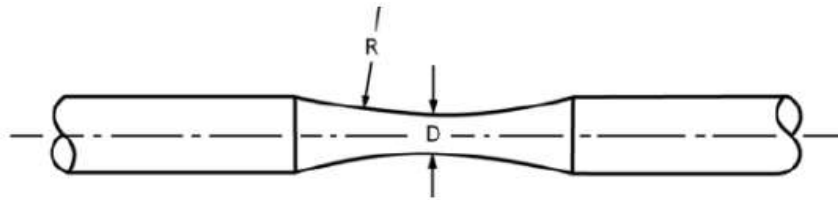


Figura 11. Probeta con radio continuo

Fuente: Norma ASTM E-466, 2015.

2.2.11. Acero AISI 4140.

El Acero 4140 (SAE 4140, AISI 4140) es un acero de baja aleación de la serie Cr-Mo (Serie de cromo molibdeno), este material tiene una alta resistencia y templabilidad, buena tenacidad, poca deformación durante el enfriamiento rápido, alta resistencia a la fluencia y resistencia duradera de alta temperatura, ordinariamente utilizado para partes y piezas, no necesita un tratamiento térmico . [13].

Tabla 1. Composición Química para el acero AISI 4140

Elemento	Porcentaje (%)
C	0,375-0,429
C _r	0,75-1,09
M _o	0,149-0,243
N _i	0,199
M _n	0,749-1
S _i	0,145-0,349
P	0,03
S	0,0029
C _u	0,189

Elaborado por: Bohórquez & Vilorina, 2016.

2.2.12 Identificación de Parámetros iniciales.

2.2.12.1 Consideraciones iniciales.

El diseño más limitante para un estudiante y óptimo para un docente es operar de pie, la máquina de ensayos de fatiga se podrá llevar a todas las clases importantes y también poder situarlo en el laboratorio de ingeniería mecánica. La operación se realizará de acuerdo con ASTM-E466, los ciclos serán de 60 a 6000 rpm, puede ser impulsado por el motor, y se garantiza que la fuerza aplicada durante la prueba no debe cambiar en un 2%.

En estudios anteriores, uno de los métodos de ensayos de fatiga efectivos ha sido el uso del método de viga en voladizo, en el que un sistema de espiral infinito aplicará una fuerza F , por lo que el sistema principal será la carga, el espaciado del material y la probeta y la aplicación de la carga [14].

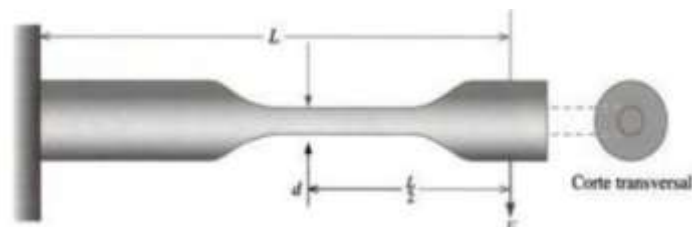
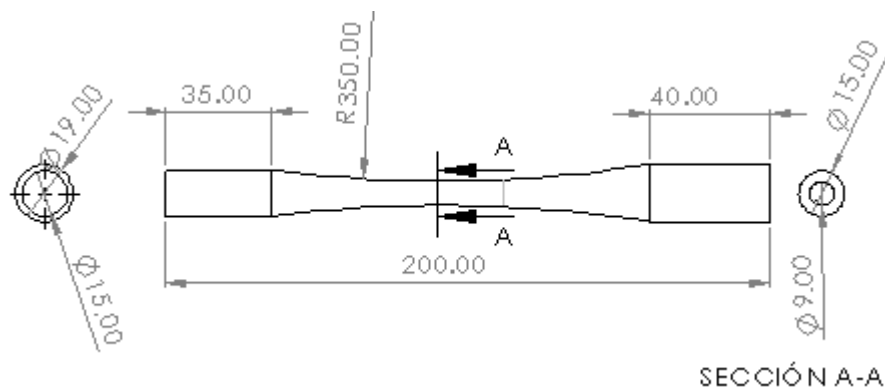


Figura 12. Carga en una viga en voladizo

Fuente: Askeland, 2004, p286.

2.2.12.2 Dimensiones de las probetas.

Las probetas utilizadas fueron con una distancia (L) de 200 mm, un diámetro de sujeción (D) de 19,04 mm y un diámetro de prueba de de 9 mm, con tolerancias permisibles de dimensión $\pm 0,03$



mm.

Figura 13. Dimensiones de la probeta

Fuente: Elaboración propia

2.2.12.3 Análisis estático de las condiciones requeridas para la probeta.

Las probetas obtenidas es de acero AISI 4140. Como se indica en las disposiciones del Anexo 1, se le aplica una carga en bajo un estado de esfuerzo definitivo de hasta 1113 MPa, y la parte de investigación de mayor esfuerzo se realiza en el punto F en la anchura de la prueba. [15].



Figura 14. Diagrama de cuerpo libre

Fuente: Autor 2021.

Esfuerzo máximo a causa de la torsión segunda viene dada por la condición adjunta

$$\sigma_{\max} = \frac{M \cdot c}{I} \quad (12)$$

Donde

M : Momento flector [N*mm]

c : Distancia desde el eje neutro[mm]

I : Momento de inercia [mm⁴]

Cuando se trata de un círculo se lo define como:

$$I = \frac{\pi}{4} r^4 \quad (13)$$

El momento flector para una viga en voladizo [14].

$$M = Fl \quad (14)$$

Donde

F : Fuerza radial sobre la viga [N]

L : longitud donde se aplica la fuerza

La fuerza de cizallamiento más extrema se caracteriza por ser un círculo expuesto a una inclinación sin límites. [15].

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (15)$$

Donde

V : valor cortante en el punto [N]

A : es el área de la sección transversal [mm²]

2.2.13 Estimación de vida fatiga a partir de datos experimentales.

- Los avances adjuntos se utilizan para obtener información exploratoria en el proceso de evaluación de la existencia:
- Reducción a picos/valles
- Recuento de ciclos
- Evaluación de la vida

2.2.13.1 Reducción a Picos/Valles.

Durante la disminución del tiempo de picos/valle, se puede prescindir de la información que no tiene impacto en la expectativa de desgaste, ya que no todos los focos son de interés equivalente para la investigación de fallas, sin embargo, sólo los más extremos y menos cualidades, por ejemplo, las cimas y los valles por separado, sin embargo, no se requiere cómo la tensión de la unidad o los cambios de tensión entre un par de picos/valle. Para lograr este proceso primero se debe eliminar todos los puntos intermedios entre picos y valles, como se muestra en la figura 15, dejando únicamente la curva de los puntos correspondientes a picos y valles.

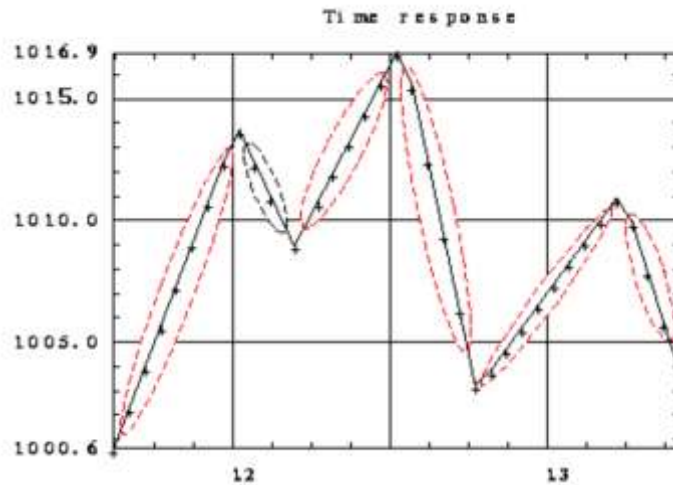


Figura 15. Eliminación de puntos intermedios entre picos y valles

Fuente: COPYRIGHT©, 2001. Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>

De esta manera, los puntos de picos/valle que son intrascendentes deben ser eliminados. Hay múltiples maneras de hacer esto, una es determinar una resistencia y sacar los conjuntos picos/valle y con una distinción más modesta que la resistencia.

2.2.13.2 Cómputo de Ciclos.

Tras haber realizado el proceso de reducción de picos/valles se pasa al siguiente nivel que es el cómputo de ciclos. Para encontrar ciclos a partir de las curvas de datos se deberá emplear variedad de algoritmos de cómputo de ciclos a partir de datos experimentales.

Dependiendo del algoritmo que se vaya a utilizar se puede determinar un ciclo como un cambio de pendiente y de ahí establecer su rango o amplitud.

Para realizar este proceso de contar ciclos se establecen los siguientes métodos:

Método Range-Pair.

El algoritmo de método Range-Pair implica :

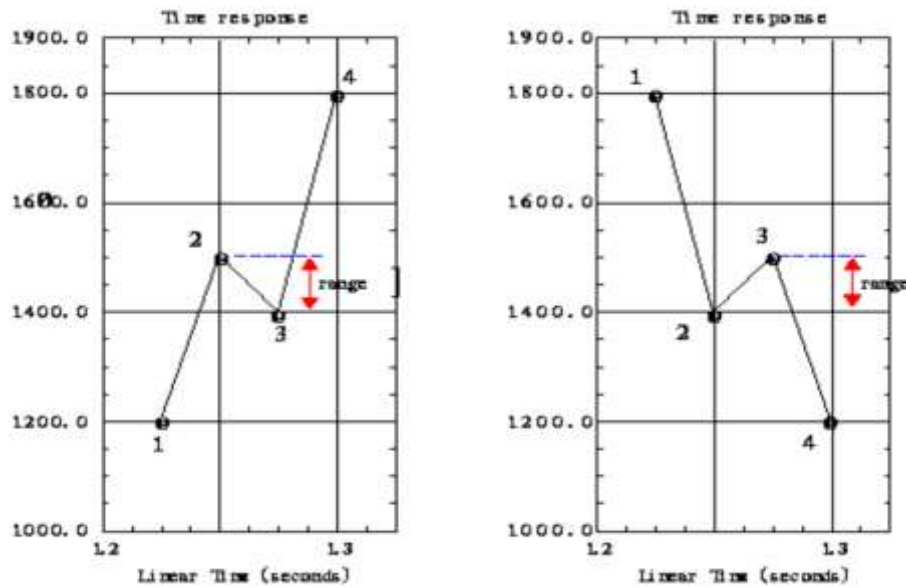


Figura 16. Algoritmo Range-Pair

Fuente: COPYRIGHT©, 2001. Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>

Para la serie de inclinación positiva, el punto 1 debe ser cercano o equivalente al punto 3, y el punto 2 debe ser no exactamente o equivalente al punto 4. Para el ámbito de la inclinación negativa, el punto 1 debe ser más notable que o equivalente al punto 3, y el punto 2 debe ser más prominente que o equivalente al punto 4.

Método Rainflow.

El algoritmo de método de Rainflow es el más popular para la estimación de vida a fatiga porque sigue el bucle de histéresis de la curva tensión -deformación .Este método de conteo recibió de nombre Rainflow por sus creadores M.Matsuishi y T.Endo

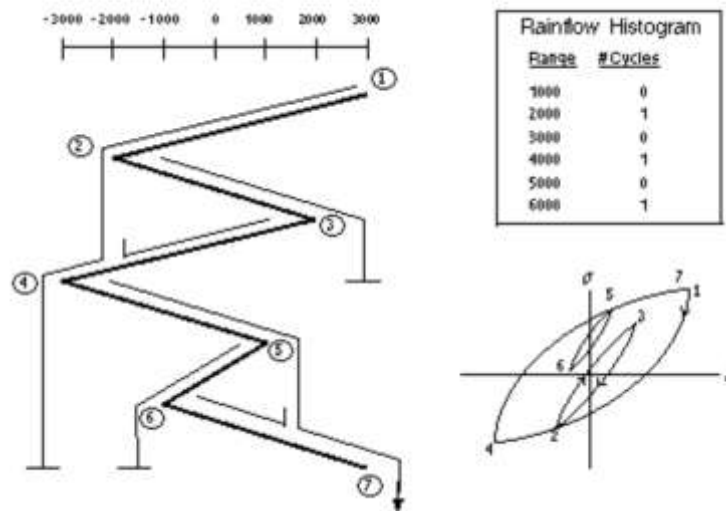


Figura 17. Algoritmo de Rainflow

Fuente: COPYRIGHT©, 2001. Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>

Las reglas que se siguen para llevar a cabo el método Rainflow son las siguientes:

- Ordenar el histograma de forma que la mayor grandeza sea el pináculo principal y el último valle.
- Si se comienza en un pináculo, se cierra un ciclo cuando se experimenta otro pináculo cuyo valor es más notable o equivalente al pináculo inicial. Esto se muestra en los focos 5-6-7. Si se empieza en el punto 5, la lluvia cae hasta el punto 6 y después cae directamente hasta el punto 7. Se detiene en el punto 7 porque el tamaño del punto 7 es más importante que el del punto 5. En la figura se muestra un ciclo con una corta línea de nivel donde se detiene el chorro.
- Si se inicia en una vaguada, se cierra un ciclo cuando se experimenta una vaguada contraria con un valor no exacto o equivalente a la vaguada de inicio. Esto se exhibe en los focos 2-3-4. Comenzando en el punto 2, la lluvia cae hasta el punto 3, y después gotea hasta el punto 4. Se detiene antes del punto 4 debido a que el tamaño del valle 4 no es tan grande como el valle 2.
- La lluvia se para cuándo se encuentra con lluvia cayendo desde uno de los tejados anteriores. Así lo demuestra la lluvia que va desde la directa 3 hacia el punto 4. Se detiene antes de llegar al punto 4 como resultado de la lluvia que cae desde el punto 2. La corta línea ascendente hacia lo que va corriendo de 3 a 4 muestra que la lluvia se detiene.

- Después de cerrar un círculo, o la lluvia se detiene para el punto primario, pasar al punto subsiguiente y permitir que el aguacero caiga. Repita esta interacción hasta que cada punto haya sido manejado.

2.2.13.3 Estimación de Vida a Fatiga.

Por último, cuando se ha determinado la cantidad de ciclos, se determina la cantidad de ciclos para el fallo mediante una condición de evaluación de la vida útil, utilizando las técnicas adjuntas.

Stress-Life.

La condición de vida a un esfuerzo, también es la condición más veterana utilizada desde finales del siglo XIX, que se trata de asumir que el fallo y ocurre tras un elevado número de ciclos.

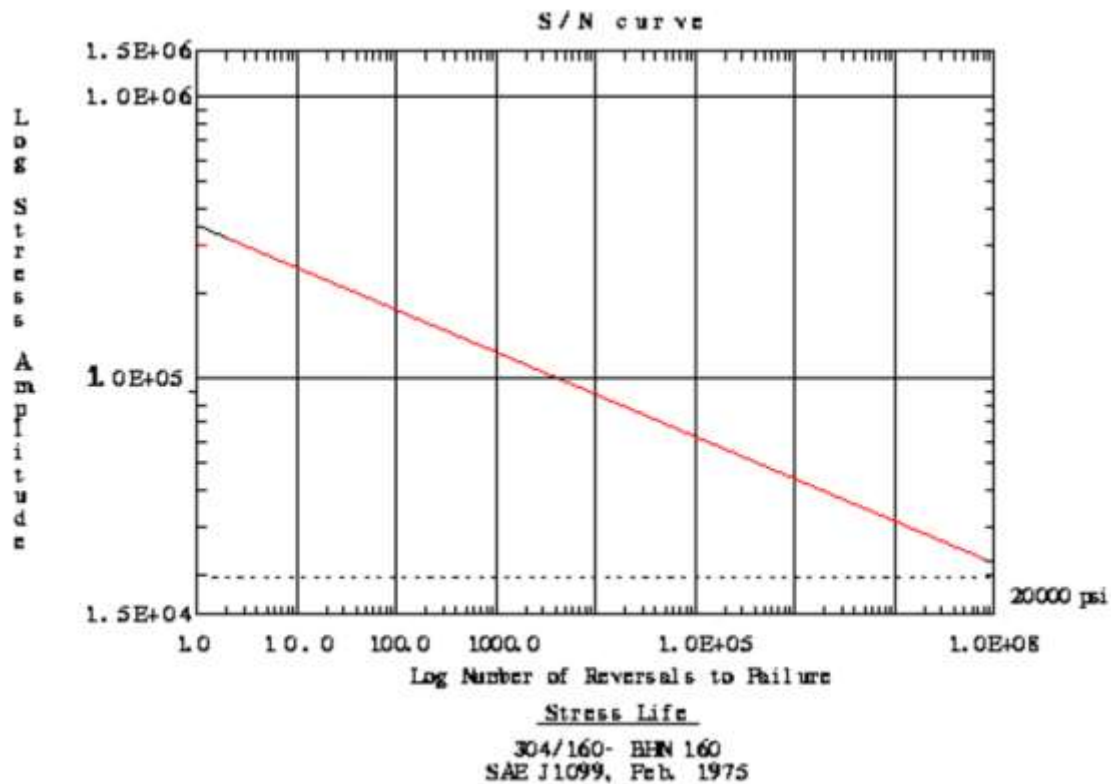


Figura 18. Representación gráfica de la ecuación de tensión-vida

Fuente: COPYRIGHT©, 2001. Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>

La ecuación es:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (16)$$

Donde:

σ'_f = coeficiente de resistencia a la fatiga (intersección con el eje y en el gráfico).

b = exponente de resistencia a la fatiga (pendiente de los datos en la gráfica).

Strain-Life.

Esta ecuación de deformación se la conoce como vida unitaria (strain-life), está basada en el método de tensión-vida, con la diferencia de que se busca determinar la deformación plástica.

La ecuación es la siguiente:

$$\frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (17)$$

Donde:

ϵ'_f = coeficiente de ductilidad de fatiga (intersección con el eje Y).

c = exponente de ductilidad de fatiga (datos de pendiente).

Se debe combinar las ecuaciones de tensión-vida con deformación unitaria-vida para obtener lo siguiente:

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (18)$$

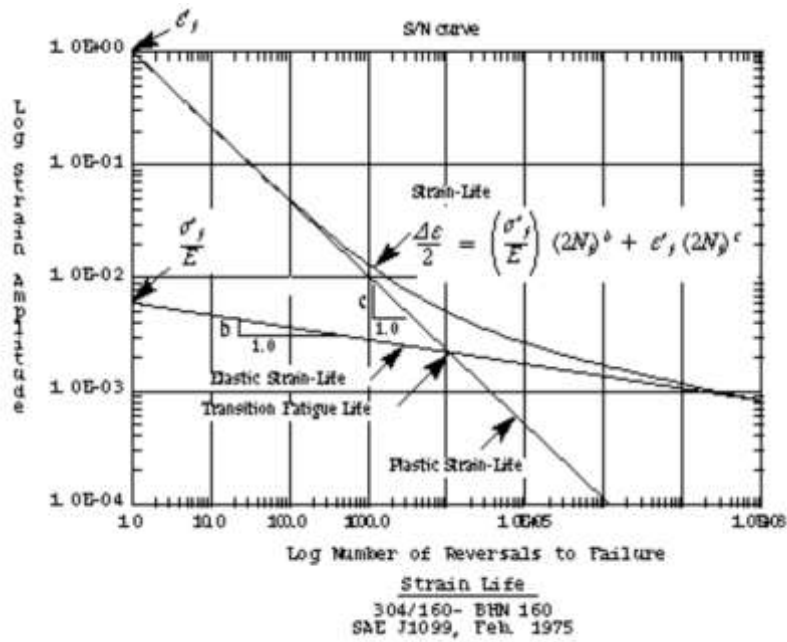


Figura 19. Representación del cruce de ecuaciones elásticas y plásticas de deformación-vida

Fuente: COPYRIGHT©, 2001. Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>.

2.2.14 Diseño del dispositivo.

2.2.14.1 Diseño Preliminar.

Para el diseño más adecuado en la máquina de ensayos de fatiga , se estudió y se investigó, proyectos anteriores y así con el fin hacerlo de piezas esenciales y prácticas. Sus partes principales se dividen en tres grupos como se muestran en la figura.

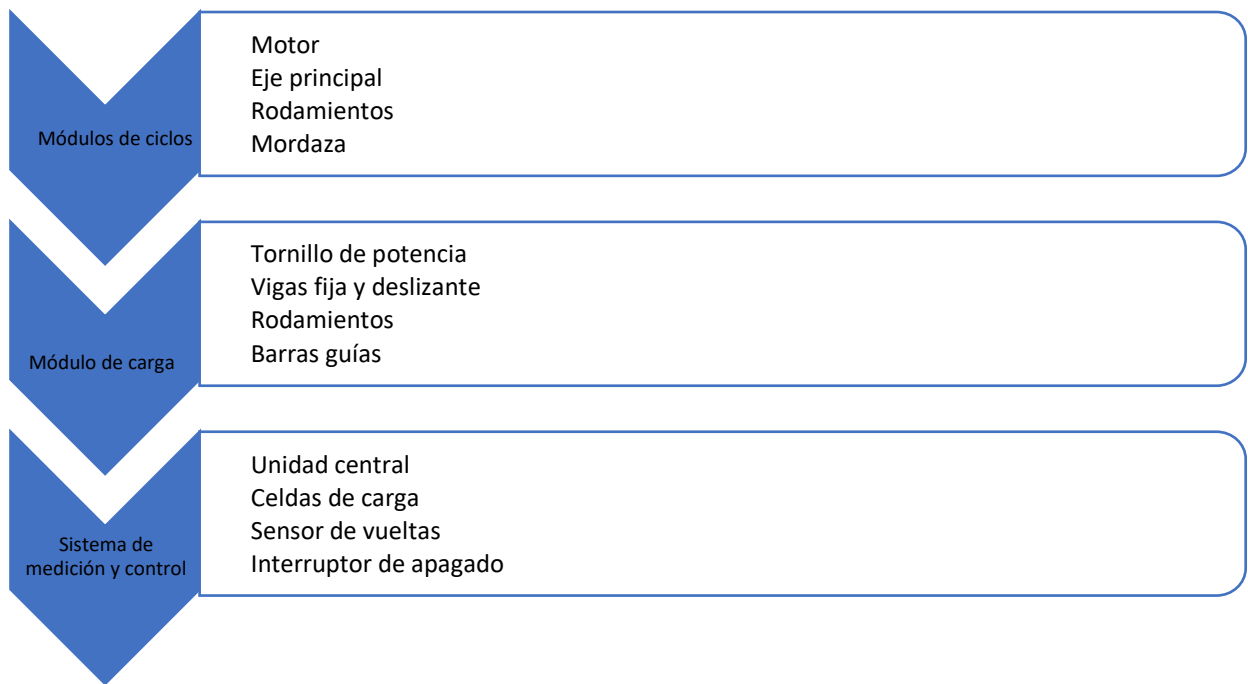


Figura 20. Componentes principales del diseño

Fuente: Elaboración propia.

Después de observar las partes de la máquina con todas las piezas ensambladas ,en la máquina se podrá observar de las partes o componentes que se conforman mostrados en la figura 21.

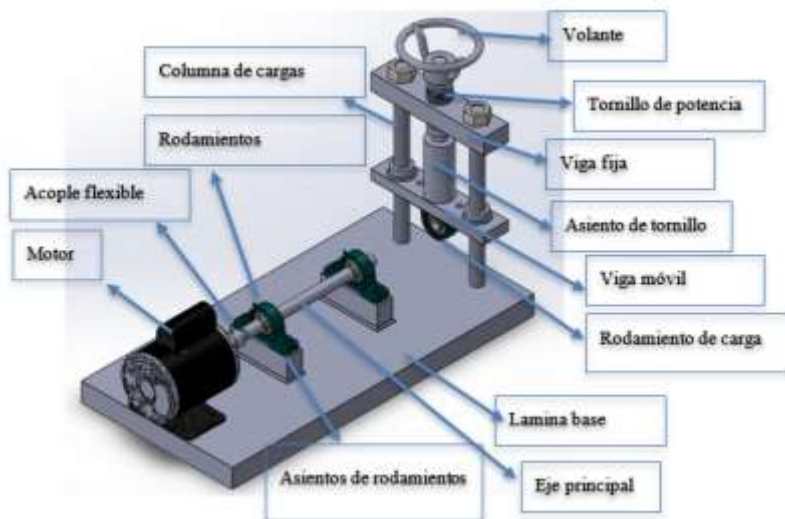


Figura 21. Diseño preliminar de la máquina

Fuente: Autor 2021.

2.2.14.2 Diseño del módulo para el ciclo.

El sistema que se accionará en la máquina será un motor eléctrico donde en la probeta estará dando el número de ciclos que se haya requerido el ensayo.

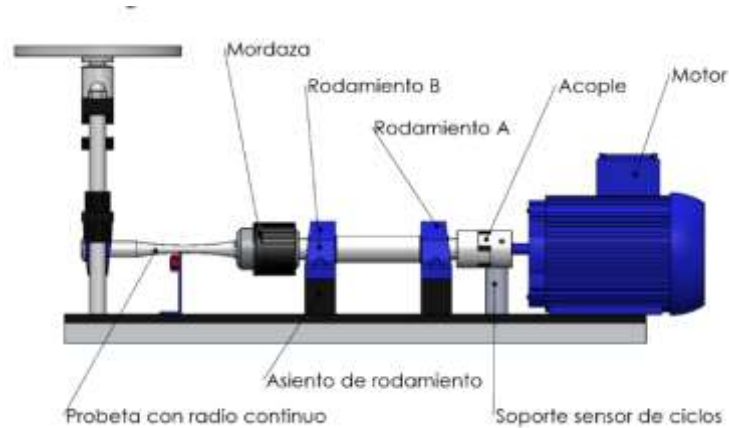


Figura 22. Módulos para generar ciclos en la probeta

Fuente: Rosso, C. & Cogollo D., 2017.

a) Diseño del eje principal

La máquina de ensayos de fatiga se compone de un eje principal que puede soportar cargas extendidas con firmeza y es sostenido por chumaceras fijas, la chaveta se cambia por la norma del plan para garantizar entre el rodamiento y el acoplamiento.

El acero AISI 4140 fue elegido para el plan y el desarrollo del eje primario, ya que es un acero tratado y tiene una alta resistencia a la fatiga en aplicaciones automotrices y metalúrgicas.

El acero AISI 4140 es uno de los materiales más conocidos y razonables que existen. Suele tratarse bien y con moderación. En contraste con el AISI 1045, sus cualidades disminuyen la vida útil del material e influyen en la máquina ensayos de fatiga.

● Determinación del factor de diseño

El factor de diseño en la máquina de ensayos de fatiga está en la conexión entre la resistencia más grande de la fractura de la pieza y de la fuerza máxima de trabajo real o de la carga que sería la fuerza conveniente, los componentes que serán utilizados para la prueba deben garantizar que tiene un mínimo error

$$n_d = \frac{\text{Resistencia del material}}{\text{esfuerzo permisible}} \quad (17)$$

- **Cálculos del diámetro por análisis estáticos**

El cálculo de ejes fijos se determinó las condiciones para calcular el monto de flexión ,la tensión normal máximo se presenta en las zonas más alejadas de la línea neutra de la probeta en voladizo de sección circular de la sección en la que el momento flector es máximo y tiene por valor resuelto realmente en las ecuaciones 12 y 13, individualmente.

$$\sigma_{\max} = \frac{Mf}{Wf} = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (18)$$

Donde:

D : diámetro del eje [mm]

σ : Es el esfuerzo máximo [MPa]

M : momento flexión

- **Cálculo del diámetro por análisis de fatiga**

Para decidir la fuerza de desgaste S_e , se determina por la ecuación 1.

Sin embargo, este valor se modificó utilizando la ecuación 7 con el factor de revisión de Marin.

Factor de corrección de superficie (K_a)

El acero AISI 4140 utilizado para construir el eje se mecanizó según el anexo 3:

$a = 4,51MPa$ y $b = -0,265$ mediante la ecuación 8.

Factor de corrección de tamaño (K_b)

Estará formado por diámetro aplicado la ecuación 9.

Factor de corrección de carga (K_c)

Se tiene un valor de 1.

Factor de temperatura (K_d)

Estará formado por la temperatura ambiente

Factor de confiabilidad (K_e)

De acuerdo a la tabla en el Anexo 5, se selecciona confiabilidad del 99,87

Confiabilidad %	Variación de transformación Z_a	Factor de confiabilidad K_e
99.87	3.089	0.749

Factor de efectos varios

Es considerado un factor 1 porque no se realiza el trabajo en un ambiente agresivo.

Se pueden obtener expresiones similares para cualquiera de los criterios de falla comunes sustituyendo las tensiones de Von Mises en cualquiera de los criterios de fallas y empleando el criterio de Energía de Distorsión de Goodman [16]. Como el eje sólo está sometido a cargas radiales.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

Donde:

M_a : Momento de amplitud [N*mm]=107087,01 N*mm

T_a : Torque [N*mm]=0

M_m : Momento de medio valor [N*mm]=0

T_m : Torque [N*mm]=0

K_f : Es el factor de esfuerzo por fatiga a flexión.

K_{fs} : Es el factor de esfuerzo por fatiga a torsión

Para la primera esta solo sometido a cargas de flexión:

$$M_a = 107087,01 \text{ N} * \text{mm}$$

$$T_a = 0$$

$$M_m = 0$$

$$T_m = 0$$

Se requiere K_f definido como:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (20)$$

Donde:

q : es el factor de sensibilidad de la muesca

K_t : Factor de concentración de esfuerzo por carga axial.

Luego debido al torque

$$K_f = 1 + qc(K_{ts} - 1) \quad (21)$$

Donde

q_s : Es el factor de sensibilidad de muesca

K_{ts} : Factor de concentración de esfuerzo por torque [17].

Se consideró una relación entre diámetros de soporte de hombro $D/d = 1,2$ y una relación $r/d = 0,1$.

b) Selección del motor

La norma ASTM E466 demuestra que debería ser una velocidad necesaria de 1800 RPM o 3600 RPM, para valorar la fuerza y además considerar la rejilla de la orientación y por lo tanto donde se unirá un eje sin disminución de la velocidad. [16].

$$T = 0,5 \mu RD \quad (22)$$

Donde

T: El torque transmitido [N*mm]

μ : coeficiente de rozamiento

R: carga aplicada sobre rodamiento [N]

D: diámetro interno [mm]

La potencia del motor:

$$H = \frac{T * \omega}{9,55} \quad (23)$$

Donde

T: El torque transmitido [N*mm]

ω : Velocidad angular [rpm]

c) Cálculo de los rodamientos

Para la vida útil de los rodamientos, que se aplican para el uso de la máquina es totalmente importante darse cuenta que la fatiga va estar arriba de una variable estocástica y como tal tiene una distribución y parámetros estadísticos asociados.

La medida de vida de un rodamiento será como el número total de revoluciones por horas constantes de operación por ende se ha aplicado que la máquina podrá ser utilizada 4800 horas,

La carga C_{10} podemos tener una notación alternativa donde obtenemos una expresión para un índice de carga del catálogo para la carga deseada, la vida útil nominal.

$$C_{10} = F_D \left(\frac{60L_D n_D}{10^6(X_o + (\theta - X_o)(1 - R_d)^{1/b})} \right)^{1/a} \quad (24)$$

Donde:

C_{10} : Clasificación de catálogo, [kN].

F_D : Carga radial deseada, [kN].

L_D : Vida nominal, [h].

n_D : Velocidad nominal, [rpm].

X_o, θ, b, a : Variables del fabricante especificado en su catálogo de productos

R_D : Confiabilidad [adimensional].

d) Cálculo de las cuñas

Para el cómputo de las cuñas y sus cuñas separadas, se piensa en primer lugar en la anchura de los ejes, ya que ésta caracteriza la parte de la cuña de comparación para cada situación a través de la tabla del Anexo 8 y las potencias a las que está oprimida por la Figura 23.

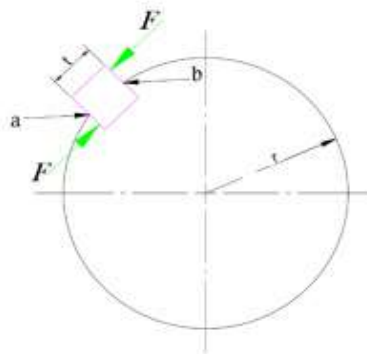


Figura 23. Fuerzas en una cuña.

Fuente: Elaboración propia.

Realizando el torque transmitido que se tiene que transmitir, la potencia a nivel superficial se determina a partir de las expresiones.

$$T = F * r \quad (25)$$

Donde:

T : Es el torque transmitido, [N*mm].

F : Es la fuerza tangencial en la superficie del eje, [N].

r : es la dimensión radial del eje, [mm].

la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577 * S_y \quad (26)$$

Donde:

S_y : Es la resistencia a la fluencia, [MPa].

La falla por cortante creará un esfuerzo de

$$\tau = \frac{F}{tl} \quad (27)$$

Donde:

t : Es el ancho de la cuña, [mm].

l : Es la longitud de la cuña, [mm].

Sustituyendo τ por la resistencia dividida entre el factor de seguridad, se tiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \quad (28)$$

Para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl/2} \quad (29)$$

e) Selección del sistema para sujetar la probeta

La determinación del armazón para sujetar la probeta se hizo teniendo en cuenta que debe tener la opción de sujetarse hacia un lado donde la anchura es de aproximadamente 19 mm y que debe tener una abertura que permita fijarlo al eje principal a través del armazón de cuerda.

f) Selección del acople

Para comunicar el giro del motor al eje, se ha optado por asociarlos a través de un acoplamiento que permita un nivel específico de desalineación, ya que el acercamiento de los ejes se realiza de forma consistente. Debe tener la opción de comunicar una fuerza base necesaria para la dirección y trabajar a la velocidad precisa del motor.

2.2.14.3 Diseño del módulo de cargas.

Identificamos los componentes que van ejercer una carga

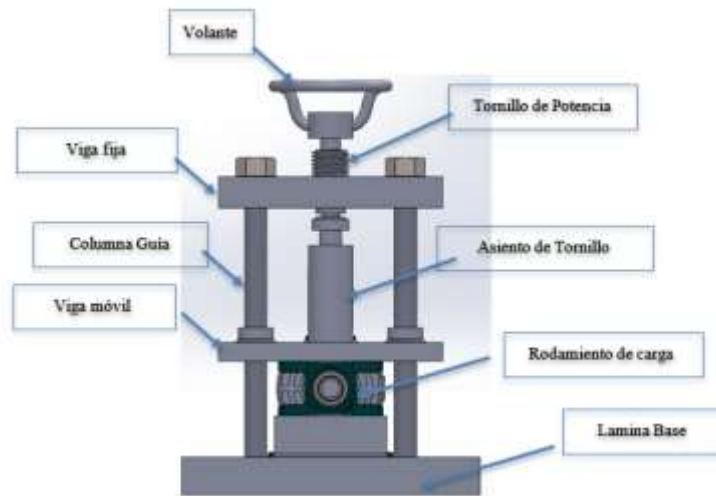


Figura 24. Módulo para generar cargas de probeta

Fuente: Elaboración propia.

a) Cálculo de la viga móvil

Para someter una carga a las probetas oprimiendo las cargas que se transmiten a través de las bases de los cojinetes a la carga en movimiento, se consideró un factor de diseño y un mayor esfuerzo permisible al igual que el esfuerzo de fluencia.

En consecuencia, el material elegido será el cobre, que es un componente semiestático con respecto a la barra donde se desliza, que ofrece una ejecución de lubricante e y no está bajo cargas axiales. [18].

$$\frac{S_y}{n} = \frac{MC}{I} \quad (30)$$

El momento de inercia para una sección rectangular está dado por (Beer et al, 2013, p188).

$$I = \frac{1}{12}bh^3 \quad (31)$$

Donde

b : longitud de la base de la sección

h : altura de sección

C : dimensión desde el eje neutro

n : factor de seguridad

I : la inercia que será de una sección rectangular y se calcula de la siguiente manera:

Por tanto, el esfuerzo queda de la siguiente forma

$$\frac{S_y}{n} = \frac{6M}{bh^2} \quad (32)$$

Los bujes se incrustaron en las aberturas de ayuda del eje móvil. El material según el Anexo 14 se pensó en el bronce, ya que ofrece una gran ejecución en aceite actuando como un paño que retiene el aceite; no están bajo cargas externas, sino que si existe erosión entre el buje y la barra.

b) Diseño del tornillo de potencia

El tornillo será una parte muy esencial al momento de aplicar una carga axial y soportar los esfuerzos de compresión donde se produce un auto bloque y así evitará alteraciones en el valor de carga y obtener valores resultantes más precisos.

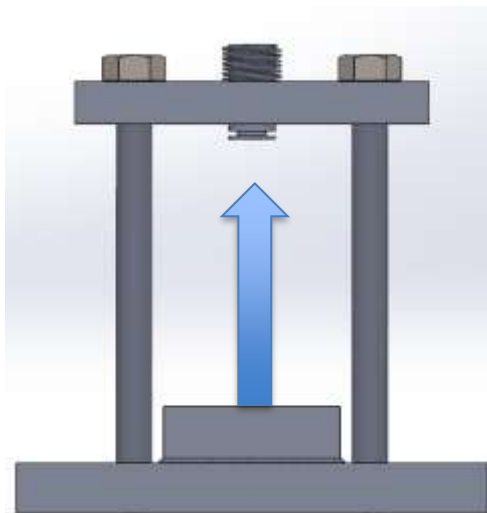


Figura 25. Carga recibida en el tornillo de potencia.

Fuente: Autor 2021.

Teniendo en cuenta que debe instalarse un volante, la viga fija y la junta en el asiento

- **Estimación del factor de diseño**

Para el montaje del tornillo de fuerza, se pensó en el acero AISI 1045, con un límite de fluencia de 340 MPa; siendo un material que nos permite tener una terminación y mecanizado superior donde el componente aplica una carga en el material y no hay deformación mientras se trabaja siendo su mayor deformación del componente es de 0,01mm. [19].

$$\sigma_y = \frac{P}{A} \quad (33)$$

Carga axial y longitud del elemento [20].

$$\rho = \frac{PL}{EA} \quad (34)$$

Donde

P : carga axial [N]

L : Longitud del elemento [mm]

E : Módulo de elasticidad [GPa]

A : Área transversal del elemento [mm^2]

- **Estimación del diámetro inicial mediante análisis por columna**

Para decidir la distancia subyacente a través, se investigó que no debe haber redirección o agarre cuando hay una carga aplicada.

$$P_{crit} = n_d P \quad (35)$$

Donde:

P : Es la carga axial en el tornillo, [N].

n_d : Es un factor de diseño, [Adimensional].

Entonces, en ese momento, se utilizó el modelo de J. B. Johnson, que es un modelo particular para decidir la amplitud de las secciones.

$$d = 2 \left(\frac{P_{crit}}{\pi S_y} + \frac{S_y L^2}{\pi^2 CE} \right)^{1/2} \quad (36)$$

Donde:

L : es la longitud del tornillo, [mm].

C : Es la constante de condiciones de extremos, [Adimensional].

E : Modulo de elasticidad de los materiales, [MPa].

c) Cálculo de esfuerzos sobre el tornillo de potencia

Los tornillos de fuerza no se fijan cuando se exponen a una carga de los límites se caracterizan para comprobar una misma condición de bloqueo.

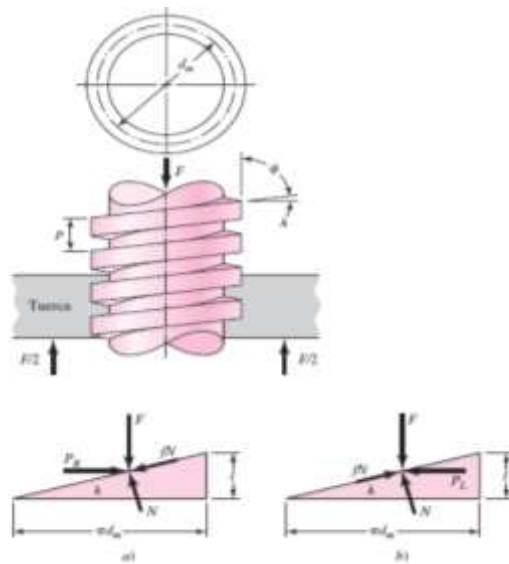


Figura 26. Cálculo de esfuerzos sobre el tornillo de potencia

Fuente: Budynas & Nisbett, 2011.

Se debe verificar la condición de auto bloqueo si se cumple que

$$\pi * f * d_m > l \quad (37)$$

Donde

f : coeficiente de fricción entre pares de rosca

l : es el avance de rosca

El diámetro medio del tornillo es:

$$d_m = d - \frac{p}{2} \quad (38)$$

Siguiente diámetro de raíz

$$d_r = d - p \quad (39)$$

Y el proceso

$$l = np \quad (40)$$

Donde

d : Diámetro mayor, [mm]

p : Paso, [mm].

La fuerza para aplicar la carga al no fijado en la probeta y, además, con el tornillo hace que el roce en un asiento, es importante para calcular la fuerza [21].

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m \sec \alpha}{\pi d_m - f l \sec \alpha} \right) \quad (41)$$

El tornillo se calcula el torque transmitido requerido por el asiento del tornillo

$$T = \frac{F f_c d_c}{2} \quad (42)$$

Donde

F : carga axial [N]

D_m : Diámetro medio, [mm].

f_c : Diámetro medio, [Adimensional].

d_c : Diámetro medio, [mm].

a) Cálculo de la viga fija

La estructura de viga de fija está destinado a soportar las cargas, donde el pilar debe estar estático para no romper o mover thusly el eje se llevará a cabo por las barras de guía, lo que provoca requieren una apertura ahora de 25 mm para la entrada de las barras de carga están expuesto.

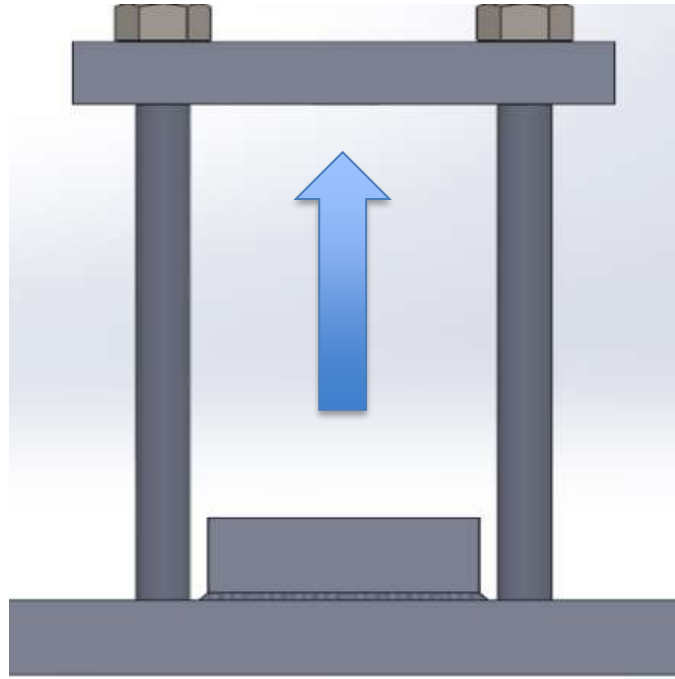


Figura 27. Cargas en la viga fija

Fuente: Autor 2021.

b) Diseño de las barras guía

La longitud de las barras es de unos 250 mm para permitir el arranque del pilar, las cargas se aplican a una potencia vertical por el tornillo de fuerza y se expondrán a placas fijas. En el diseño de estas se calculó el diámetro mínimo requerido a partir de las cargas axiales aplicadas para que no ocurra fallas por fluencia de acuerdo a la ecuación 36.

El acero a usar AISI 1045 normalizado, posee un buen acabado y una resistencia apropiada donde el diámetro es calculado a lo requerido a partir de cargas axiales para que no ocurra fallas.

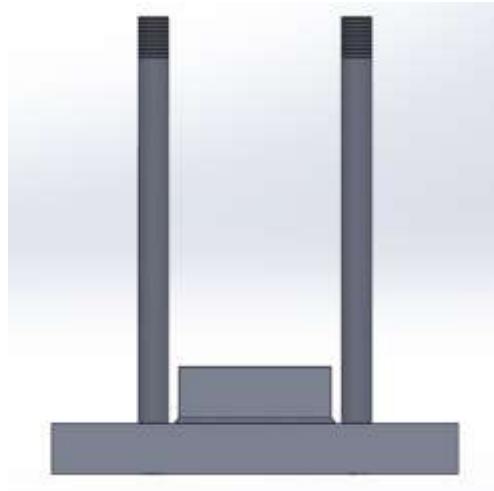


Figura 28. Cargas en las barras guías causadas por la viga fija

Fuente: Autor 2021.

c) Diseño del volante

El volante para este diseño se hizo en acero 1020 con un valor de 20 N que es aplicada de manera tangencial .

La simulación se realizó en el 2020 en SolidWorks donde se analiza el esfuerzo máximo y el Von Mises y fue 35 MPa [22].

2.2.14.4 Selección de la lámina base.

Para reunir los componentes de la máquina de ensayos de fatiga, se consideró que no hay deformación y vibraciones o incluso que no hay daño en el diseño, la lámina de acero primario ASTM A36 con 6 mm de espesor para permitirnos realizar y garantizar la seguridad de la máquina. Se realizó una recreación para comprobar su factor de seguridad y su esfuerzo máximo teniendo en cuenta la pesadez de la multitud de componentes. Las sutilezas de la reproducción se muestran en el Anexo 13.

2.2.14.5 Cálculo de sujetadores.

Los elementos de la máquina de ensayos de fatiga están sujetos a tornillos y pernos ,así que se calculó los esfuerzos a los que están sometidos de bajo cargas de tensión o cortantes transversales.

En la clasificación de la norma SAE para pernos mostrado en el anexo 15 nos permite determinar el diámetros y longitud, considerando su factor de seguridad.

Las longitudes para pernos se estiman de la siguiente manera.

$$L_T = \begin{cases} 2d + 25mm, l > 200mm \\ 2d + 6mm, l \leq 125, d \leq 48mm \\ 2d + 12mm, 125 < l \leq 200mm \end{cases} \quad (43)$$

Donde

l : Longitud de agarre

L_T : Longitud de la rosca

La longitud del sujetador es

$$L \geq l + H \quad (44)$$

Donde.

L : longitud total del perno

H : espesor de la tuerca

2.2.14.6 Diseño del sistema eléctrico.

Para el plan del marco eléctrico, se vio como que debe tener los componentes de arranque y parada del motor y por lo tanto tienen la opción de hacer un plan del establecimiento que se hizo en el producto Cade - Simu 1.0 en la figura 29.

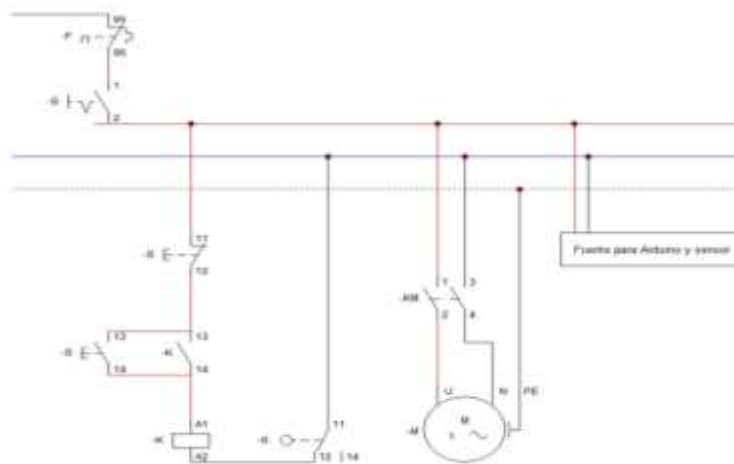


Figura 29. Esquema de conexión eléctrica

Fuente: Rosso, C. & Cogollo D., 2017.

2.2.14.7 Diseño de unidad de control.

En la tabla 2 se describe cada parte que formar el contador de ciclos y la unidad de control.

Tabla 2. Elementos del sistema de control

Nombre	Descripción	Marca
Breaker	1 amperio	CHINT
Botón de parada	De 110 voltios	
Contactador	Bobina de 110 Voltios	CHINT
Interruptor de encendido y apagado del sistema	De 110 voltios	Mxuteuk LC3-10
Botón de arranque	24 voltios	Fastronix
Botón de parada	24 voltios	Fastronix
Arduino uno		Arduino
Fuente voltaje	110/220 voltios	
Contador de ciclos		AUTONICS

Fuente: Elaboración propia

El Arduino nos ayuda a captar la señal del contador de vueltas con el sensor inductivo y los botones de encender y apagar el motor la señal nos dará cuando el motor se detenga.

Programación y conexión del Arduino.

Para una lectura de las vueltas se empleó un software libre donde consta dos programas el cual se reinicia a cero al encender el motor y se llama Arduino [23].

2.2.14.8 Selección de los elementos para la medición.

a) Medición de los ciclos.

El sensor inductivo que estima la recurrencia a la que pasa un tornillo en el acoplamiento adaptable llamado AUTÓNICO en el Anexo Para la estimación de los ciclos se utilizó una referencia s donde se introduce la información en una vitrina coordinada LA8N-BN e.

b) Medición de la carga.

Para cuantificar la pila, utilice una medida de tensión S-SA con un límite de pila de 50 kg, véase el Apéndice 18, situada entre el tornillo de fuerza y el eje móvil; cuando la pila se aplica en su extremo, enviará datos debido a su deformación Construcción y ensamble.

2.2.14.9 Elementos de la máquina.

La construcción de los elementos de máquina se llevó a cabo en una metalmecánica en la ciudad de Quito en el anexo 20 se presenta el proceso de ensamble donde consta con alguna máquina para el proceso de construcción que cuenta con diámetros y longitudes con el fin de evitar inconvenientes en la construcción se utilizó el proceso de fresado ,taladrado, soldadura y torneado que es lo más fundamental en la construcción son sus acabados. Para completar los distintos procesos de desarrollo, se utilizaron algunos componentes, que se describen en la tabla siguiente.

Tabla 3. Herramientas empleadas para la construcción

Máquina Herramienta	Uso	Elemento fabricado
Broca	Perforaciones	
Buril	Cortar acero AISI 4140	
Esmeril	Afilar buriles y brocas	
Pulidora	Eliminación de filos cortantes	Lamina base, vigas y asientos de Rodamientos
Taladro de pedestal	Perforaciones	Laminas ,bases y vigas
Torno	Refrentado y roscado	Acople, ejes y probetas

Fuente: Elaboración propia

2.2.14.10 Ensamble de la máquina.

Los elementos de la máquina se inician mediante un motor que es un elemento de rotación y luego donde se aplica la carga, por último, se incluyen los sensores los elementos de la maquina estará sujetos a tornillos con herramientas de mano para su ajuste adecuado .

2.2.15 Validación de la máquina.

2.2.15.1 Caracterización del acero AISI 4140 empleado en las probetas.

Las probetas utilizadas para los ensayos donde se llevó a cabo en metalmecánica de la ciudad de Quito, que utilizó acero AISI 4140 templado y revenido, que concedió el test de calidad bajo la norma UNE 71 EN10204 que se muestra en el Anexo 23, que caracteriza la creación de compuestos y algunas propiedades mecánicas.

a) Propiedades mecánicas

A partir de una prueba de deformación según la norma ASTM E8M, algunos mecanismos determinando sus propiedades mecánicas, se utilizó un modelo en forma de barril para realizar la prueba, como se muestra en la Fig. 32.

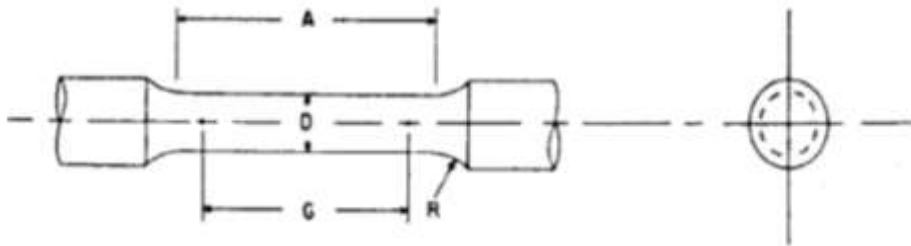


Figura 32. Muestra estándar para ensayo de tensión.

Fuente: ASTM E8M, 2016

2.2.15.2 Construcción de las probetas para ensayo de fatiga.

Para la preparación de las probetas, se obtuvieron barras de acero AISI 4140 con dureza Rockwell C. en algún punto del rango de 20 y 32; y segmento comercial de 19,05 mm, estas fueron mecanizadas por metalmecánica de la ciudad de Quito mediante la ejecución de una máquina, luego de esto, la región de prueba fue lijada de manera pivotante.

Formulación del análisis experimental del ensayo de fatiga.

a. Planeación del ensayo

Para encuadrar la zona de vida limitada, es importante decidir los niveles de esfuerzos a las que se someterán las probetas al 50 %, 60 %, 70 % y 80 % de un esfuerzo definitivo, y con la información que tiene lugar con el sistema de vida infinita, se evalúa el límite de resistencia de fatiga, La técnica de los escalones fue seguida por Avilés 2015, tomando como referencia es esfuerzo máximo a la mitad de un esfuerzo, se establecen patrones de longitud de 5×10^6 ciclos,

si la probeta falla antes de los ciclos establecidos, se realiza una prueba más con una esfuerzo más bajo con variedades de más extrema 10 MPa; si, en realidad, la falla no sucede, la fuerza debe ser ampliada. Entonces, en ese momento, se realiza otra prueba, pero con una variación inferior pensando en que esté por encima o por debajo del esfuerzo recién aplicada. Las variedades de esfuerzos para apreciar el límite de resistencia a la fatiga se conocen como paso, el objetivo es disminuirla hasta adquirir el esfuerzo necesario hasta que la falla en el punto más cercano a los ciclos establecidos.

b. Número de muestras en total

Según la norma ASTM E739, se establecen los distintos sistemas en los que se puede realizar una formación, según la tabla del Anexo 21, se eligió el sistema de información del plan permitido, que muestra el número base de pruebas en total.

c. Replicación

La replicación consiste en someter las pruebas a condiciones similares, el nivel de replicación se determina para 6 niveles de esfuerzo se caracteriza con la condición de acompañamiento.

$$\% \text{ de replicacion} = 100 \left(1 - \frac{\text{Niveles de esfuerzo}}{\text{Número total de muestras}} \right) \quad (45)$$

$$\% \text{ de replicacion} = 100 \left(1 - \frac{6}{12} \right)$$

$$\% \text{ de replicacion} = 50 \%$$

Según la tabla del Anexo 22, está en el alcance de la información del plan permitido. En total, a realizar son 3 fases (A, B y C), cada una de ellas hecha de seis procesos de fatiga (uno a seis).

d. Cálculo de datos de entrada para el ensayo de fatiga

Para llevar a cabo el ensayo de fatiga, el esfuerzo necesario para cada uno de ellos no está realmente fijada, estas estimaciones de los esfuerzos se establecieron según un nivel de esfuerzo definitivo del acero AISI 4140 obtenido a partir de los efectos posteriores del ensayo de deformación según la Tabla 4.

Tabla 4.Nivel de carga aplicada.

	% de esfuerzos	Esfuerzo equivalente (MPa)
Nivel 1	40	$0,40 * S_{ut}$
Nivel 2	45	$0,45 * S_{ut}$
Nivel 3	50	$0,50 * S_{ut}$
Nivel 4	60	$0,60 * S_{ut}$
Nivel 5	70	$0,70 * S_{ut}$
Nivel 6	80	$0,80 * S_{ut}$

Fuente: Rosso, C.& Cogollo, D., 2017.

La falla será siempre de 110 mm y el diámetro de prueba es de 9 mm, se puede determinar la carga equivalente .

$$Carga\ Equivalente = \left(\frac{\pi}{32}\right) \left(\frac{Esfuerzos\ equivalente * 9mm^{[3]}}{110mm}\right) \quad (46)$$

2.2.15.3 Análisis de resultados del ensayo de fatiga.

El análisis ASTM E739 , los datos se clasifican en dos grupos de vida finita y grupo de vida infinita.

a) Análisis para datos de vida finita.

Se hace un análisis con valores menores 5×10^6 formando una tabla donde se calcula los logaritmos y el esfuerzo al número de ciclos

$$\log N = A + B * \log(S) \quad (47)$$

Asumiendo $Y = \log N$ y $X = \log S$ se tiene la ecuación

$$Y = A + B * X \quad (48)$$

Donde A y B, son componentes obtenidos para poder emplear en las ecuaciones según la ASTM E739 2015, p3-4. Se definieron los estimadores \hat{A} y \hat{B} como.

$$\hat{A} = \bar{Y} - \hat{B} * \bar{x} \quad (49)$$

$$\hat{B} = \frac{\sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})(Y_i - \bar{Y})}{\sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2} \quad (50)$$

Para decidir las subidas de la situación, se realizó la recaída, para ello se descubren las subidas normales de \bar{y} y \bar{x} , donde k es la cantidad de información de una variable:

$$\bar{Y} = \sum_{i=1}^k \frac{Y_i}{k} \quad (51)$$

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^k \frac{x_i}{k} \quad (52)$$

Con los componentes A y B de la ecuación 47, se hace una fase de logaritmo para así reemplazar en la ecuación de la resistencia a la fatiga .

b) Análisis para datos de vida infinita

Una estimación de la resistencia al desgaste no es realmente inamovible utilizando la información que había superado 10^6 ciclos, a sus esfuerzos correspondientes se les calculo un promedio de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^k x_i w_i}{\sum_{i=1}^k w_i} \quad (53)$$

2.2.15.4 Comparación de resultados.

a) Comparación de la gráfica de ciclos esfuerzo contra ciclos

Tal y como indica la norma ASTM E468, se elaboró en Excel un gráfico de esfuerzos frente a ciclos para la información adquirida en el ensayo de fatiga. Donde se contrastaron las curvas producidas utilizando los focos que tienen lugar con las reproducciones A B y C y la curva realizada utilizando la condición de resistencia a la fatiga (Ecuación 2) del acero AISI 4140 considerando una obstrucción definitiva encontrada en la representación.

b) Comparación de las ecuaciones de resistencia a la fatiga

Se contrastaron las condiciones obtenidas en el examen de vida limitada y el modelo hipotético representado en la condición 2 para el acero AISI 4140 utilizado en el ensayo de fatiga. Se

determinaron las estimaciones de tensión en las condiciones obtenidas, al evaluar los modelos de 1000, 10000, 100000 y 1000000. Se evaluó la diferencia entre las cargas determinadas en las reproducciones con respecto a las hipotéticas según los ciclos establecidos.

$$\%error = \frac{|valor\ teórico - valor\ práctico|}{valor\ teórico} * 100 \% \quad (54)$$

c) Comparación del límite de resistencia a la fatiga

A partir de los datos obtenidos se realizó un diagrama de esfuerzos contra ciclos donde se comparan las dos replicas, y se indica un valor aproximado del límite de resistencia a la fatiga. Para la comparación de resultados se usó este valor suministrado por el modelo teórico. También se determinó el límite de resistencia a la fatiga promedio y se calcula el error con respecto al 0,5 del esfuerzo último que establece la teoría.

CAPÍTULO III
METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1 Localización

El proyecto de investigación de diseño y construcción de la máquina de ensayos de fatiga se realiza en la Universidad Técnico Estatal de Quevedo para los Laboratorios de Ingeniería Mecánica para estudios de ensayos destructivos y ciencias en lo materiales.



Figura 36. Ubicación de la UTEQ

Elaborado en: Google Maps

3.2 Tipos de investigación.

3.2.1 Investigación Descriptiva.

La investigación descriptiva de este proyecto se refiere al diseño y construcción donde se llevará a cabo una serie de preguntas a los estudiantes sobre el tema y así recopilar información cuantificable para ser utilizada en el análisis adecuado para el diseño.

3.2.2 Investigación Exploratoria.

Proporciona a una problemática o necesidad donde se investiga y se estudia para poder llevar a cabo y comprenderlo mejor y tener resultados concluyentes en la máquina de ensayos de fatiga.

3.2.3 Investigación Bibliográfica.

La investigación bibliográfica se basa en profundizar temas a estudiar basándonos en libros, antecedentes, artículos científicos para que todo sea más óptimo y a la vez sencillo al seleccionar un equipo adecuado.

3.2.4 Investigación De Campo.

La investigación de campos generalmente implica una combinación de métodos de observación, entrevistas y análisis, donde se podrá sustentar todas las dudas y así poder cumplir con todos los objetivos planteados y seleccionar todos los componentes necesarios para la construcción de la máquina.

3.3 Métodos de investigación.

3.3.1 Metodología Del Arte.

Se realiza una indagación de otros investigadores, para establecer los avances que han ocurrido sobre las máquinas de ensayo de fatiga con soporte voladizo de esta manera existe una mayor información y una diferencia entre lo ya investigado donde se puede obtener en nuevas propuestas de investigación. En esta etapa se debe recurrir a investigadores, acceder a documentos normados, tesis, artículos científicos, libros y publicaciones.

3.3.2 Método Analítico.

Nos permiten hacer un análisis de los diferentes tipos de máquinas de fatiga y optar por una aplicación de maquina ensayos con soporte voladizo o con soportes, por las características de la estructura hacen que el diseño sea funcional para diferentes tipos de materiales, además se realizará diseños en SolidWorks bajo la condición de cambios en sus parámetros geométricos de esta forma se analiza qué efectos causan en su función.

3.3.3 Método Científico.

Las secuencias de pasos, donde cambiar parámetros geométricos que están implícitos en el funcionamiento de máquina de fatiga para verificar si estos afectan de alguna manera el coeficiente de potencias o el número de ciclo, segundo paso, relacionar el diseño basado a la norma ASTM E466 y el esfuerzo último del material a ensayar.

3.4 Fuentes de recopilación de información.

El comienzo de la información de este proyecto de investigación es basado a las necesidades de los estudiantes y docentes de la carrera de Ingeniería Mecánica donde se recopila información mediante artículos científicos libros y como segunda opción en páginas web y donde se han realizados máquinas similares en la investigación.

3.5 Diseño de la investigación.

3.5.1 Diseño Experimental.

Después de un proceso de investigación, se opta por el diseño más adecuado y confiable en base de cálculos y resultados finales del proyecto, donde se desarrollará mediante un software SolidWorks generando así planos mecánicos del equipo.

3.6 Instrumentos de investigación.

- Computadora
- Libros
- Internet
- Hojas
- Calibrador
- Máquina de corte
- Metro
- Impresora

3.7 Recursos humanos y materiales.

3.7.1. Recurso humano

Durante el desarrollo del procedimiento para el diseño se recurrirá a profesionales con experiencia en modelación.

3.7.2. Recursos materiales

Para la elaboración del proyecto de investigación se emplearon os siguientes recurso material y equipos

3.7.3. Softwares requeridos

- Paquete office 2020
- SolidWord 2020
- Excel 2020

3.7.4. Materiales Equipos

- Tornos
- Fresadora
- Soldadora
- Pulidora
- Laptop

Para la construcción se contará de igual manera con el apoyo de profesionales que permitan la elaboración de la máquina.

CAPÍTULO IV
RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1. Cálculo de parámetros iniciales para el diseño.

4.1.1 Análisis estático de las condiciones requeridas para la probeta

En la probeta que fue construida por acero AISI 4140, donde su longitud de 110 mm y el momento flector de 796565,17 N*mm que fue calculado por un momento de inercias de $I=322,06 \text{ mm}^4$ revisando la ecuación de inercia Beer pág. 217 y la distancia de $c=4,5\text{mm}$ que fueron reemplazados en la ecuación 12 y así poder realizar los diagramas de momento flector y cortante en la figura 36

$$M = \frac{322,06 \text{ mm}^4 * 1113 \text{ MPa}}{4,5 \text{ mm}}$$

$$M = 79656,17 \text{ N} * \text{mm}$$

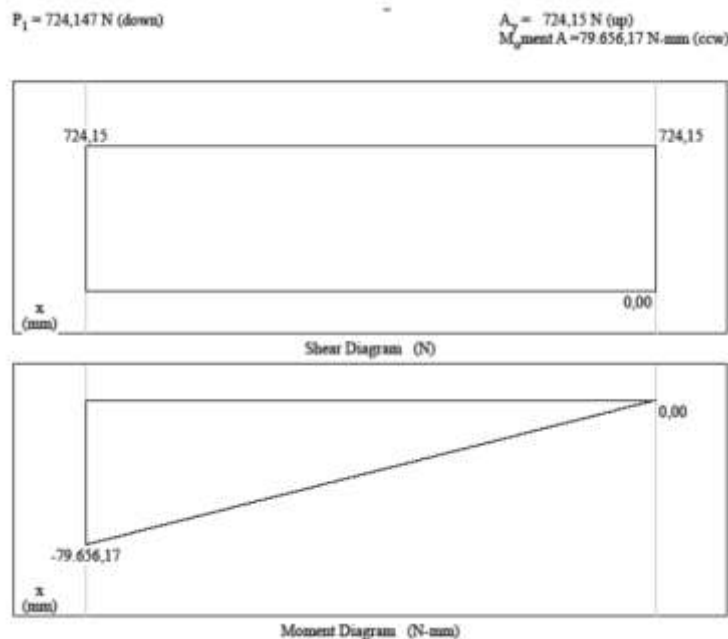


Figura 37. Diagrama de cortante y momento flector.

Fuente: Elaboración propia , 2021

Si se sustituyen estas cualidades en la ecuación 15 por un ancho del segmento de prueba de 9 mm.

$$\tau = \frac{4 (724,147 \text{ N})}{3\pi (4,5)^2}$$

$$\tau = 15,177 \text{ MPa}$$

Con un diámetro en el segmento de 9 mm es mucho menor que al esfuerzo normal, por lo que dependemos

de las cualidades de las probetas.

4.2. Diseño de la máquina.

4.2.1. Diseño del módulo para ciclos.

4.2.1.1. Diseño del eje.

El diagrama de cuerpo libre del eje principal que se muestra en la figura 38, la fuerza a la que se oprime a la probeta se comunica a un extremo de la probeta y se cambia a una fuerza y un momento; R_a y R_b son las cargas de reacción debidas a los rodamientos en estas ubicaciones.

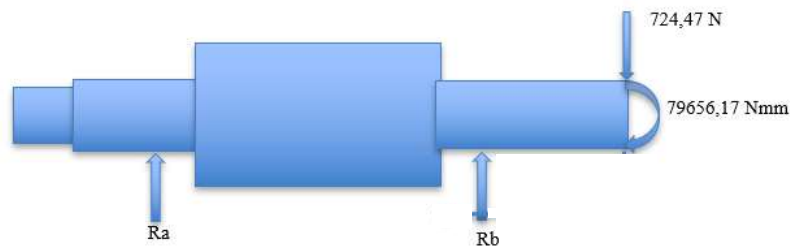
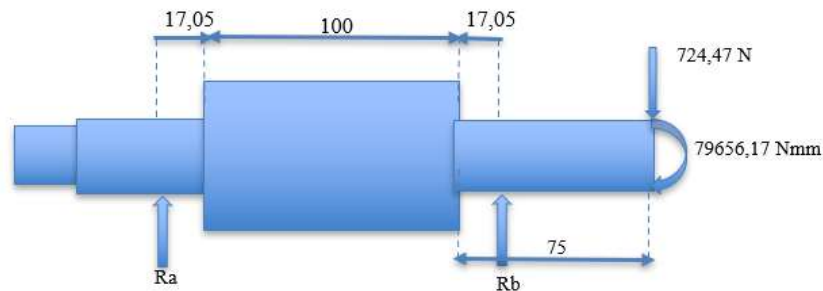


Figura 38. Diagrama de cuerpo libre del eje.

Fuente: Autor, 2021

Como indica la figura 39, a partir de estas condiciones mostradas se construyeron los diagrama cortante y momento flector y se obtuvo la figura 40 que nos indica su momento flector

Figura 39. Diagrama de cuerpo libre del eje.



Fuente: Elaboración propia , 2021

La figura 40 que indican un momento flector máximo de $122305 \text{ N} \cdot \text{mm}$

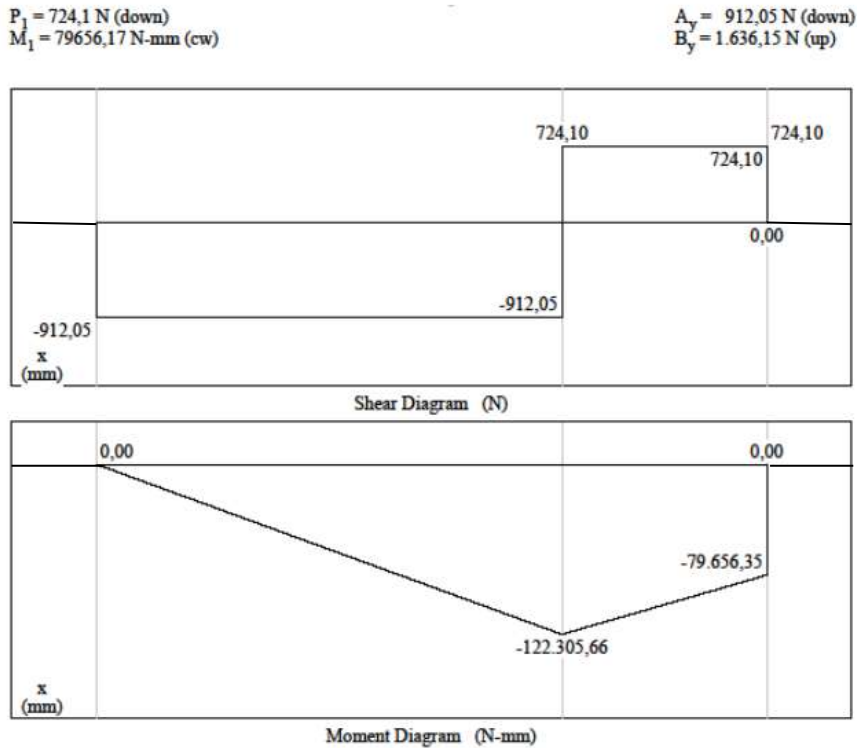


Figura 40. Diagramas de cortante y momento flector para las condiciones del eje

Fuente: Elaboración propia , 2021

a) Cálculo del diámetro por análisis estático.

Se determino un diámetro inicial a partir de cálculos estáticos teniendo en cuenta la ecuación de esfuerzos para probetas en voladizo de sección circular Un diámetro subyacente a través se obtuvo a partir de la ecuación 18, que conoce los beneficios y el esfuerzo de fluencia del acero AISI 4140

$$d = \sqrt[3]{\frac{32(122305,66 \text{ N} \cdot \text{mm})}{\pi(735,75 \text{ MPa})}}$$

$$d = 11,92 \text{ mm}$$

b) Cálculo del diámetro por análisis de fatiga.

El límite de resistencia a la fatiga S'_e , se determina con la ecuación 1 .

$$S'_e = 0,5 * 980 MPa$$

$$S'_e = 490 MPa$$

En cualquier caso, este valor debe ajustarse a través de los factores de enmienda de Marín utilizando la condición 7, y así obtener un nuevo S_e .

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

Tabla 6. Factores de corrección diseño del eje

Factor de corrección de superficie (K_a)	Maquinado en torno	$K_a = 0,73$
Factor de corrección de tamaño (K_b)	Diámetro 10,36 mm	$K_b = 1,05$
Factor de corrección de carga (K_c)	Cargas radiales	$K_c = 1,0$
Factor de temperatura (K_d)	Temperatura ambiente	$K_d = 1,0$
Factor de confiabilidad (K_e)	0,99 de confiabilidad	$K_e = 0,75$
Factor de efectos varios	Condiciones ambientales	$K_f = 0,75$

Fuente: Autor, 2021

Con la ecuación 7 se determina la resistencia a la fatiga corregida:

$$S_e = (0,73)(1,05)(1,0)(1,0)(0,75)(1,0)(490 MPa)$$

$$S_e = 281,69 MPa$$

Utilizando el gráfico del Anexo 6, se obtuvo un valor de q de alrededor de 0,9 para Kt; al suponerlo en la ecuación 20.

$$K_f = 1 + (0,9)(1,6 - 1)$$

$$K_f = 1,54$$

El factor de seguridad de 1,5 para el diseño de ejes [4]. Sustituyendo estos valores en la

ecuación de Goodman .

$$d = \left(\frac{16(1,5)}{\pi} \left\{ \frac{1}{281,69 \text{ MPa}} [2(1,54 * 122305,66 \text{ N} * \text{mm})] \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 21,699 \text{ mm}$$

Tabla 7. Factores de revisión para el énfasis del segundo plan de ejes

Factor de corrección de superficie (K_a)	Maquinado en torno	$K_a = 0,74$
Factor de corrección de tamaño (K_b)	Diámetro 20,75 mm	$K_b = 0,98$
Factor de corrección de carga (K_c)	Cargas radiales y torsión	$K_c = 0,749$
Factor de temperatura (K_d)	Temperatura ambiente	$K_d = 1,0$
Factor de confiabilidad (K_e)	0,99 de confiabilidad	$K_e = 0,749$
Factor de efectos varios (K_f)	Condiciones ambientales	$K_f = 0,749$

Fuente: Autor, 2021

Es más, el límite de resistencia a la fatiga se determinó y fue corregido

$$S_e = (0,73)(0,90)(0,75)(1,0)(0,75)(1,0)(490 \text{ MPa})$$

$$S_e = 241,45 \text{ MPa}$$

$$K_{fs} = 1 + (0,95)(1,5 - 1)$$

$$K_f = 1,47$$

$$d = \left(\frac{16(1,5)}{\pi} \left\{ \frac{1}{241,45 \text{ MPa}} [2(1,54 * 107087,01 \text{ N} * \text{mm})] + \frac{1}{980 \text{ MPa}} (1,73)(1,47 * 33,528 \text{ N} * \text{mm}) \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 21,85 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo es 25,4 mm en el rodamiento B

Verificando el factor de seguridad despejando de la ecuación 19.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(25,4 \text{ mm})^3} \left\{ \frac{1}{241,45 \text{ MPa}} [2(1,54 * 107087,01 \text{ N} * \text{mm})] + \frac{1}{980 \text{ MPa}} (1,73)(1,47 * 33,528 \text{ N} * \text{mm}) \right\}$$

$$n = 2,355$$

Lo que demuestra que está por encima del factor de diseño mínimo permisible.

4.2.2. Selección del motor.

La determinación del motor dependió de la norma ASTM E466 donde hay un alcance reconocido de 1800 - 3600 RPM y en consecuencia se eligió un motor de 3600 RPM para calcular la fuerza más extrema necesaria a través de la ecuación 21 considerando el coeficiente de fricción de 0,0015 de los rodamientos de bolas [24].

$$T = 2 * [0,5(0,0015)(724,147 \text{ N})(25,4 \text{ mm})] + [0,5(0,0015)(724,147 \text{ N})(19,05 \text{ mm})]$$

$$T = 37,936 \text{ N} * \text{mm}$$

Torque máximo.

$$T = 724,147 \text{ N}(1,2 \text{ mm})$$

$$T = 862,976 \text{ N} * \text{mm}$$

Un torque total de:

$$T = 906,912 \text{ N} * \text{mm}$$

La potencia requerida .

$$H = \frac{(0,906 \text{ N} * \text{m})(3600 \text{ rpm})}{9,55}$$

$$H = 341,52 \text{ W}$$

Se ha podido acceder a un motor de 1HP que se muestra en la figura 41, que se ha elegido para utilizarlo en la máquina, teniendo en cuenta que está por encima del valor necesario.



Figura 41. Motor monofásico a 110 VAC.

Fuente: Elaboración propia , 2021

4.2.3. Selección de los rodamientos.

$a = 3$ para rodamientos de bolas.

$$C_{10} = 1436,17N \left(\frac{5760 \text{ Horas (3600 RPM)}(60)}{10^6(0,02 + (4,459 - 0,02)(1 - 0,99)^{\frac{1}{1,483}})} \right)^{1/3}$$

$$C_{10} = 25,63 \text{ KN}$$

Se eligen 2 rodamientos de ejes con un diámetro interior de 25,4 mm, el rodamiento que cumple los requisitos tiene la referencia UCP205-16 y soporte F205.

4.2.4. Cálculo de las cuñas.

a) Cálculo de la cuña entre el eje y el acople.

El motor que interactúa con el eje tiene un diámetro de 19,05 mm donde envía 37,936N*mm donde se despeja la fuerza y se suplantán los valores:

$$F = \frac{906,912 \text{ N} * \text{ mm}}{9,525 \text{ mm}}$$

$$F = 95,213 \text{ N}$$

Considerando el límite de fluencia del acero AISI 1020 de la cuña es de 304 MPa.

$$S_{sy} = 0,577 * 304 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 175,412 \text{ MPa}$$

Reemplazando τ por la resistencia dividida por el factor de seguridad como en la ecuación 28, se tiene

$$\frac{175,41 \text{ MPa}}{2,8} = \frac{95,213 \text{ N}}{4,7625 \text{ mm} * l}$$

Despejando y resolviendo

$$l = 3,191 \text{ mm}$$

Se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña para calcular la distancia en la carga según la ecuación 27.

$$\frac{304 \text{ MPa}}{2,8} = \frac{95,213 \text{ N}}{4,7625 \text{ mm} * l/2}$$

Así,

$$l = 3,683 \text{ mm}$$

Por lo que se requiere una cuña de mínimo 7,43 mm.

Cálculo de la cuña entre el eje del motor y el acople.

Según los índices de cuñas estándar, se utilizan de 6 mm para ejes con una anchura de 15,875 mm.

La fuerza se determina en

$$F = \frac{906,912 \text{ N} * \text{mm}}{7,9375 \text{ mm}} = 114,256 \text{ N}$$

Se ha realizado una correlación teniendo en cuenta los valores de límite de fluencia del acero AISI 1045 y del acero AISI 1020, que son 340 MPa y 304 MPa respectivamente .

La resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577 * 304 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 175,41 \text{ MPa}$$

Para resistir el aplastamiento , el espacio de la mitad de la cara de la cuña se utiliza con la condición

27

La falla del material a lo largo del área ab del espacio hará un esfuerzo según la ecuación 28. Subrayando τ para la resistencia separada por el factor de seguridad , tenemos:

$$\frac{175,41 \text{ MPa}}{2,8} = \frac{114,256 \text{ N}}{4,7625 \text{ mm} * l}$$

Despejando y resolviendo,

$$l = 3,829 \text{ mm}$$

$$\frac{l * 304 \text{ MPa}}{2,8} = \frac{2 * 114,256 \text{ N}}{4,7625 \text{ mm}}$$

Así

$$l = 4,419 \text{ mm}$$

4.2.5. Selección del sistema para sujetar la probeta.

Se eligió un mandril que se muestra en la figura 42 con la capacidad de extenderse hasta el tamaño comercial de 15,05 mm siendo una marca de 5/8-UNF medidas Ingles del mandril.



Figura 42. Mandril para sujetar probetas

Fuente: Elaboración propia

4.2.6. Selección del acople.

El acoplamiento fue hecho de un material resistente con un ancho de eje de 19,05 con la medida del motor de 15,08 donde envía una fuerza de 1 HP y gira a 3600 RPM. La figura 43 muestra el acoplamiento elegido.



Figura 43. Acople flexible.

Fuente: Elaboración propia , 2021

4.2.7. Diseño del módulo de cargas.

4.2.7.1. Selección del rodamiento para ejercer la carga sobre la probeta.

Se determinó utilizando la vida nominal y con la carga máxima de 724,147 N sobre la probeta, utilizando la ecuación 24 que caracteriza la carga nominal de catalogo para los rodamientos para la orientación con una vida nominal $L = 10^6$ transformaciones y con $a = 3$ para los rodillos metálicos

$$C_{10} = 724,147 N \left(\frac{5760 \text{ Horas (3600 RPM)}(60)}{10^6(0,02 + (4,459 - 0,02)(1 - 0,99)^{\frac{1}{1,483}})} \right)^{1/3}$$

$$C_{10} = 12,922 \text{ KN}$$

4.2.8. Cálculo de la viga móvil.

La viga móvil donde recibe una fuerza en el centro de 724,145 N debido a la carga del tornillo de potencia y aclarado en el diagrama de cuerpo libre en la Figura 44.

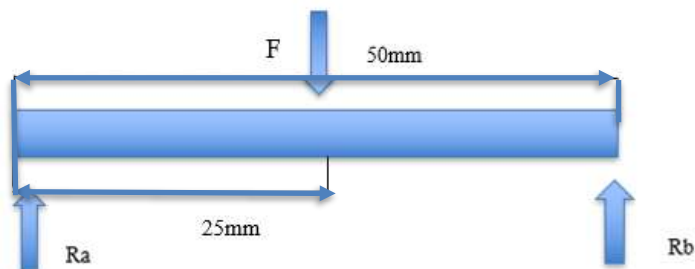


Figura 44. Diagrama de cuerpo libre de la viga deslizando

Fuente: Elaboración propia, 2021

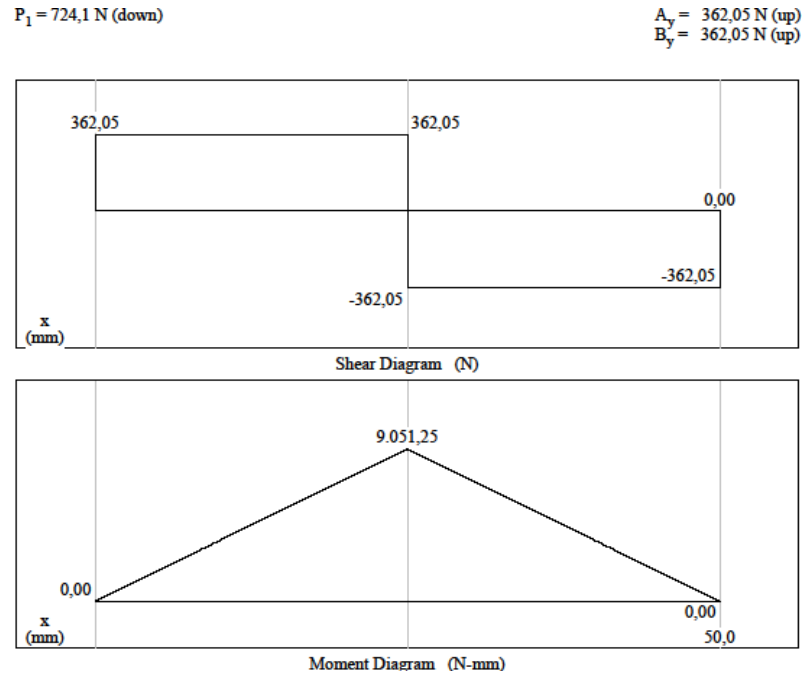


Figura 45. Diagramas de las condiciones de la viga móvil.

Fuente: Elaboración Carlos R 2017 (MDSolids 3.5)

Donde las investigaciones realizadas de un contorno en los estados de la viga móvil dan un momento de flector de 9051,25 N*mm donde el acero AISI 1045 se considera el esfuerzo máximo permisible de 340 MPa que sería de límite de fluencia.

$$base * = 38,1 \text{ mm} - 8 \text{ mm}$$

$$base * = 30,1 \text{ mm}$$

Con la ecuación 30 se obtiene la altura

$$h = 5 \sqrt{\frac{6(9051,25 \text{ N} * \text{ mm})}{(304 \text{ MPa})(30,1 \text{ mm})}}$$

$$h = 12,18 \text{ mm}$$

Se utilizó una lámina de ancho 38,1 mm y una altura de 12,7 mm.

Diseño del tornillo de potencia.

a) Estimación del factor de seguridad

El esfuerzo máximo permisible es el límite de fluencia de la sección transversal se determinó el área circular del acero AISI 1045.

$$A = \frac{724,147 \text{ N}}{340 \text{ MPa}}$$
$$A = 2,130 \text{ mm}^2$$

Con la deformación máxima de 0.01mm despejamos la ecuación 34 ya que esta deformación podría alterar los datos.

$$P = \frac{(0,01 \text{ mm})(207 \text{ GPa})(2,130 \text{ mm}^2)}{100 \text{ mm}}$$
$$P = 44,091 \text{ N}$$

La ecuación 17 nos ayuda estimar el factor de seguridad

$$n_d = \frac{724,147 \text{ N}}{44,091 \text{ N}}$$
$$n_d = 16,424$$

Con el factor de seguridad calculado se podrá determinar la carga crítica.

$$P_{crit} = 17(724,147 \text{ N})$$
$$P_{crit} = 12,311 \text{ kN}$$

4.2.9. Cálculo del diámetro mínimo permisible.

La selección en el tornillo de potencia utilizando la tabla en el anexo 10 y en consecuencia de determinar las cualidades en la ecuación 36 utilizando la teoría de energía de distorsión con la ecuación 26 y considerando el esfuerzo permisible.

$$S_{sy} = 0,577 * 340 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 196,18 \text{ MPa}$$

$$d = 2 \left(\frac{12,311 \text{ kN}}{\pi(196,18 \text{ MPa})} + \frac{(340 \text{ MPa})(100 \text{ mm})^2}{\pi^2(1)(210 \text{ GPa})} \right)^{1/2}$$

$$d = 9,299 \text{ mm}$$

4.2.10. Cálculo de los parámetros del tornillo de potencia.

El tornillo de potencia calculado tiene las características mostradas en la tabla 8.

Tabla 8. Características del tornillo de potencia establecido.

Diámetro menor	20,35 mm
Paso	5 mm
Diámetro mayor	25,39 mm
Dc	20,39 mm
TR	1260,91 N*mm
TC	710,833 N*mm
Dm	23,4 mm
Longitud total	150 mm
Longitud de rosca	70 mm
Diámetro mínimo	11,05 mm

Fuente: Elaboración propia

4.2.11. . Cálculo de la viga fija.

Realizamos un diagrama de cuerpo de libre donde la figura 46 no explica claramente su momento flector

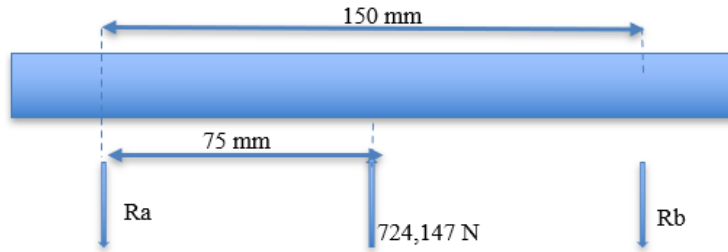


Figura 46. Diagrama de cuerpo libre

Fuente: Elaboración propia

El cálculo estático se verifica sus reacciones R_A y R_B

$$P_1 = 724,1 \text{ N (up)}$$

$$A_y = 362,05 \text{ N (down)}$$

$$B_y = 362,05 \text{ N (down)}$$

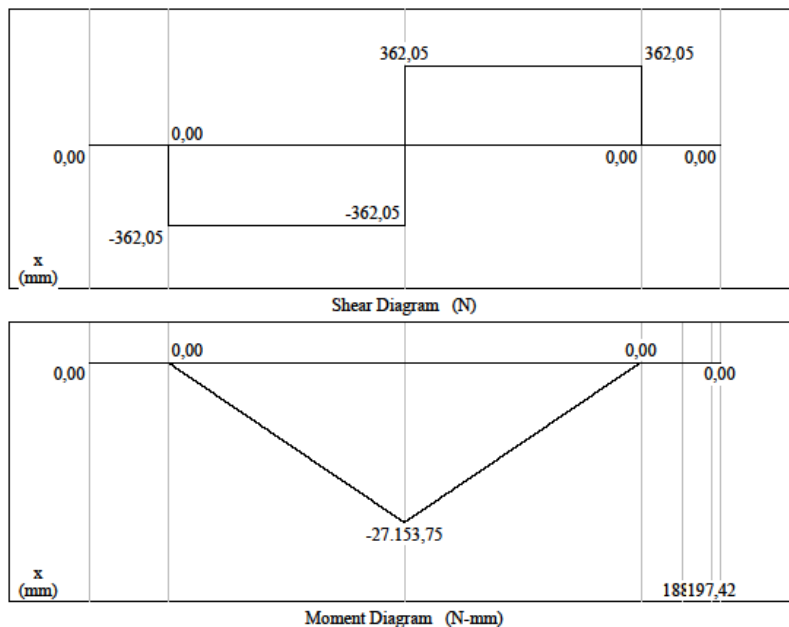


Figura 47. Diagrama de cortante y momento flector para las condiciones de la viga fija

Fuente: Elaboración propia

Se observa que el eje propio está expuesto a una instantánea de arqueado más extrema de 27153,75 N*mm.

Para el diseño se utilizó el material acero AISI 1045 con un límite elástico de 340 MPa. El esfuerzo máximo se consideró como el límite de fluencia y el eje es una barra de segmento rectangular con

una base de 38,1 mm. Sin embargo, como hay una distancia de 25,4 mm a través de la abertura para el tornillo de potencia entonces, en ese punto, el área transversal es según lo siguiente:

$$\begin{aligned} base^* &= b - d \\ base^* &= 38,1 \text{ mm} - 25,4 \text{ mm} \\ base^* &= 12,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

Despejando la altura de la ecuación 32 se obtiene

$$\begin{aligned} h &= 2,5 \sqrt{\frac{6(27153,75 \text{ N} * \text{ mm})}{(304 \text{ MPa})(12,7 \text{ mm})}} \\ h &= 16,24 \text{ mm} \end{aligned}$$

Se utilizó un perfil de sección con un ancho de 38,1 mm y una altura de 19,05 mm.

4.2.12. Diseño de las barras guía.

a) Estimación del factor de seguridad.

La deformación es necesaria durante el ensayo para limitar el ajuste de los resultados. Este componente debe planificarse con el objetivo de que la deformación máxima sea de 0,05 mm, se debe determinar unas dimensiones en la que la carga que soporte no se deforme, Para empezar, se determina el área de la sección transversal necesaria debido por esfuerzos de fluencia para el acero AISI 1045 por un factor de 1, usando la ecuación 33 es de:

$$\begin{aligned} A &= \frac{362,074}{340 \text{ MPa}} \\ A &= 1,065 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

La ecuación 34 nos ayuda a calcular la deformación de los materiales; la mayor carga para que se produzca la deformación de 0,05 mm es

$$\begin{aligned} P &= \frac{(0,05 \text{ mm})(207 \text{ GPa})(1,065 \text{ mm}^2)}{250 \text{ mm}} \\ P &= 44,091 \text{ N} \end{aligned}$$

Se calcula el factor de seguridad

$$n_d = \frac{362,074 N}{44,091 N}$$

$$n_d = 8,212$$

El factor de diseño se estima que es 9 por la deformación mínima de 0,05.

b) Cálculo del diámetro mínimo permisible.

El esfuerzo máximo a la que se oprimen las barras resulta de la ecuación 33 y del anexo 9, a partir de la cual se determina el diámetro elaborando los componentes estáticos, para un espacio de segmento redondo y considerando el esfuerzo máximo el límite elástico de este acero:

$$d = \sqrt[9]{\frac{4(362,074 N)}{\pi(340 MPa)}}$$

$$d = 10,479 mm$$

4.2.13. Diseño del volante.

Se calculó el torque requerido por una persona que aplica una fuerza de 20 N de forma, por tanto, de la ecuación 25.

$$T = F * r$$

Despejando el radio y reemplazando los valores.

$$r = \frac{1971,743 N * mm}{20 N}$$

$$r = 98,587 mm$$

4.2.14. Selección de la lámina base.

Para el diseño de ensamble de los componentes, se utilizó una lámina con medidas de 700 mm de largo y 300 mm de ancho. Para la ayuda de la base, se utilizaron componentes y se soldaron tubos con cordón interior de medida exterior 12 mm, cordón interior M8X1 y longitud 12 mm, para comprobar el esfuerzo máximo de 441,45 N a la que se puede oprimir un nivel, que está por debajo de las cargas permitidas según el inventario del Anexo 16.

4.2.15. Cálculo de pernos para rodamientos y sujeción del motor.

Cálculo de sujetadores. Los pernos utilizados para sujetar la maquina están apilados, sin embargo, sólo algunos de ellos están expuestos a cargas de tracción fuera de la precarga. Lo que se requería era un perno de 9,525 mm con una longitud de 65 mm; en razón de que el esfuerzo permisible depende de la carga en la sujeción para un valor

$$\sigma = \frac{718N}{\frac{\pi}{4}(9,252 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma = 11,29 \text{ MPa}$$

$$L_T = (2 * 9,525) + 6$$

$$L_T = 25,05 \text{ mm}$$

De esta manera, se permite elegir tornillos de cabeza hexagonal de grado 1 con agrupación SAE con una medida idéntica a la disposición inglesa de 3/8 de pulgada. Considerando el grosor de la chapa base de 9,5 mm; los asientos de los cojinetes con una altura de 43,5 mm y la estatura del pie de ayuda del cojinete de 16 mm; el grosor de la tuerca de 8,33 mm y la arandela de 2,3 mm. Entonces, en ese punto, la longitud de sujeción es de 79,63 mm, la longitud de la cuerda se determina a partir de la relación de la condición 43

$$L_T = (2 * 6,35) + 6$$

$$L_T = 18,7 \text{ mm}$$

Se eligió una longitud de la sacudida eléctrica comercial en disposición inglesa de 3,75 pulgadas. Para fijar el motor, se utilizaron tornillos con una distancia transversal de 6,35 mm, teniendo en cuenta el grosor de la chapa de 9,525 mm; el grosor de la base de fijación del motor de 6,35 mm; el grosor de la tuerca relativa de 5,2 mm; la longitud de sujeción es de 21,075 mm.

4.2.16. Selección de roscas para las barras guía.

Las barras guía tienen en su extremo un diámetro de 12,7 mm en sus extremos para que se puedan roscar y se pueda realizar la fijación de la viga en las barras guía con tuercas comerciales de rosca fina, ya que la fuerza axial depende de la carga en cada barra con un valor de 318 N, según la ecuación 33

$$\sigma = \frac{318N}{\frac{\pi}{4}(12,7\text{ mm})^2}$$

$$\sigma = 2,51\text{ MPa}$$

Por lo que se seleccionó una rosca equivalente al sistema ingles de ½-25UNF con el fin de introducir la viga fija y sujetar con tuerca.

4.3. Construcción de los elementos.

Antes de la construcción, se han definido las tolerancias permitidas para ciertos elementos, dependiendo de la operación; se especifica los ajustes correspondientes según la clasificación ISO y el sistema de agujero base a los ejes con ajuste que son fijos se aplica H7/s6 donde barras guías son con movimiento moderados H7/g6 y H7 /p6 [25]. s

4.3.1. Construcción de la base.

Para el avance de la base se utilizó una placa de acero ASTM A36 con un espesor comercial de 6 mm y medidas de 700 mm de largo y 350 mm de ancho, para contener el motor, el curso y las diversas partes fue imperativo perforar la placa como en la figura 48; sin embargo, en varios casos, en aberturas específicas fue igualmente esencial causar líneas internas por encordado para obtener los tornillos.

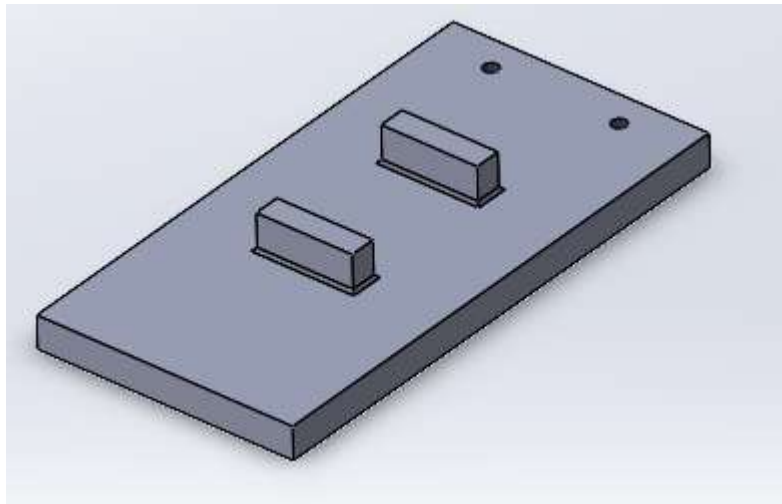


Figura 48. Placa de acero para la base.

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2020)

4.3.2. Construcción de elementos del sistema para ciclos.

4.3.3. Construcción del eje.

El desarrollo del eje comienza con la fijación de una barra de acero AISI 4140 con una distancia transversal de 38,1 mm y una longitud de 300 mm; se expuso al sistema de torneado donde se utilizó un buril con punta de compuesto de tungsteno, completando el ciclo, el encordado, las actividades de confrontación se realizaron durante la interacción por último la cuña fue hecha por el procesamiento para enmarcar el eje como se muestra en la Figura 49.

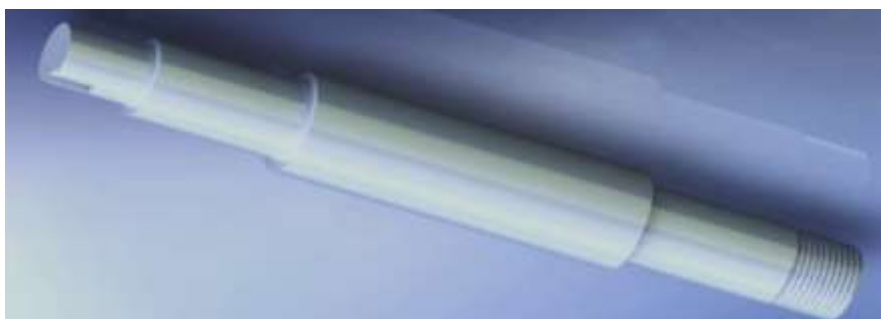


Figura 49. Eje de la máquina.

Fuente: Elaboración propia (SolidWorks 2020)

4.3.4. Construcción de elementos del sistema de carga.

4.3.5. Construcción de las barras o columnas guía.

Se utiliza una barra de acero con detalles AISI 1045, con una distancia de negocio a través de 19,05 mm y una longitud de 600 mm, que es esencial para el desarrollo de las dos barras necesarias en la máquina.



Figura 50. Barras guía.

Fuente: Elaboración propia

4.3.5.1. Construcción de la viga fija.

El sistema de torneado se realiza de forma determinada para disminuir el ancho a 12,7 mm en los acabados según la figura 50, lo que permite la entrada de la placa y en el lado opuesto fijarla a través de una tuerca de esa distancia a lo ancho, de igual forma se asegura la barra en el acabado opuesto de la barra auxiliar



Figura 51. Viga fija.

Fuente: Elaboración propia

4.3.6. Construcción del asiento para el tornillo.

Para la mejora de estas piezas, se consiguió un perfil de acero AISI 1020 con una anchura de 38,1 mm, un espesor de 12,7 mm y una longitud de 200 mm. Para el reconocimiento de esta parte, se partió de una barra de acero de 38,1 mm de tamaño y se realizó un desbaste interno para la consideración del tornillo, se realizó otro desbaste externo y colgado para realizar un caño que se une a una terminación de la celda de la pila, en consecuencia, para entonces, se realizó un taladrado y posterior encordado como terminaciones posteriores para asociar el tornillo de fuerza con los tornillos introducidos en una abertura del tornillo de fuerza, la figura 52 muestra cómo se perfila el asiento para el tornillo de fuerza.



Figura 52. Asiento del tornillo.

Fuente: Elaboración propia

4.3.7. Construcción de la Viga deslizante.

Comenzamos con el desarrollo de las vigas de deslizamiento con perfil de acero AISI 1020 y las medidas de acompañamiento: espesor 9,05 mm, ancho 38,1 mm y 200 mm de longitud, se perforaron las barras de ayuda en los acabados, luego, en ese punto, se soldaron los tubos de acero y se incrustaron los casquillos de bronce para enfocar la fijación. Además, se perforaron las aberturas de los cordones para que el rodamiento y de carga se adhiriera a ellos. La figura 53 muestra el último desarrollo del pilar deslizante.



Figura 53. Viga deslizante.

Fuente: Elaboración propia

4.3.8. Construcción del tornillo de potencia.

Para el desarrollo del tornillo de fuerza, se utilizó como sustancia natural una barra de acero AISI 1045 con una medida de 25,4 mm y una longitud de 200 mm, se sujetó la máquina donde se hizo una cuerda cuadrada. Entonces, en ese momento, el perfil en forma de cono que se asocia con el volante por último la muesca que se utiliza para cambiar con el asiento se trasladó como se muestra en la Figura 54.



Figura 54. Tornillo de potencia.

Fuente: Elaboración propia

4.3.9. Construcción del volante.

Para la construcción del volante al acero AISI 4140 mediante calentamiento se le fue dando la forma circular



Figura 55. Volante para accionar tornillo de potencia.

Fuente: Elaboración propia

4.3.10. Construcción de la caja para la unidad de control.

El marco de estimación y control se compone de un contenedor hecho de una caja de plástico con medidas de 150 mm de alto, 220 mm de ancho y 200 mm de largo; fue penetrado para hacer aberturas según cada componente a fijar .

4.3.11. Ensamble de la máquina.

La figura 57 muestra las partes hasta cierto punto de construcción . Para comenzar con el acopio de la máquina, se situaron los niveladores montados, luego, en ese momento, se fijó el marco del ciclo del motor con sujetadores y la dirección a la placa base para calibrar el eje del motor al eje fundamental de la máquina y de esta manera soldar el mandril en el eje primario



Figura 57. Etapa de ensamble de la máquina.

Fuente: Elaboración propia



Figura 58. Ensamble interno de la unidad de control.

Fuente: Elaboración propia

Los componentes de la comunicación entre la máquina se muestran en las Figuras 59 y 60, donde en un lado se muestran los interruptores, los botones de arranque y parada y los componentes que muestran la información obtenida de los sensores; en el lado opuesto están los conectores para las banderas de los sensores, el interruptor de carrera, el rendimiento para la alimentación del motor y la alimentación de la máquina



Figura 59. Panel frontal de la unidad de control.

Fuente: Elaboración propia



Figura 60. Ensamble total de la máquina.

Fuente: Elaboración propia

4.4. Validación de la máquina.

4.4.1. Datos obtenidos del ensayo de fatiga.

Los esfuerzos aplicados se mostrarán en la tabla 10,11 y 12. Después de observar los resultados, se hizo una prueba (*) adicional para observar la conducta entre los sistemas 2 y 3, ya que entre estos sistemas hay un salto de ciclos desde el inicio de 10^5 a 10^6 con sólo una variedad de 50 MPa

La Figura 61 muestra la forma en que se montan las probetas en la máquina.



Figura 61. Montaje y fractura de una probeta en la máquina de ensayo de fatiga.

Fuente: Elaboración propia

Tabla 10. Ciclos de acuerdo a los esfuerzos aplicados en los ensayos de las probetas A

Nivel	Carga requerida (N)	Carga Aplicada (N)	Esfuerzos aplicados (MPa)	Ciclos
1	268,04	311	488,861	5008350
2	301,55	345	542,305	1215965
*	Nivel 1-2	360	565,884	622850
3	335,05	380	597,322	130705
4	402,06	448	704,211	29450
5	469,07	522	820,53	10549
6	536,08	580	911,702	5898

Fuente: Elaboración propia

Tabla 11. Ciclos de acuerdo a los esfuerzos aplicados en los ensayos de las probetas B

Nivel	Carga requerida (N)	Carga Aplicada (N)	Esfuerzos aplicados (MPa)	Ciclos
1	268,04	311	488,861	6000012
2	301,55	345	542,305	5014578
*	Nivel 1-2	360	565,884	701004
3	335,05	380	597,322	160959
4	402,06	448	704,211	30325
5	469,07	522	820,53	12350
6	536,08	580	911,702	6044

Fuente: Elaboración propia

Tabla 12. Ciclos de acuerdo a los esfuerzos aplicados en los ensayos de las probetas C

Nivel	Carga requerida (N)	Carga Aplicada (N)	Esfuerzos aplicados (MPa)	Ciclos
1	268,04	311	488,861	5008892
2	301,55	345	542,305	2318086
*	Nivel 1-2	360	565,884	653327
3	335,05	380	597,322	140832
4	402,06	448	704,211	29569
5	469,07	522	820,53	10749
6	536,08	580	911,702	5759

Fuente: Elaboración propia



Figura 62. Resultado de las fallas desde altas hasta bajas cargas para los ensayos de probetas.

Fuente: Elaboración propia

Como indican los resultados obtenidos en las probetas expuestas a altas cargas, se pudo comprobar el sobrecalentamiento como se muestra en la Figura 62 en tono azul y con una forma de grieta muy rugosa; a medida que disminuye la aplicada, el estado de la rotura resulta más estándar y se pierde la presencia de sobrecalentamiento; las probetas que cumplieron el ciclo alto se fracturaron con fallas a 90° y unas probetas se mantuvieron inicialmente impolutos tras superar los ciclos para detener la prueba.

4.4.2. Análisis de resultados de ensayo de fatiga.

4.4.3. Análisis para datos de vida finita.

Se realizaron las Tablas 13, 14 y 15, las cuales contienen el logaritmo base diez sobre cada dato de esfuerzo y ciclos.

Tabla 13. Logaritmos de esfuerzo y ciclos de ensayos de probetas A para datos en vida finita.

Probeta	Log(esfuerzos)	Log(ciclos)
1	2,689	6,778
2	2,734	6,778
*	2,752	5,794
3	2,776	6,116

4	2,848	4,469
5	2,914	4,020
6	2,959	3,770

Fuente: Elaboración propia

Tabla 14. Logaritmos de esfuerzo y ciclos de ensayos de probetas B para datos en vida finita.

Probeta	Log(esfuerzos)	Log(ciclos)
1	2,689	6,699
2	2,734	6,654
*	2,752	5,834
3	2,776	5,178
4	2,848	4,469
5	2,914	4,472
6	2,959	3,749

Fuente: Elaboración propia

Tabla 15. Logaritmos de esfuerzo y ciclos de ensayos de probetas C para datos en vida finita.

Probeta	Log(esfuerzos)	Log(ciclos)
1	2,689	6,699
2	2,734	6,365
*	2,752	5,815
3	2,776	5,148
4	2,848	4,470
5	2,914	4,031
6	2,959	3,760

$$Y = A + B * X$$

- Para ensayos de probetas A, usando los de la tabla en las ecuaciones 49,50,51,52 probeta número 3 hasta la 6 donde existen la falla

$$\bar{y} = \sum_{i=1}^k \frac{Y_i}{k}$$

$$\bar{y} = \frac{24,169}{5}$$

$$\bar{y} = 4,833$$

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^k \frac{X_i}{k}$$

$$\bar{x} = \frac{14,247}{5}$$

$$\bar{x} = 2,8494$$

Reemplazamos valores en la ecuación

$$\hat{B} = \frac{\sum_{i=1}^k (Y_i - \bar{Y})(X_i - \bar{x})}{\sum_{i=1}^k (Y_i - \bar{Y})^2}$$

$$\hat{B} = \frac{24,169 * 14,247 * 24,167 * -2,849 + 4,833 * 14,247 * -4,833 * -2,849}{(24,168 - 4,833)^2}$$

$$\hat{B} = -12,177$$

Se reemplaza los volares obtenidos en la ecuación

$$\hat{A} = \bar{y} - \hat{B} * \bar{x}$$

$$\hat{A} = 4,833 + 12,177 * 2,8494$$

$$\hat{A} = 39,5301$$

$$\log N = A + B * \log (S)$$

$$\log N = 39,5301 - 12,177 * \log (S)$$

$$\log (S) = 3,2462 - 0,0821 \log (N)$$

$$S = 1762,7876 N^{[-0,0821]}$$

- Para ensayos de probetas B, usando los de la tabla en las ecuaciones 49,50,51,52 se halla los valores solos de la probeta que existió la fatiga que es desde la probeta número 3 hasta la 6

$$\bar{y} = \sum_{i=1}^k \frac{Y_i}{k}$$

$$\bar{y} = \frac{23,702}{5}$$

$$\bar{y} = 4,7404$$

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^k \frac{X_i}{k}$$

$$\bar{x} = \frac{14,247}{5}$$

$$\bar{x} = 2,8494$$

Reemplazamos valores en la ecuación

$$\hat{B} = \frac{\sum_{i=1}^k (Y_i - \bar{Y})(X_i - \bar{x})}{\sum_{i=1}^k (Y_i - \bar{Y})^2}$$

$$\hat{B} = \frac{24,169 * 14,247 * 24,167 * -2,849 + 4,833 * 14,247 * -4,833 * -2,849}{(24,168 - 4,833)^2}$$

$$\hat{B} = -12,176$$

Se reemplaza los volares obtenidos en la ecuación

$$\hat{A} = \bar{y} - \hat{B} * \bar{x}$$

$$\hat{A} = 4,833 + 12,176 * 2,8494$$

$$\hat{A} = 39,527$$

Luego reemplazando \hat{A} y \hat{B} en la ecuación 48 y asumiendo como la ecuación 47

$$\log N = A + B * \log (S)$$

$$\log N = 39,527 - 12,176 * \log (S)$$

$$\log (S) = 3,2460 - 0,0821 \log (N)$$

$$S = 1761,9760 N^{[-0.0821]}$$

- Para ensayos de probetas C, usando los de la tabla en las ecuaciones 49,50,51,52 se halla los valores solos de la probeta que existió la fatiga que es desde la probeta número 3 hasta la 6

$$\bar{y} = \sum_{i=1}^k \frac{Y_i}{k}$$

$$\bar{y} = \frac{23,224}{5}$$

$$\bar{y} = 4,644$$

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^k \frac{X_i}{k}$$

$$\bar{x} = \frac{14,247}{5}$$

$$\bar{x} = 2,8494$$

Reemplazamos valores en la ecuación

$$\hat{B} = \frac{\sum_{i=1}^k (Y_i - \bar{Y})(X_i - \bar{x})}{\sum_{i=1}^k (Y_i - \bar{Y})^2}$$

$$\hat{B} = \frac{24,169 * 14,247 * 24,167 * -2,849 + 4,833 * 14,247 * -4,833 * -2,849}{(24,168 - 4,833)^2}$$

$$\hat{B} = -12,175$$

Se reemplaza los volares obtenidos en la ecuación

$$\hat{A} = \bar{y} - \hat{B} * \bar{x}$$

$$\hat{A} = 4,833 + 12,175 * 2,8494$$

$$\hat{A} = 39,524$$

Entonces en este punto reemplazamos \hat{A} y \hat{B} en la ecuación 48 y esperando como la ecuación 47

$$\log N = A + B * \log \log (S)$$

$$\log N = 39,524 - 12,175 * \log (S)$$

$$\log (S) = 3,2463 - 0,0822 \log (N)$$

$$S = 1763,1935 N^{[-0.0822]}$$

4.4.4. Comparación de datos.

a) Grafica S-N

El diagrama de esfuerzo- ciclos se muestra en el Figura 63.

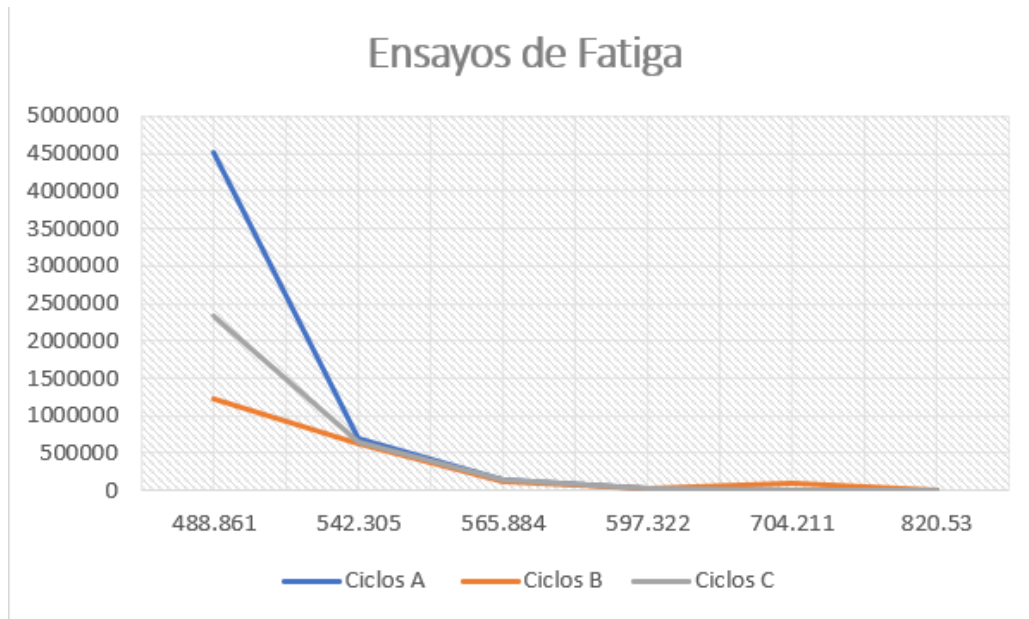


Figura 63. Diagrama de esfuerzo-ciclos

Fuente: Elaboración propia

La curva nos muestra que al disminuir la carga aplicada aumenta el número de ciclos y así podremos observar que el límite de fatiga es aproximadamente 488 MPa se observó que las probetas sometidas a altas cargas se van a presentar con una temperatura o recalentamiento y siendo así que cuando aplicamos menor carga las probetas su fractura es bastante regular y no presenta recalentamientos en su falla de 90 grados.

4.4.5. Resistencia a la fatiga.

Utilizando las ecuaciones 3 y 4 para obtener una estimación de la ecuación 2, la resistencia a la fatiga en contraste con la hipotética donde el acero AISI 4140 es de $f=0,79$ y $S_{ut}=1029,929$

$$a = \frac{(0,79 * 1029,929MPa)^2}{514,964MPa}$$
$$a = 1311,72MPa$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \log \left(\frac{0,79 * 1029,929MPa}{514,964MPa} \right)$$

$$b = -0.0676$$

AISI 4140 sería.

$$S_f = 1311,723MPa * N^{0,0676}$$

En la tabla 16 se determinó el error de acuerdo a la ecuación 54.



Figura 64. Resultado de las fallas desde altas cargas para los ensayos de probetas de A y B.

Fuente: Elaboración propia

Las probetas que se sometieron a una carga no fueron aplicadas en ese momento si no que primero se enciende el motor y por ende se aplica la carga así que los porcentajes de error deberá a que se estaban contando los ciclos cuando no se había aplicado cargas donde así se ven afectados los resultados

Replica	Teórica Acero AISI 4140	Carlos Rosso Daniel (A) 2017		Carlos Rosso Daniel (B) 2017		Jordan Toala 2021 (A)		Jordan Toala 2021 (B)		Jordan Toala 2021(C)	
	$S = 1311,723 MPa$ $* N^{[0,0676]}$	$S = 1982,99$ $N^{[-0,09903]}$		$S = 2380,73$ $N^{[-0,11141]}$		$S = 1762,7876$ $N^{[-0,0821]}$		$S = 1761,9760$ $N^{[-0,0821]}$		$S = 1763.1935$ $N^{[-0.0822]}$	
	Esfuerzo MPa	Esfuerzo MPa	Error (%)	Esfuerzo MPa	Error (%)	Esfuerzos MPa	Error (%)	Esfuerzo MPa	Error (%)	Esfuerzos MPa	Error (%)
1*10 ³	822,32	100,53	21,54	1102,75	34,06	1000,46	21,66	999,876	21,59	999,309	21,52
1*10 ⁴	703,79	796,53	13,22	853,23	21,33	828,32	17,76	827,679	17,60	826,986	17,50
1*10 ⁵	602,33	634,12	5,31	660,18	9,63	685,80	13,85	685,088	13,73	684,384	13,62
1*10 ⁶	515,51	504,82	2,14	510,80	0,97	567,805	10,14	567,082	10,00	566,369	9,81

Fuente: Elaboración Propia

4.5. Comparación de límites de resistencia a la fatiga.

En la tabla 17 hace referencia los límites de resistencia a la fatiga.

Tabla 17. Comparación de límites de resistencia a la fatiga

	Referencia	S_{ut} (MPa)	S_e (MPa)	Error
	Obtenida	1029,89	514,493	
1	Teórico	1029,929	514,96	1,99
2	Castillo (2014)	1030	516	1,99
3	Da Silva (2001)	1042	516	1,99
4	Carlos R (2017)	1029,29	484,04	2,06

Fuente: Elaboración propia

Los errores determinados pueden deberse a condiciones de la probeta, por ejemplo, la rugosidad de la superficie y procedimientos de la prueba. Las pruebas en el acero existiendo un rango menor al 5% en relación con el valor de 0.5 los valores calculados siempre van a variar por las condiciones de la probeta y el procedimiento en los ensayos

Se calcula el error

$$\%error = \frac{valor\ teorico - valor\ practico}{valor\ teorico} * 100$$

La norma ASTM E739 en las condiciones a experimentar, se calcula el porcentaje de replicaciones para cada 6 niveles de esfuerzos sobre el número totales de muestras

$$\% de\ replicacion = 100 * \left(1 - \frac{niveles\ de\ esfuerzos}{numero\ total\ de\ muestras}\right)$$

$$\% de\ replicacion = 100 \left(1 - \left(\frac{6}{18}\right)\right)$$

$$\% de\ replicacion = 66,66$$

% replication = 100 [1 – (total number of different stress or strain levels used in testing/total number of specimens tested)]

Type of Test	Percent Replication ^A
Preliminary and exploratory (research and development tests)	17 to 33 min
Research and development testing of components and specimens	33 to 50 min
Design allowables data	50 to 75 min
Reliability data	75 to 88 min

^A Note that percent replication indicates the portion of the total number of specimens tested that may be used for obtaining an estimate of the variability of replicate tests.

Tabla 17. Comparación de límites de resistencia a la fatiga

	Referencia	S_{ut} (MPa)	S_e (MPa)	Error (%)
	Obtenida	1029,89	514,493	
1	Teórico	1029,929	514,96	1,99
2	Castillo(2014)	1030	516	1,99
3	Da Silva (2001)	1042	516	1,99
4	Carlos R(2017)	1029.29	484,04	2,06

Fuente: Elaboración propia

Para la validación de la maquina existieron varias fuentes sobre el estudio del acero AISI 4140 donde se determina la relación del límite de resistencia a la fatiga con el esfuerzo ultimo donde van a mantenerse en un rango de 1042 MPa hasta 1025MPa que son de diámetro menor a 16 mm.

Los valores que superaron los ciclos de 10^6 se aproximaran a un valor de límite de resistencia a la fatiga que fue de 514,493 MPa.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES.

- Las dimensiones y material de la máquina de ensayos de fatiga se basaron en la normativa ASTM E-466 para sus óptimas condiciones.
- La máquina de ensayos de fatiga se diseñó bajo la normativa ASTM E -466 y para la validación se hace referencia de forma explícita a las siguientes fuentes (Castillo 2014, Carlos R 2017, Da silva 2001 y Teórico AISI 4140) lo cual da un porcentaje de error menor al 5 % donde varía por el estado y condición de las probetas .
- Se construyó una máquina de ensayos de fatiga que permite realizar estudios en los materiales bajo la norma ASTM E 466 con un motor de 3445 RPM y una capacidad de carga máxima de 500 N con sensores que toman los datos cuando la máquina este manipulada por los usuarios.
- Se comparan los resultados de estudios realizados con el acero AISI 4041, cuando las probetas son sometidas a cargas altas van existir un recalentamiento y cuando no se evidencia recalentamiento son las que se aplica menor carga y su fractura va a ser siempre de 90° siendo así que las probetas superan los valores mayores a 10^6 son valores que si van a resistir a la fatiga.
- El límite a la resistencia se obtuvo por el estudio de 18 probetas y es de 514.94 MPa llevando a cabo un valor similar a los estudios realizados por el acero AISI 4041 con un porcentaje de error mínimo basada en la norma ISO 1143 por las condiciones de la probeta que van a ser diferente por su acabado y rugosidad.

5.2 RECOMENDACIONES.

- Verificar la alineación entre el mandril y las chumaceras para poder evitar las vibraciones al generar una carga a la probeta y así aumentar la vida útil de la máquina.
- Para garantizar un mejor agarre de la probeta implementar un tipo de mordaza con un agarre de diámetro mayor a 19 mm, ya que en altas cargas existen deslizamiento en la probeta haciendo que se presente errores en los datos.
- Aplicar cargas con rangos establecidos por las normas y no superar la carga máxima ya que podría generar altas vibraciones y podría causar daños en la máquina.
- Usar la máquina de ensayos de fatiga con EPP (no ropa suelta) por que el motor trabaja en altas revoluciones y podría causar un accidente ,trabajar con dos personas para la manipulación de la máquina de ensayos de fatiga
- Estudiar y evaluar la máquina de ensayos de fatiga para mejorar y tener una valides más eficiente y poder estudiar otros tipos de materiales.

CAPÍTULO VI
BIBLIOGRAFÍA.

6.1 Bibliografía

- [1] J. ESCACENA VENTURA, «LA FATIGA,» *CARACTERIZACIÓN DE LAS PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ALUMINIO 7075-T651*, pp. 9-23.
- [2] s. James, *Ciencias y Diseño de Ingeniería de los Materiales*, Mexico: Grupo Patria Cultural, 2000.
- [3] J. VENTURA, «www.bibling.com,» [En línea]. Available: <http://bibling.us.es/proyectos/abreproye/4089/fichero/4pdf>. [Último acceso: 05 06 2021].
- [4] R. & N. J. Budynas, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Mexico: McGraw-Hill, 2011.
- [5] J. Marin, «*Mechanical Behavis of Engineering Materials*,» de *Prentice hall Englewood*, 1962, p. 224.
- [6] ESCUELA COLOMBIANA DE INGENIERÍA JULIO GARAVITO, «FATIGA PROTOCOLO,» 2011.
- [7] H. Wayne, *Manual del Motor*, México D.C.: McGraw Hill, 2000.
- [8] F. Fuentes, *Ensayos Mecánicos en Metales*, Monterrey: UANL, 1982.
- [9] R. Álvarez Briceño y C. Peña Saltos, *Diseño y simulación de un sistema de mordazas hidráulicas para una máquina universal de ensayos marca tinius olsen modelo super ú.*, Quito, Ecuador: Escuela Politécnica Nacional, 2010.
- [10] J. Pilicita y C. Maila, *Diseño y fabricación de una máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de quince toneladas.*, Quito, Ecuador.: Universidad Politécnica Salesiana., 2010.
- [11] L. Venegas, «Cargas variables Teorias de Fatigas,» agosto 2010. [En línea]. Available: <http://www.utp.edu.co/~lvanegas/htmldocs/disI.htm>. [Último acceso: 19 08 2021].
- [12] C. R. Mischke, «Prediction of Stochastic Endurance Strength,» de *Trans Os ASME J. Vibration Acoustic, Stress And REliability in Desing* , Estados Unidos , vol .109, 2011, pp. 113-122.

- [13] B. y. Viloría, Composición Química de acero AISI 4140, 2016.
- [14] J. K. N. Richard G. Budynas, SHIGLEY'S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, NINTH EDITION, New York: McGraw-Hil, 2011.
- [15] C. M. R. TALAIGUA, «DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA,» MONTERÍA, CÓRDOBA, 2017.
- [16] J. K. N. Richard G. Budynas, «SHIGLEY'S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, NINTH EDITION,» de *Desing Factory*, New York, NY, The McGraw-Hil, 2013.
- [17] G. E. Gonzales, Diseño de una maquina para ensayos de fatiga a flexion invertida, Santiago de cali : Programa de Ingenieria .
- [18] R. Nicolas, «Car Engineer,» 25 02 2015. [En línea]. Available: <https://www.car-engineer.com/the-different-driving-cycles/>. [Último acceso: 27 07 2021].
- [19] J. K. N. Richard G. Budynas, «Bearing Load Life at Rated Reliability,» de *SHIGLEY'S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, NINTH EDITION*, New York, McGraw-Hill, 2011, p. 577.
- [20] B. et, «Esfuerzos Maximo,» 2013, p. p1888.
- [21] Weebly, «Vehicle Energy Simulation Weebly,» 19 03 2017. [En línea]. Available: <https://vehicleenergysimulation.weebly.com/ciclos-de-conduccion-dilatildeo-dos-eua.html>. [Último acceso: 27 07 2021].
- [22] «U.S. Environmental Protection Agency | US EPA,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.epa.gov/>.
- [23] L. Gonzalez, Diseño de una máquina de fatiga para estructuras tubulares, . Universidad Autónoma Metropolitana., 2016.
- [24] M. Tobar, Rediseño y construcción de una máquina para ensayos de resistencia, Quito, 2010.
- [25] Askeland, «Carga en una viga en voladizo,» 2004, p. 286.

CAPITULO VII

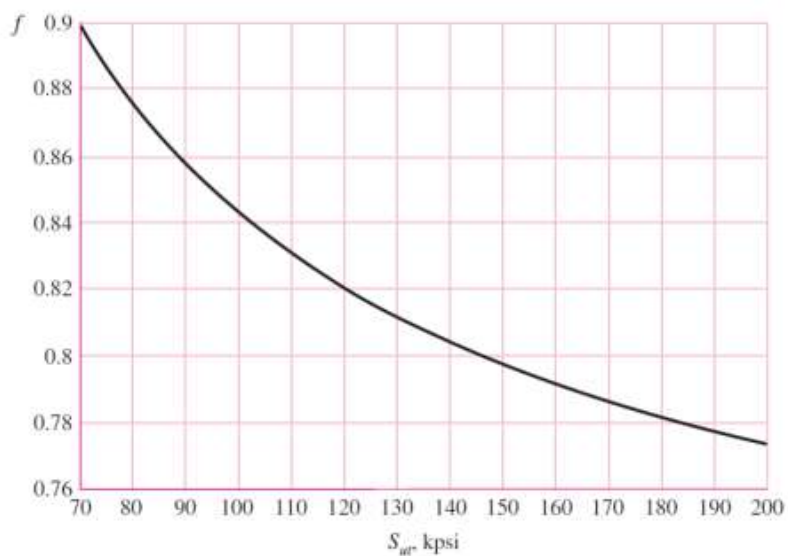
ANEXOS

Anexo 1. Propiedades de acero según fabricantes.

Máx. N/mm	Dureza Brinell máx.	Diámetro D _o	Diámetro D _i	Limite d fluencia N/mm ²	Resistencia a tracción N/mm ²	Elongación (L _o =5d) %mín	Estricción %mín	Resiliencia según DVM Joule
770	241	0	16	835	1030-1250	10	40	34
		16	40	715	930-1130	11	45	41
		40	100	595	830-1030	12	50	41
		100	160	530	730-900	13	55	41
		160	250	490	690-840	14	55	41

Anexo 2. Fracción de la resistencia a la fatiga.

Fuente: Budynas & Nisbett, 2011, p555.



Anexo 3. Tabla de parámetros del Factor de superficie (K_a).

Fuente: Budynas & Nisbett, 2011, p555.

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

Anexo 4. Factor de efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la fatiga.

Fuente: Budynas & Nisbett, 2011, p555.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

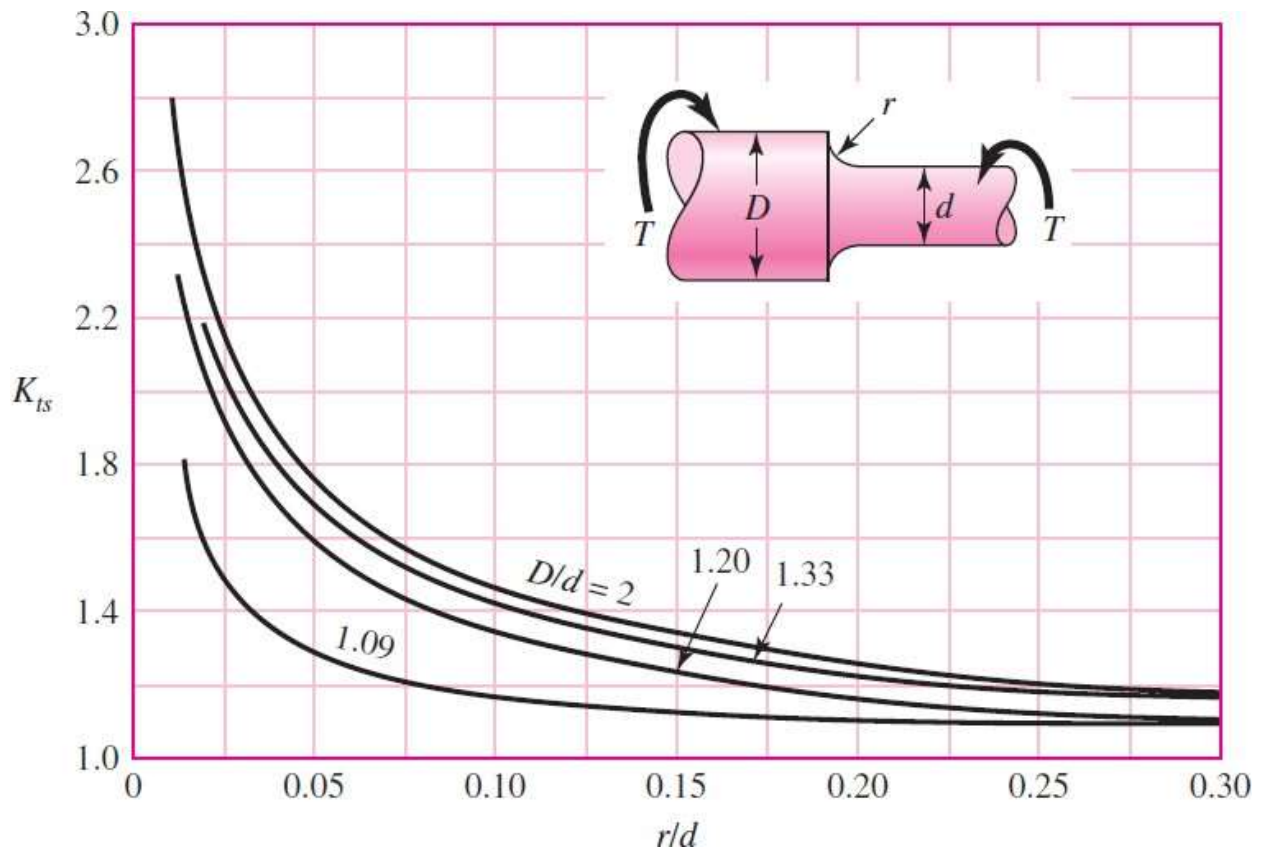
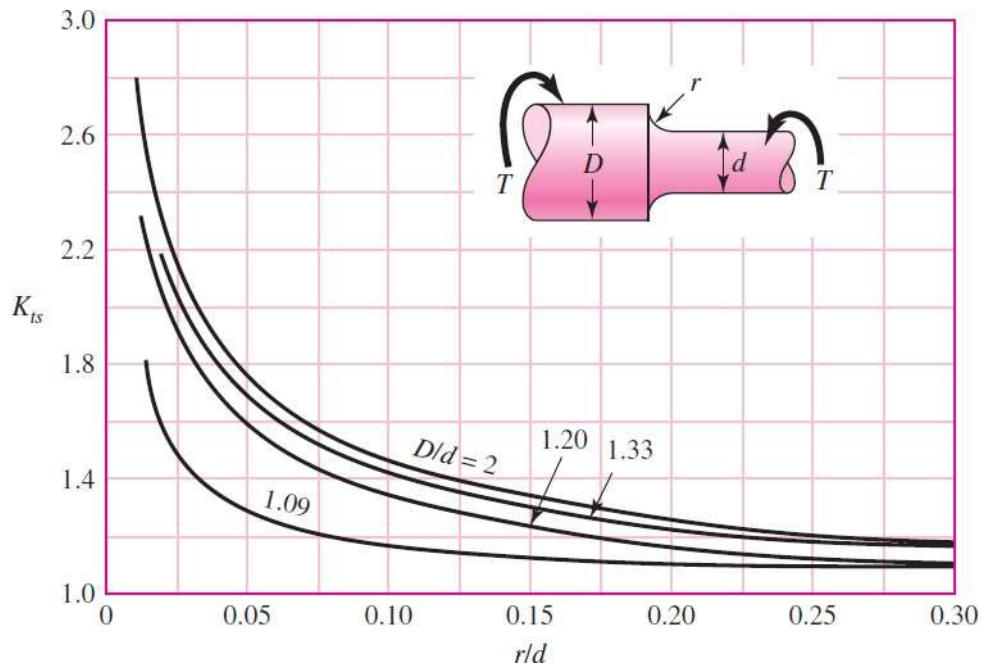
Anexo 5. Tabla de factor de confiabilidad (K_e) .

Fuente: Budynas & Nisbett, 2011, p555.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_c
50	0	1.000
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

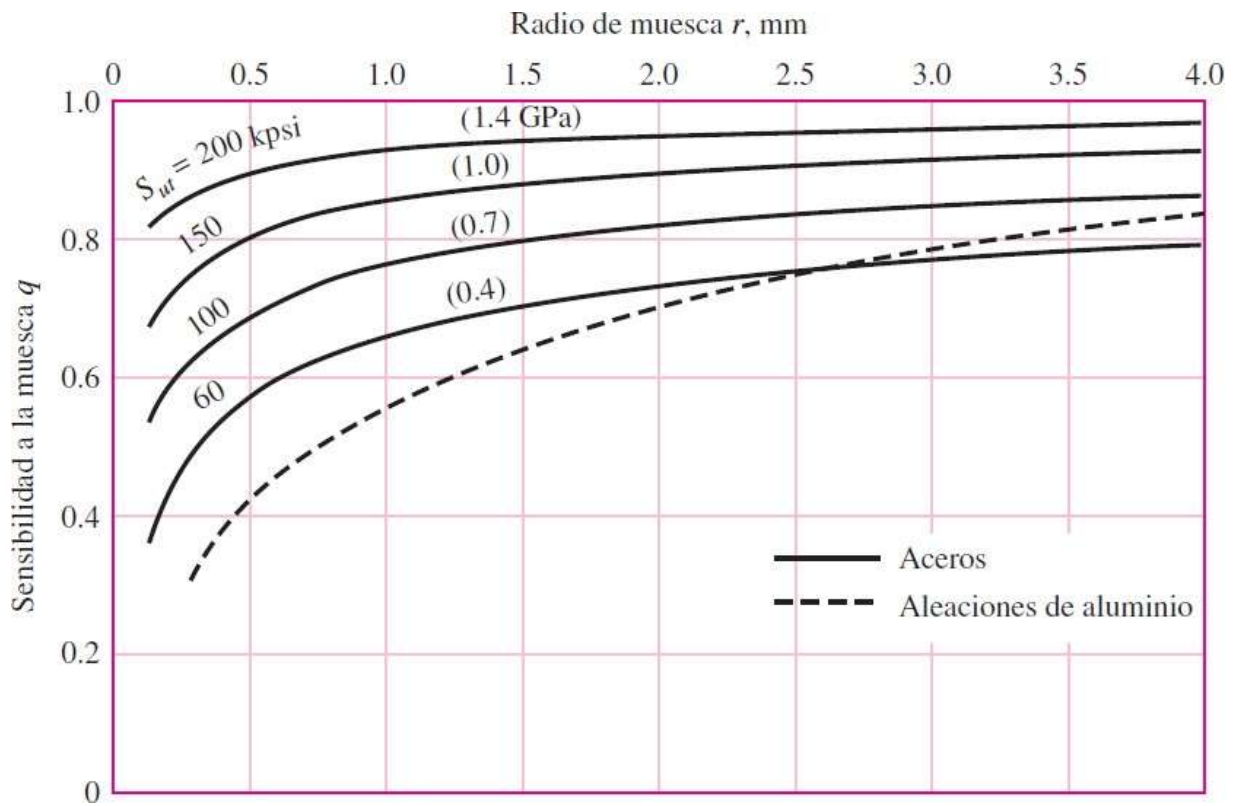
Anexo 6. Diagrama para determinar el factor de concentración de esfuerzos.

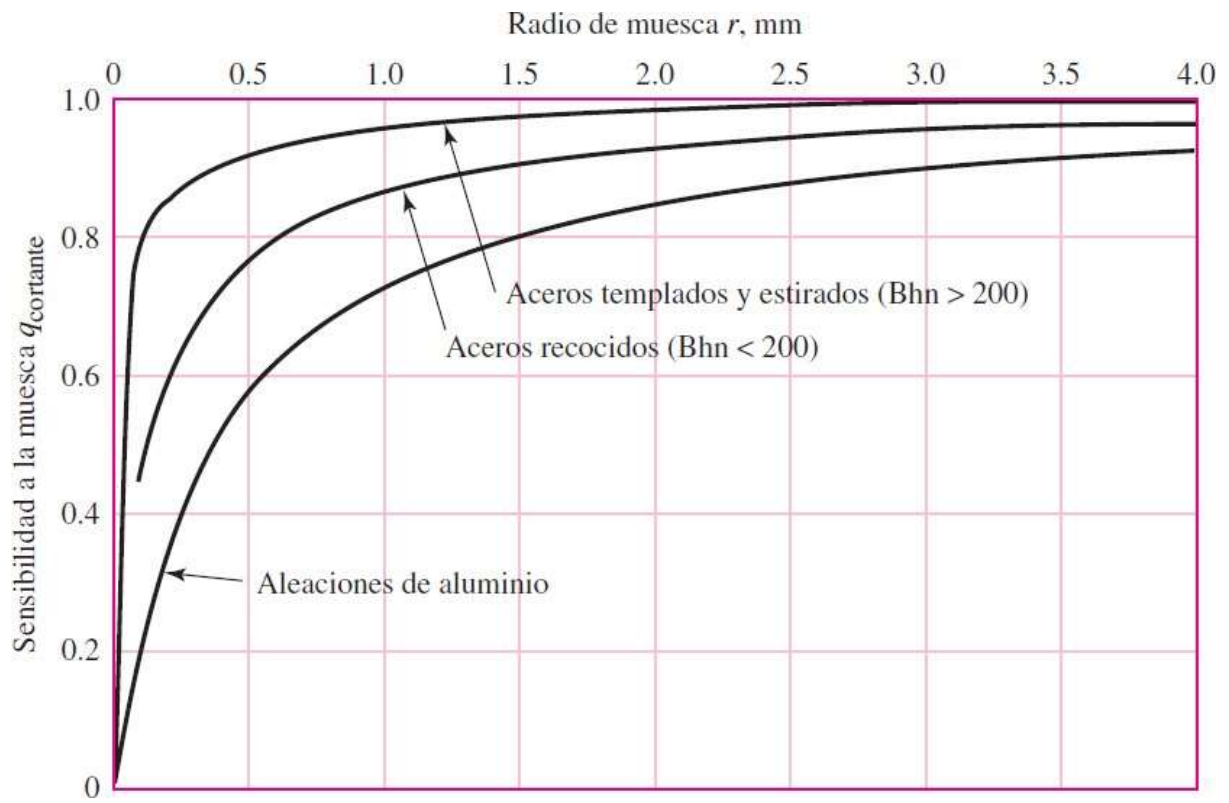
Fuente: Budynas y Nisbett, 2011



Anexo 7. Gráfico para estimar el factor de sensibilidad a la muesca.

Fuente: Budynas y Nisbett 2011



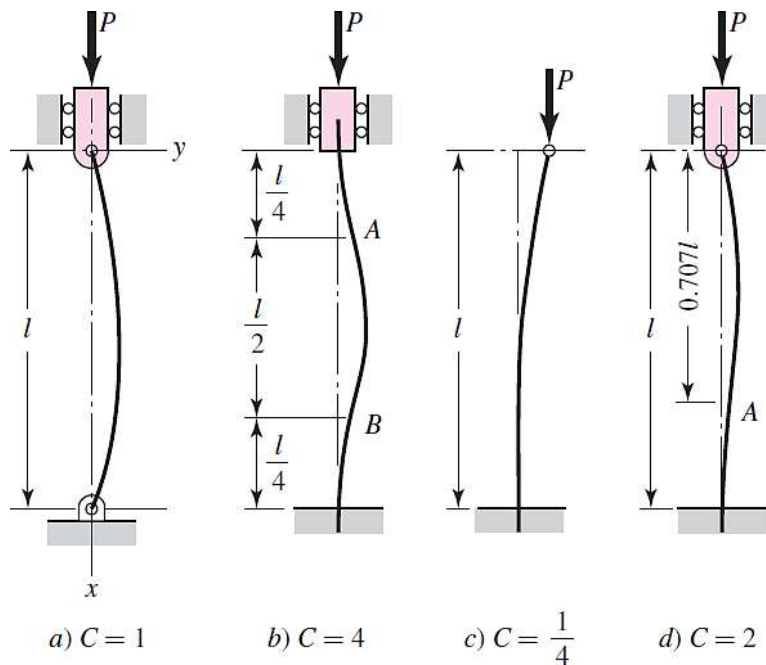


Anexo 8. Tabla de cuñeros y cuñas estándar de acuerdo al catálogo de INTERMEC.

Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8+ a 10	3 x 1.6	3 x 3	3
10+ a 12	4 x 2.2	4 x 4	4
12+ a 17	5 x 2.7	5 x 5	5
17+ a 22	6 x 3.2	6 x 6	6
22+ a 30	8 x 3.7	8 x 7	8
30+ a 38	10 x 4.7	10 x 8	10
38+ a 44	12 x 4.7	12 x 8	10
44+ a 50	14 x 5.2	14 x 9	14
50+ a 58	16 x 5.7	16 x 10	14
58+ a 65	18 x 6.6	18 x 11	18
65+ a 75	20 x 7.1	20 x 12	18
75+ a 85	22 x 8.6	22 x 14	22
85+ a 95	25 x 8.6	25 x 14	22
95+ a 110	28 x 8.6	28 x 16	22
110+ a 130	32 x 10.6	32 x 18	30
130+ a 150	36 x 11.6	36 x 20	30
150+ a 170	40 x 12.6	40 x 22	30
170+ a 200	45 x 14.6	45 x 25	30
200+ a 230	50 x 16.6	50 x 28	30

Anexo 9. Constante de extremos para el cálculo de columnas.

Fuente: Budynas y Nisbett 2011



Anexo 10. Coeficientes de fricción de pares roscados. Fuente: Budynas y Nisbett 2011

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09


Anexo 11. Paso preferido para roscas ACME de acuerdo al diámetro exterior. Fuente: Budynas y Nisbett 2011.

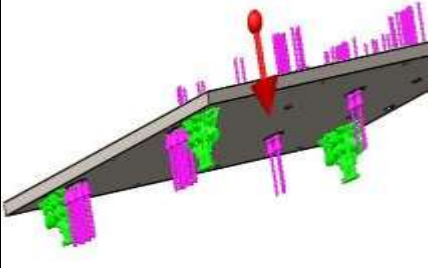
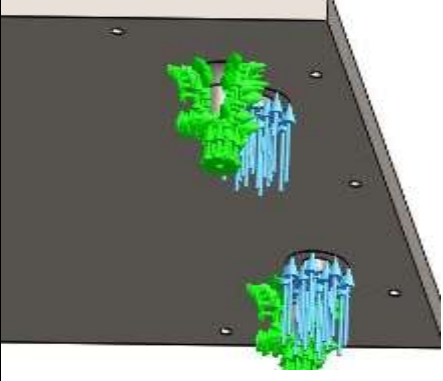
d , pulg	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
p , pulg	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$

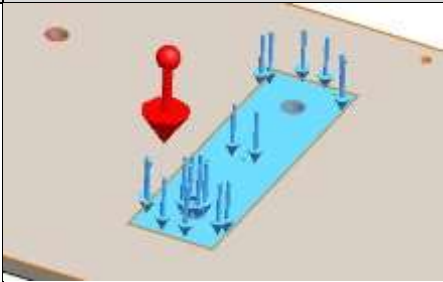
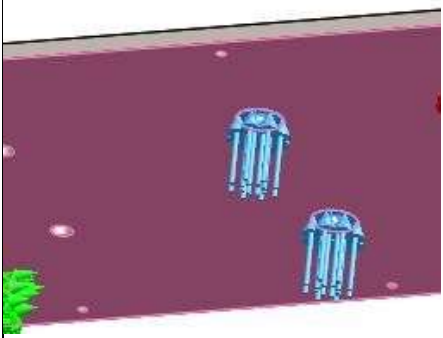
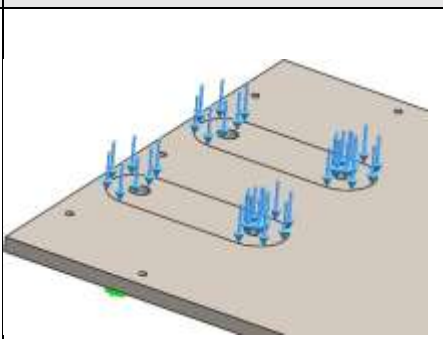
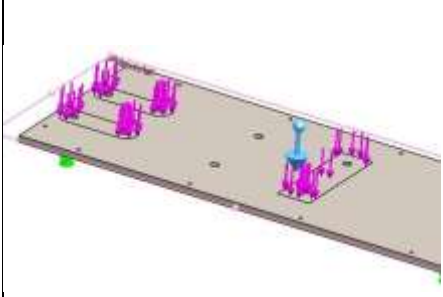
Anexo 12. Coeficientes de fricción de collarín de empuje. Fuente: Budynas y Nisbett 2011

Combinación	En operación	Arranque
Acero suave sobre hierro fundido	0.12	0.17
Acero duro sobre hierro fundido	0.09	0.15
Acero suave sobre bronce	0.08	0.10
Acero duro sobre bronce	0.06	0.08

Anexo 13. Detalles de simulación estática de probeta de fatiga, eje principal y lámina base.

Propiedades de análisis de lámina base		
Referencia de modelo	Propiedades	
	Nombre:	ASTM A36 Acero
	Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal
	Criterio de error predeterminado:	Desconocido
	Límite elástico:	2.5e+008 N/m ²
	Límite de tracción:	4e+008 N/m ²
	Módulo elástico:	2e+011 N/m ²
	Coefficiente de Poisson:	0.26
	Densidad:	7850 kg/m ³
Cargas y sujeciones		
Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción
		Entidades: 1 cara(s)

Fijo-1		Tipo:	Geometría fija
Información de malla			
Tipo de solver	Direct Sparse	Nodos	59330
Tipo de malla	Malla sólida	Puntos Jacobianos	4 Puntos
Mallador utilizado:	Malla estándar	Tamaño de Elementos	7.17335 mm
Transición automática:	Desactivar	Tolerancia	0.358667 mm
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar	Calidad de Malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Cargas aplicadas			
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-1		Referencia:	2 caras
		Tipo:	Aplicar fuerza normal
		Valor:	637,61 N (vertical)

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Fuerza-2		Referencia:	1 cara
		Tipo:	Aplicar fuerza normal
		Valor:	-1436,17 N (Vertical)
Fuerza-3		Referencia:	2 caras
		Tipo:	Aplicar fuerza normal
		Valor:	795,96 N (Vertical)
Fuerza-4		Referencia:	2 caras
		Tipo:	Aplicar fuerza normal
		Valor:	-98 N (vertical)
Gravedad-1		Referencia:	Planta
		Tipo:	
		Valor:	9,81 m*s ⁻²




Anexo 14. Materiales para fabricación de bujes.

Fuente: Revista Tecnun

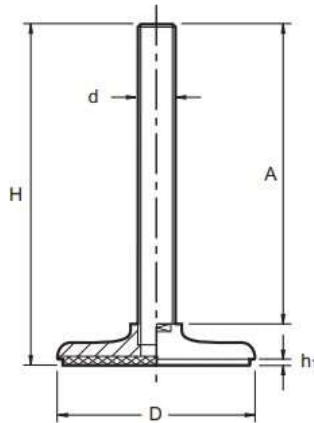
	Carga máxima (MPa)	Temp Máx (°C)	Velocidad máx (m/s)	P.V máx (N/m.s)
Bronce fundido	31	163	0.6	1.5E+05
Bronce poroso	31	66	0.6	1.5E+05
Hierro poroso	55	66	0.3	1.5E+05
Fenólicos	41	93	1.1	4.4E+04
Nilón (nylon)	7	93	0.4	8.8E+03
Teflón	3	260	0.0	2.9E+03
Teflón reforzado	17	260	0.4	2.9E+04
Teflón en tejido	414	260	0.0	7.3E+04
Delrin	7	82	0.4	8.8E+03
Carbono-grafito	4	399	1.1	4.4E+04

Anexo 15. Especificaciones SAE para algunos pernos de acero.

Fuente: Budynas y Nisbett 2011

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

Anexo 16. Características del nivelador ajustable 300/315. Fuente: TECNODIN, catálogo general, 2014



Código	D	d	A	H	h1	Kg*	Color
820804501	40	M8	40	52	3	450	Natural
820804502	40	M10	60	72	3	600	Natural
820805501	50	M8	60	74	3	450	Natural
820805502	50	M10	80	94	3	600	Natural
820805503	50	M12	50	65	3	750	Natural
820805504	50	M12	100	115	3	750	Natural
820808501	80	M16	150	171	3	2000	Natural
820812501	120	M20	200	224	3	3000	Natural
820815501	150	M24	200	226	3	4000	Natural

Acero Inoxidable (AISI 303). Incluye goma (Nitrile) en la base del pie. Para otros diámetros de base, otras roscas y longitudes, consultar.

*Peso max. estático calculado con el eje vertical.

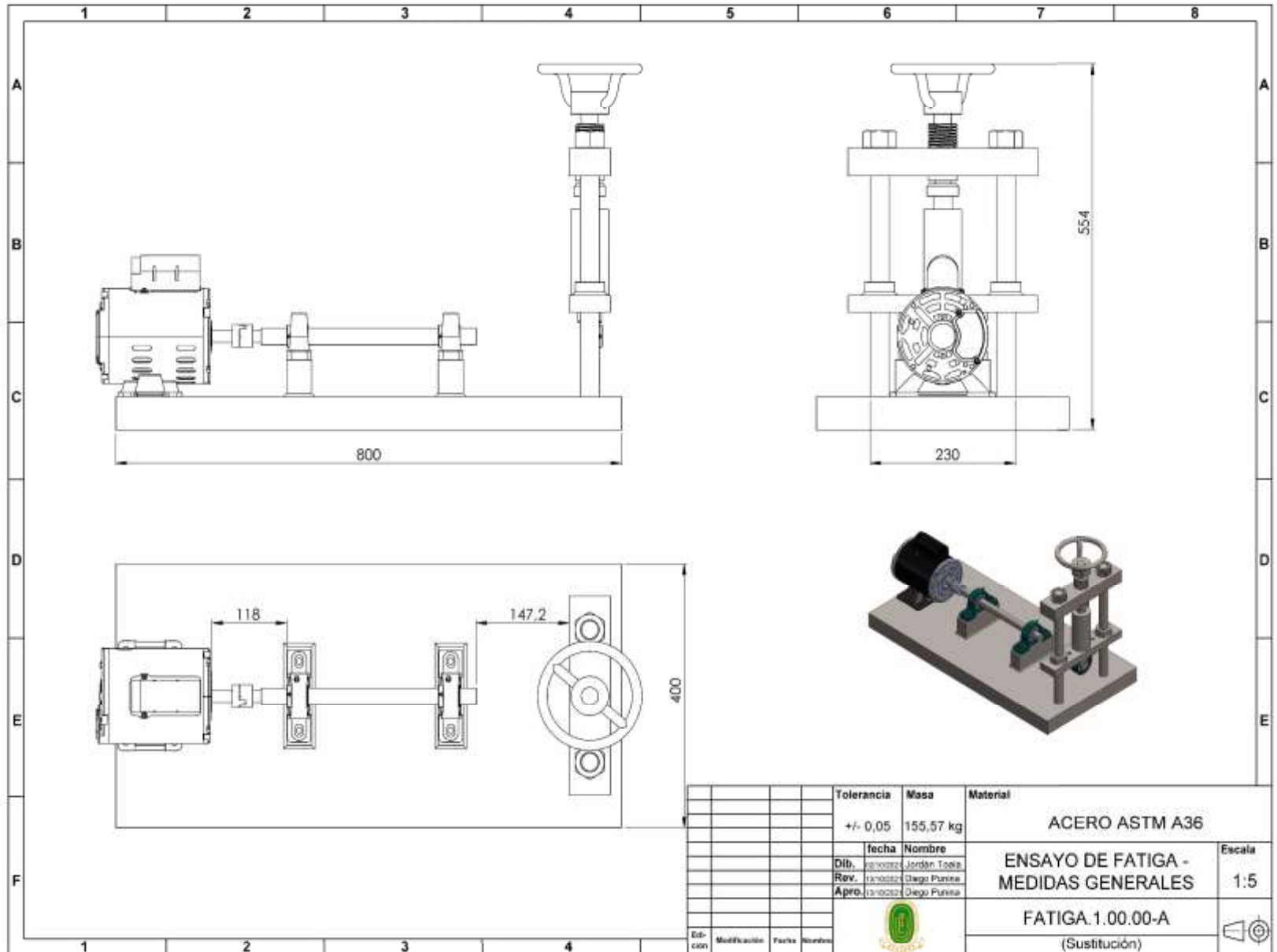
Anexo 17. Ficha técnica del sensor de proximidad

■ Specifications

● DC 3-wire type

Model	PS12-4DN PS12-4DP PS12-4DN2 PS12-4DNU PS12-4DPU PS12-4DN2U	PS17-5DN PS17-5DP PS17-5DN2 PS17-5DNU PS17-5DPU PS17-5DN2U PS17-5DN-F	PS17-8DN PS17-8DP PS17-8DN2 PS17-8DNU PS17-8DPU	PS17-8DN-F PS17-8DP-F PS17-8DN2-F PS17-8DNU-F PS17-8DPU-F PS17-8DN2U-F	PSN25-5DN PSN25-5DP PSN25-5DN2 PSN25-5DP2	PSN30-10DN PSN30-10DP PSN30-10DN2 PSN30-10DP2	PSN30-15DN PSN30-15DP PSN30-15DN2 PSN30-15DP2	PSN40-20DN PSN40-20DP PSN40-20DN2 PSN40-20DP2	PS50-30DN PS50-30DP PS50-30DN2 PS50-30DP2
Detecting distance	4mm ±10%	5mm ±10%	8mm ±10%	5mm ±10%	10mm ±10%	15mm ±10%	20mm ±10%	30mm ±10%	
Hysteresis	Max. 10% of detecting distance								
Standard detecting target	12×12×1mm(Iron)	18×18×1mm(Iron)	25×25×1mm(Iron)			30×30×1mm(Iron)	45×45×1mm(Iron)	60×60×1mm(Iron)	90×90×1mm(Iron)
Setting distance	0~2.8mm	0~3.5mm	0~5.6mm	0~3.5mm	0~7mm	0~10.5mm	0~14mm	0~21mm	
Power supply (Operation voltage)	12~24VDC (10~30VDC)								
Leakage current	Max. 10mA								
Response frequency	500Hz	700Hz	200Hz	300Hz	250Hz	200Hz	100Hz	50Hz	
Residual voltage	Max. 1.5V								
Affection by Temp.	±10% Max. for detecting distance at +20°C within temperature range of -25 ~ +70°C								
Control output	200mA								
Insulation resistance	Min. 50MΩ (at 500VDC)								
Dielectric strength	1500VAC 50/60Hz for 1 minute								
Vibration	1mm amplitude at frequency of 10 ~ 55Hz in each of X, Y, Z directions for 2 hours								
Shock	500m/s ² (50G) X, Y, Z directions for 3 times								
Indicator	Operation indicator (Red LED)								
Ambient temperature	-25 ~ +70°C (at non-freezing status)								
Storage temperature	-30 ~ +80°C (at non-freezing status)								
Ambient humidity	35~95%RH								
Protection circuit	Surge protection circuit, Reverse polarity protection				Surge protection circuit, Reverse polarity protection, Overload & short circuit protection				
Protection	IP67 (IEC specification)								
Approval	CE								
Weight	Approx. 62g	Approx. 71g	Approx. 70g		Approx. 111g	Approx. 158g	Approx. 220g		

Anexo 20. Planos de los elementos fabricados.



Anexo 21. Tamaño total de muestras para el ensayo de fatiga de acuerdo a ASTM E739.

Type of Test	Minimum Number of Specimens ^A
Preliminary and exploratory (exploratory research and development tests)	6 to 12
Research and development testing of components and specimens	6 to 12
Design allowables data	12 to 24
Reliability data	12 to 24

^A If the variability is large, a wide confidence band will be obtained unless a large number of specimens are tested (See 8.1.1).

Anexo 22. Porcentaje de replicación de muestras del ensayo de fatiga según ASTM E739

% replication = $100 [1 - (\text{total number of different stress or strain levels used in testing} / \text{total number of specimens tested})]$

Type of Test	Percent Replication ^A
Preliminary and exploratory (research and development tests)	17 to 33 min
Research and development testing of components and specimens	33 to 50 min
Design allowables data	50 to 75 min
Reliability data	75 to 88 min

^A Note that percent replication indicates the portion of the total number of specimens tested that may be used for obtaining an estimate of the variability of replicate tests.

Anexo 23. Certificado de calidad del acero AISI 4140 empleado en las muestras de fatiga.



QUALITY CERTIFICATE FOR STEEL PRODUCT OF NEWORIGINSTEEL CO., LTD.

深圳新元特钢有限公司 产品合格证明书

Mill Test Certificate

OUR COMPANY IS API SPEC Q1 /TS 29001 / ISO 9001:2008 QUALITY ASSURANCE SYSTEM CERTIFIED

本公司通过API SPEC Q1 /TS 29001 / ISO 9001:2008质量管理体系认证



Certificate No. W024-1509-0412-002 Contract No. W024-1509-0412 Technical Specification 4140 Description of Goods HOT ROLLED, QT, PEELED Certificate of Quality according to: EN 10204 3.1
 质保书编号: W024-1509-0412-002 合同号: W024-1509-0412 技术标准: 4140 产品描述: HOT ROLLED, QT, PEELED 质量证明根据: EN 10204 3.1
 Customer: ACEFER Y CIA LTDA Seller: Shenzhen Neworigin Special Steel Co.,Ltd ALLOY STEEL ROUND BARS

钢号	冶炼炉号	型状	规格 Size (mm)			件/捆数	重量 (kgs)	冶炼工艺	加工工艺	热处理	表面交货状态	加工用途
Steel Grade	Heat No.	Shape	直径/O.D	宽度	长度	Pieces/B	Weight	smelting processing	Making	Heat Treatment	Delivery Condition	Designated Further
4140	14113525819	Round	14.29	/	3000-5800	1	1018	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	15113023433	Round	14.29	/	3000-5800	1	3228	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	15113023433	Round	15.88	/	3000-5800	1	1800	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	15113023433	Round	15.88	/	3000-5800	1	936	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	15113023433	Round	15.88	/	3000-5800	1	2116	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	12213020044	Round	15.88	/	3000-5800	1	852	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	12113523490	Round	19.05	/	3000-5800	1	1612	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	15113023433	Round	19.05	/	3000-5800	1	1804	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining
4140	14113024227	Round	19.05	/	3000-5800	1	1746	EAF	Hot rolled	QT	Peeled	Machining

一、化学成分/Cast Analyse & Chemic: (%)

Heat No.	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	V	W	Cu	其他
14113525819	0.40	0.26	0.78	0.016	0.002	0.99	0.19	/	/	/	/	
15113023433	0.40	0.26	0.76	0.016	0.003	1.02	0.19	/	/	/	/	
12213020044	0.41	0.24	0.92	0.012	0.015	0.98	0.21	/	/	/	/	
12113523490	0.42	0.24	0.77	0.020	0.004	0.97	0.17	/	/	/	/	
14113024227	0.40	0.28	0.81	0.008	0.002	0.99	0.17	/	/	/	/	
15113023598	0.42	0.30	0.79	0.010	0.001	0.98	0.18	/	/	/	/	
15113023597	0.41	0.27	0.81	0.012	0.005	0.99	0.17	/	/	/	/	
12213022260	0.41	0.22	0.75	0.012	0.008	1.00	0.20	/	/	/	/	
1526709	0.40	0.24	0.76	0.011	0.003	0.95	0.18	/	/	/	/	
42B11156F	0.43	0.24	0.76	0.021	0.011	0.99	0.21	/	/	/	/	
1527057	0.39	0.25	0.78	0.014	0.012	0.97	0.18	/	/	/	/	
1535629	0.40	0.23	0.77	0.016	0.010	0.99	0.18	/	/	/	/	
15114052707	0.41	0.29	0.85	0.012	0.026	1.05	0.18	/	/	/	/	

二、力学性能和低倍组织/Mechanical Properties and Macrostructure:

Heat No.	Limite a la tracción/Yield Strength Rel (MPa)	Resistencia a la tracción/Tensile Strength R (Mpa)	Elongación/Elongation A (%)	Reducción/Reduction of area Z (%)	Impact AK (J)	Dureza/Hardness HRC	Macrostructure (General porosity, Central porosity, Square segregation)
14113525819	1073	1155	14	55	85	28-32	0, 1.0, 0.5
15113023433	1088	1159	14	56	82	28-32	0.5, 0.5, 0.5
12213020044	1050	1145	16	54	94	28-32	0.5, 0, 0
12113523490	1045	1113	15	62	99	28-32	0.5, 0, 0
14113024227	1080	1150	15	54	93	28-32	0.5, 1.0, 0.5
15113023598	1039	1120	18	53	95	28-32	0.5, 0.5, 0.5
15113023597	1055	1152	14	56	84	28-32	0.5, 0.5, 0.5
12213022260	1030	1130	16	54	95	28-32	0, 1.0, 1.0
1526709	1082	1197	14	52	90	28-32	0.5, 1.0, 0.5
42B11156F	1070	1160	15	46	98	28-32	1.0, 1.0, 0.5
1527057	1057	1171	15	56	96	28-32	0.5, 0.5, 0.5
1535629	1019	1133	16	55	90	28-32	0, 0.5, 0
15114052707	1041	1132	15	52	80	28-32	0.5, 1.0, 1.0

三、超声波探伤/Ultrasonic Test:

探伤标准/UT standards:

SEP1921-84 C/c

探伤结论/conclusion:

Passed (ok)

四、尺寸、外形和表面质量/Dimensions, Contour and Surface Quality

1 尺寸、外形和表面质量/Dimensions, Contour and Surface Quality: Passed.

五、特殊要求/Special Requirement:

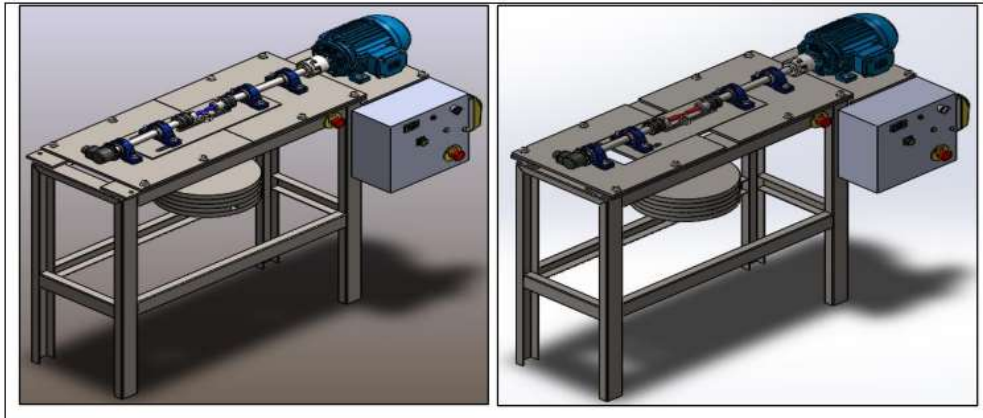
签发日期/Issued date:	6-Nov-15	检验员/Inspector:	检验主管/Manager of Inspection:
捆数/Batch:	支/Piece	46 捆/Bundle	重量/Weight: 92912 Kg

通讯地址: 深圳市福田区红棉路英达科技园A栋206. 新元特钢有限公司. 518000. 电话: (0755)61691888, 传真: (0755) 61691889.

MAIL ADDRESS: RM. 205-206, Building A, Yingdai Digital Technology Park, Futan Free Trade Zone, Shenzhen China. TEL +86 (0755) 61691888 FAX +86 (0755) 61691889

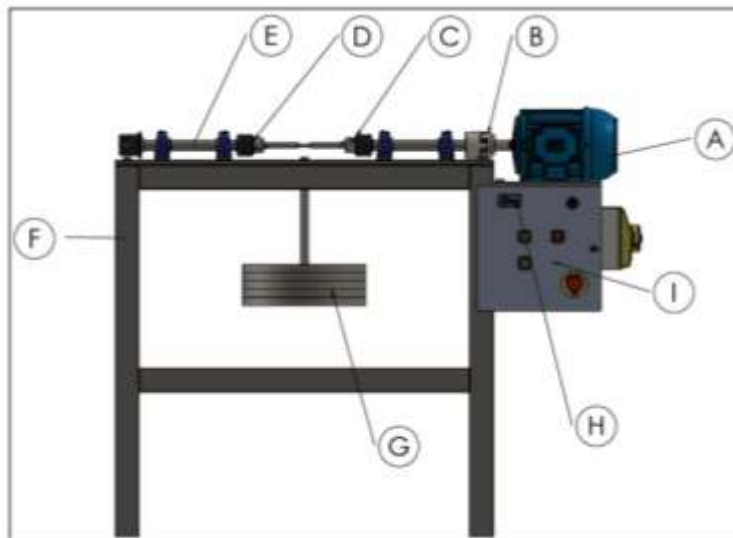


Anexo 24. Diseño de máquina de fatiga ajustable.



Fuente: Tapia, D., 2017.

Anexo 25. Identificación de los componentes de una máquina de fatiga.



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

Fuente: Tapia, D., 2017.

Anexo 26. DATA SHEET.

DATA SHEET



MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA BAJO LA NORMA ASTM E466

AUTOR: TOALA SOLIS JORDAN REINALDO

UBICACIÓN	Laboratorio de Ingeniería Mecánica – Universidad Técnica Estatal de Quevedo	FECHA	Octubre 2021
------------------	---	--------------	---------------------

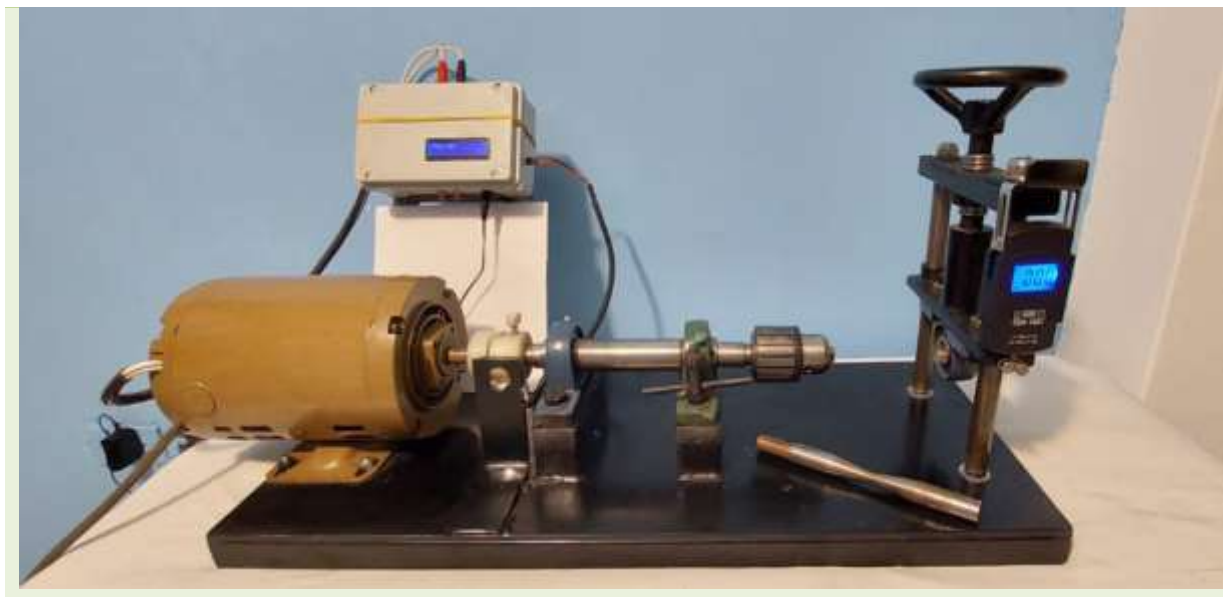
DESCRIPCIÓN

Mediante el sistema de viga en voladizo se realizan ensayos de fatiga para probetas bajo la norma ASTM E466. El cual consiste en sujetar la probeta en la mordaza, y mediante el tornillo aplicar carga; poner a girar y contar las vueltas a las cuales ocurre la falla.

ESPECIFICACIONES GENERALES

ANCHO: 300 mm	ALTURA : 500 mm	LARGO: 700 mm
----------------------	------------------------	----------------------



FOTO DEL EQUIPO



ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

- ✓ **Masa: 60 kg.**
- ✓ **Voltaje de operación: 110 V.**
- ✓ **Velocidad de rotación: 3600 RPM.**
- ✓ **Tipo de medidores: Digital.**
- ✓ **Carga máxima: 650 N.**
- ✓ **Materiales a ensayar: Resistencia última menoreso iguales a 950 MPa.**
- ✓ **Tipo de probetas: según norma ASTM E466.**
- ✓ **Longitud de las probetas: 220 mm.**

Anexo 28. Manual de operación.

No.	Consideraciones	
1	<p>Compruebe que los componentes de la máquina y la unidad focal están en buen estado.</p>	
2	<p>Conecte los sensores y el motor a la unidad focal y el último a la toma de corriente de 110 V, asegurándose de que el cableado no se entrometa en los componentes mecánicos.</p>	

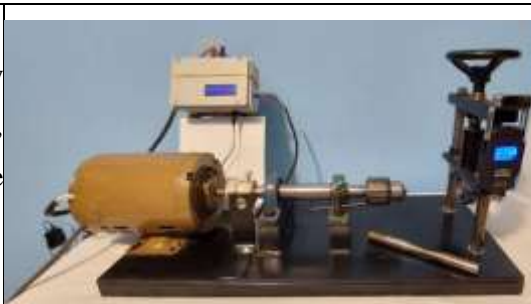
3	<p>Encienda la unidad focal a través de la palanca de fuerza. Además, compruebe la actividad del motor con los botones de inicio y parada.</p>	
4	<p>Colocar la probeta, pasar la probeta por el rodamiento de carga hasta introducirla y sujetarla con la mordaza, luego sujetar en el rodamiento con los prisioneros.</p>	
5	<p>Verificar que no se presenten cargas sobre la probeta, pulse los botones de reinicio del contador de ciclos y del puntero .</p>	

6	<p>Encender el motor mediante el botón de arranque e inmediatamente aplicar carga girando el volante hasta llegar a un valor cercano al deseado.</p>	
7	<p>Aplicar un valor de carga .</p>	
8	<p>Esperar a que falle la probeta o en su defecto detener el motor mediante el botón de parada y registrar el valor de ciclos.</p>	

Anexo 29. Manual de mantenimiento.

Limpieza

- ✓ Limpiar la máquina con un paño de tela suave y limpio; además limpiar las barras guía, mordaza, eje, motor, tornillo y rieles de la guarda de protección(manteamiento rutinario).



Lubricación

- ✓ Cada año se aplica grasa de uso general entre los bujes, en primer lugar, retirando la viga móvil de la máquina. Se debe lubricar las barras guía con aceite cada vez que se vaya a utilizar la máquina



Mantenimiento

- ✓ La actividad del motor, el contador de ciclos, el medidor de carga, el interruptor de parada programada y la unidad de control deben ser realmente revisados a intervalos regulares.
- ✓ La máquina también debe ser revisada después de sustituir o cambiar piezas que puedan influir en la disposición de la estructura de pivote, o cuando haya motivos para cuestionar la precisión de los resultados, prestando poca atención al tiempo.
- ✓ Los pernos y las piezas de interconexión deben cambiarse a intervalos regulares.
- ✓ Los cabezales fueron elegidos para una existencia de 5 años, en cualquier caso, deberían realizarse controles preventivos. En el caso de que estos componentes se averíen, deben ser sustituidos



Anexo 30 . Recomendaciones generales de prevención para las prácticas en laboratorios con riesgos mecánicos

HÁBITOS PERSONALES

Nº	Observaciones
1	No se llevarán ropas holgadas, bufandas, cadenas, anillos ni ningún otro elemento que pueda resultar atrapado por los equipos.
2	En el taller siempre es recomendable llevar recogidos los cabellos, ya que el pelo largo puede engancharse en los montajes y equipos.
3	No se deben dejar objetos personales (abrigos, mochilas, carpetas, etc.) en mesas de trabajo o equipos, ya que pueden entorpecer las prácticas que vas a realizar y ser la causa de posibles accidentes.
4	No se debe comer ni beber dentro del taller.
5	Es aconsejable lavarse las manos siempre que se tenga contacto con alguna sustancia y antes de salir del taller.
6	Cuando se trabaja en el laboratorio es aconsejable no llevar: pantalón corto, faldas cortas, sandalias, zapatos abiertos, etc., es decir zonas descubiertas de piel que queden expuestas a las proyecciones.

HÁBITOS DE TRABAJO

Para el desarrollo de las prácticas que vas a realizar, cada alumno debe tener para su uso personal los materiales que el docente le indiquen. Tener en cuenta que siempre, antes de iniciar una práctica, se debe conocer y analizar todo su contenido, con el fin de entender el “por qué” de todo lo que se va a realizar posteriormente. Por eso es importante que, si alguien no sabe algo, no recuerda algo, o tiene alguna duda, pregunte a su docente.

Nº	Observaciones
1	No debe utilizarse los equipos sin la autorización expresa del docente
2	El Laboratorio debe mantenerse ordenado y limpio porque el orden y la limpieza evitan que se produzcan accidentes.
3	Nunca se debe trabajar solo en el laboratorio

4	Al terminar una tarea u operación la mesa de trabajo y/o el equipo debe quedar limpio, los materiales utilizados ordenados y los equipos apagados.
---	--