

Universidad Católica de Santa María
Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica-Eléctrica
y Mecatrónica



**ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL DEL EFECTO DE LA CONCENTRACIÓN DE
ESFUERZOS EN LA RESISTENCIA A LA FATIGA DEL ACERO SAE 1045**

Tesis presentada por el Bachiller
Oviedo Loayza, Gustavo Eduardo

Para optar al Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Asesor
**PhD. Alcázar Rojas, Hermann
Enrique**

Arequipa – Perú

2022

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
TITULACIÓN CON TESIS
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR

Arequipa, 02 de Diciembre del 2021

Dictamen: 001412-C-EPIMMEM-2021

Visto el borrador del expediente 001412, presentado por:

2012203521 - OVIEDO LOAYZA GUSTAVO EDUARDO

Titulado:

**ESTUDIO TEÓRICO EXPERIMENTAL DEL EFECTO DE LA CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS EN
LA RESISTENCIA A LA FATIGA DEL ACERO SAE 1045**

Nuestro dictamen es:

APROBADO

**1828 - GORDILLO ANDIA CARLOS ALBERTO
DICTAMINADOR**



**1893 - CASTRO VALDIVIA JORGE LUIS
DICTAMINADOR**



**1895 - CARPIO RIVERA MARCO ANTONIO
DICTAMINADOR**



DEDICATORIA

A mis padres, por su amor incondicional, por su apoyo en cada momento de mi vida, por su sacrificio para darme lo mejor y por sus enseñanzas, que me permitieron ser la persona que soy hoy en día. A ustedes, que se lo debo todo.



AGRADECIMIENTOS

Agradezco en primer lugar a Dios, por su bendición y por permitirme alcanzar esta meta.

A mis padres, por ser los guías de mi camino y por su apoyo para lograr todas mis metas.

A mis docentes quienes con sus enseñanzas fueron partícipes de mi formación profesional, y en especial al PhD. Hermann Alcázar por su apoyo en el desarrollo de este proyecto.



RESUMEN

El presente proyecto de investigación consiste en el estudio del efecto de la concentración de esfuerzos en la resistencia a la fatiga del acero SAE 1045. En una primera parte se desarrolla el diseño y fabricación de la parte estructural del módulo de ensayos de fatiga por flexión rotativa, que consta de ejes, rodamientos, mordazas, acoplamiento y bastidor. En la segunda parte se realizan los ensayos de resistencia a la fatiga utilizando probetas de acero SAE 1045, con diferentes tipos de concentradores de esfuerzos. Luego, se analizan los resultados obtenidos para determinar la influencia de la concentración de esfuerzos en la resistencia a la fatiga del material y se comparan con el comportamiento teórico esperado. También se implementa un modelo de análisis por elementos finitos, bajo el cual se realizan simulaciones para los mismos casos de concentraciones de esfuerzos, y donde se determina el efecto de estas concentraciones de esfuerzos en la resistencia a la fatiga, comparándose de la misma forma con el comportamiento teórico. Los resultados obtenidos, tanto en el procedimiento experimental como en el análisis por elementos finitos demuestran que la concentración de esfuerzos produce una disminución en la resistencia a la fatiga del acero SAE 1045.

Palabras Clave: fatiga, resistencia a la fatiga, concentración de esfuerzos, flexión rotativa, máquina de fatiga.

ABSTRACT

This research project consists of the study of the effect of stress concentration on the fatigue resistance of SAE 1045 steel. In the first part, the design and manufacture of the structural part of the rotary bending fatigue test module is developed, consisting of shafts, bearings, jaws, coupling and frame. In the second part, fatigue resistance tests are carried out using SAE 1045 steel specimens, with different types of stress concentrators. Then, the results obtained are analyzed to determine the influence of the stress concentration on the fatigue resistance of the material and compared with the expected theoretical behavior. A finite element analysis model is also implemented, under which simulations are carried out for the same cases of stress concentrations, and where the effect of these stress concentrations on fatigue resistance is determined, comparing in the same way with theoretical behavior. The results obtained, both in the experimental procedure and in the finite element analysis, show that the stress concentration produces a decrease in the fatigue resistance of SAE 1045 steel.

Keywords: fatigue, fatigue strength, stress concentration, rotating bending, fatigue testing machine.

ÍNDICE GENERAL

	<u>Pág.</u>
AGRADECIMIENTOS.....	iv
RESUMEN.....	v
ABSTRACT	vi
ÍNDICE GENERAL.....	vii
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO I.....	3
1. PLANTEAMIENTO TEÓRICO	3
1.1. Identificación del Problema	3
1.2. Descripción del Problema	3
1.3. Campo, Área y Línea de Investigación	4
1.4. Estado del Arte.....	4
1.5. Hipótesis	6
1.6. Objetivos.....	6
1.6.1. Objetivo General.....	6
1.6.2. Objetivos Específicos	6
1.7. Alcance.....	7
1.8. Metodología.....	7
1.8.1. Metodología de Investigación	7
1.8.2. Metodología de Diseño	8
CAPITULO II.....	10
2. PLANTEAMIENTO TEÓRICO	10

2.1.	Fatiga.....	10
2.2.	Etapas de Falla por Fatiga	11
2.3.	Diagrama de Wöhler	12
2.4.	Resistencia a la Fatiga y Límite de Resistencia a la Fatiga	13
2.5.	Factores que Modifican el Límite de Resistencia a la Fatiga	13
2.6.	Concentración de Esfuerzos.....	17
2.7.	Máquinas de Ensayos de Fatiga.....	19
2.8.	Componentes de Máquinas de Ensayos de Fatiga	19
2.9.	Método de Flexión Rotativa	20
2.10.	Máquina de R. R. Moore	21
CAPITULO III		25
3. DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL MÓDULO		25
3.1.	Reconocimiento de la Necesidad.....	25
3.2.	Definición del Problema.....	26
3.2.1.	Requerimientos	26
3.2.2.	Secuencia de Funciones.....	27
3.3.	Diseño Conceptual	27
3.3.1.	Selección del Tipo de Máquina de Fatiga	28
3.3.2.	Especificaciones Técnicas	33
3.3.3.	Matriz Morfológica	34
3.4.	Diseño Preliminar.....	35
3.4.1.	Carga Aplicada a la Probeta.....	36
3.4.2.	Diseño de Ejes.....	38
3.4.3.	Cálculo y Selección de Rodamientos	44
3.4.4.	Cálculo y Selección de Acople	46
3.4.5.	Cálculo de Elemento Transmisor de Potencia.....	48

3.4.6.	Diseño de Placa Soporte Principal.....	53
3.4.7.	Diseño de Estructura Soporte.....	60
3.5.	Diseño Detallado.....	69
3.6.	Construcción del Módulo.....	69
3.6.1.	Fabricación de Componentes.....	70
3.6.2.	Ensamble del Módulo.....	71
CAPITULO IV.....		75
4. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL.....		75
4.1.	Acero SAE 1045.....	75
4.2.	Procedimiento Experimental.....	76
4.3.	Probetas para Ensayos de Fatiga.....	78
4.3.1.	Dimensiones de Probeta.....	78
4.3.2.	Fabricación de Probetas.....	80
4.4.	Procedimiento del Ensayo de Fatiga.....	81
4.5.	Validación del Módulo de Fatiga.....	87
4.6.	Resultados de los Ensayos.....	90
4.6.1.	Caso 1: Probeta sin Concentración de Esfuerzos.....	91
4.6.2.	Caso 2: Probeta Ranurada.....	92
4.6.3.	Caso 3: Probeta con Ranura de Fondo Plano.....	94
4.6.4.	Caso 4: Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete.....	95
4.6.5.	Caso 5: Probeta con Agujero Transversal.....	96
4.7.	Análisis de Resultados.....	98
4.7.1.	Caso 2: Probeta Ranurada.....	99
4.7.2.	Caso 3: Probeta con Ranura de Fondo Plano.....	99
4.7.3.	Caso 4: Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete.....	100
4.7.4.	Caso 5: Probeta con Agujero Transversal.....	101

4.7.5.	Comparación de Resultado Experimental con Efecto Teórico	101
CAPITULO V.....		103
5. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS.....		103
5.1.	Implementación del Modelo por Elementos Finitos	103
5.2.	Validación del Modelo por Elementos Finitos.....	110
5.2.1.	Resultados Esfuerzo de Von Mises.....	111
5.2.2.	Resultados Vida a Fatiga.....	112
5.3.	Resultados del Análisis de Fatiga por Elementos Finitos.....	116
5.3.1.	Caso 1: Probeta sin Concentración de Esfuerzos	116
5.3.2.	Caso 2: Probeta Ranurada	116
5.3.3.	Caso 3: Probeta con Ranura de Fondo Plano	117
5.3.4.	Caso 4: Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete	118
5.3.5.	Caso 5: Probeta con Agujero Transversal.....	119
5.4.	Análisis de Resultados.....	120
5.4.1.	Caso 2: Probeta Ranurada	121
5.4.2.	Caso 3: Probeta con Ranura de Fondo Plano	122
5.4.3.	Caso 4: Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete	123
5.4.4.	Caso 5: Probeta con Agujero Transversal.....	124
5.5.	Comparación de Resultados Teórico, Experimental y Simulación	124
CONCLUSIONES		127
RECOMENDACIONES		128
REFERENCIAS.....		129
ANEXO A		133
ANEXO B		134
ANEXO C		135
ANEXO D		136

ANEXO E.....	138
ANEXO F.....	139
ANEXO G.....	140



ÍNDICE DE FIGURAS

	<u>Pág.</u>
Figura 1.1 Etapas del método científico	8
Figura 2.1 Superficie de fractura por fatiga.....	11
Figura 2.2 Diagrama S-N para un acero.....	12
Figura 2.3 Diagrama S-N para diversos materiales no ferrosos	13
Figura 2.4 Parámetros del factor de superficie	15
Figura 2.5 Parámetros del factor de temperatura	16
Figura 2.6 Factores de confiabilidad	16
Figura 2.7 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a flexión y carga axial....	18
Figura 2.8 Formas de aplicación de carga en ensayos de flexión rotativa.....	21
Figura 2.9 Esquema de la Máquina R.R. Moore	22
Figura 2.10 Diagrama del cuerpo libre en la Máquina de Moore	22
Figura 2.11 Diagramas de cargas internas en la Máquina de Moore	24
Figura 3.1 Matriz Morfológica	34
Figura 3.2 Conceptualización del diseño	35
Figura 3.3 Esquema de cargas de la máquina	37
Figura 3.4 Diagrama de cargas internas del sistema de ejes y probeta.....	39
Figura 3.5 Rodamientos Y SKF E2	45
Figura 3.6 Acoplamientos de quijada	47
Figura 3.7 Tabla de dimensiones de algunas aplicaciones de chavetas.....	49
Figura 3.8 Esquema de fuerzas sobre chaveta	50
Figura 3.9 Tornillos de sujeción	51
Figura 3.10 Tabla de sujeción típica de tornillos de presión de cabeza hueca	52
Figura 3.11 Placa soporte principal	53
Figura 3.12 Diagrama de cargas internas de Placa Soporte Principal	56
Figura 3.13 Sección de placa soporte principal	56
Figura 3.14 Modelado de Placa Soporte Principal en Autodesk Inventor	59
Figura 3.15 Esfuerzo de Von Mises en placa soporte principal.....	59
Figura 3.16 Deformación de placa soporte principal	60
Figura 3.17 Configuración de la estructura soporte.....	61

Figura 3.18	Combinaciones de carga según LRFD.	62
Figura 3.19	Características de viga simple con carga distribuida uniforme.....	63
Figura 3.20	Tabla de factores de longitud efectivos	67
Figura 3.21	Modelado de estructura soporte	68
Figura 3.22	Resultados de simulación de estructura soporte.....	69
Figura 3.23	Modelado de eje conductor	70
Figura 3.24	Modelado de eje conducido.....	70
Figura 3.25	Estructura del Módulo de Fatiga	72
Figura 3.26	Ensamble de eje y chumaceras	72
Figura 3.27	Ensamble de chuck y eje.....	73
Figura 3.28	Distribución de componentes sobre estructura.....	73
Figura 3.29	Ensamble de motor eléctrico, acople y eje conductor.....	74
Figura 3.30	Ensamble final del Módulo de Fatiga	74
Figura 4.1	Eje ranurado	77
Figura 4.2	Eje con ranura de fondo plano	77
Figura 4.3	Eje con agujero trasversal	77
Figura 4.4	Forma y dimensiones típicas de la probeta para ensayos de fatiga	78
Figura 4.5	Dimensiones de probeta para ensayos de fatiga	79
Figura 4.6	Dimensiones de probeta ranurada.....	79
Figura 4.7	Dimensiones de probeta con ranura de fondo plano	79
Figura 4.8	Dimensiones de probeta con ranura de fondo plano con filete	80
Figura 4.9	Dimensiones de probeta con agujero trasversal.....	80
Figura 4.10	Proceso de fabricación de probetas.....	81
Figura 4.11	Desajuste de chumaceras y retiro de eje conducido	82
Figura 4.12	Montaje de probeta	82
Figura 4.13	Reposición de eje conducido.....	83
Figura 4.14	Ajuste de probeta	83
Figura 4.15	Energización del equipo	84
Figura 4.16	Reinicio de contador.....	84
Figura 4.17	Accionamiento de motor.....	85
Figura 4.18	Aplicación de fuerza	85
Figura 4.19	Fuerza mostrada en dinamómetro digital.....	86

Figura 4.20	Fin del ensayo	86
Figura 4.21	Curva S-N Ensayos Validación.....	88
Figura 4.22	Curva S-N Validación vs Curva S-N Teórica.....	89
Figura 4.23	Probetas sin concentración de esfuerzos.....	91
Figura 4.24	Curva S-N resultados ensayos de probeta sin concentración de esfuerzos..	92
Figura 4.25	Probetas ranuradas.	92
Figura 4.26	Curva S-N ensayos probeta ranurada.....	93
Figura 4.27	Probetas con ranura de fondo plano.....	94
Figura 4.28	Curva S-N ensayos probeta con ranura de fondo plano	95
Figura 4.29	Curva S-N ensayos probeta con ranura de fondo plano con filete	96
Figura 4.30	Probetas con agujero transversal.....	96
Figura 4.31	Curva S-N ensayos probeta con agujero transversal.....	97
Figura 4.32	Curva S-N para diferentes casos de concentración de esfuerzos	98
Figura 5.1	Sistemas de análisis disponibles en ANSYS	104
Figura 5.2	Elementos del análisis en ANSYS	104
Figura 5.3	Creación de nuevo material acero AISI 1045	105
Figura 5.4	Propiedades del nuevo material	105
Figura 5.5	Ingreso de datos de curva S-N del material.	106
Figura 5.6	Modelado de probeta.....	107
Figura 5.7	Variación de probeta para simulación.	107
Figura 5.8	Generación de malla en el elemento a analizar	108
Figura 5.9	Representación de apoyos de probeta - ANSYS.....	109
Figura 5.10	Representación de fuerzas en probeta - ANSYS.....	109
Figura 5.11	Selección de resultados para la simulación.....	110
Figura 5.12	Resultados de simulación - Esfuerzo de Von Mises	111
Figura 5.13	Resultados de simulación - Vida a fatiga	113
Figura 5.14	Curva S-N Validación Simulación ANSYS	114
Figura 5.15	Curva S-N Validación Simulación vs Curva S-N Teórica	114
Figura 5.16	Curva S-N Resultados Simulación Probeta Ranurada.....	117
Figura 5.17	Curva S-N Resultados Simulación Probeta con Ranura de Fondo Plano.....	118
Figura 5.18	Curva S-N Resultados Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete.....	119
Figura 5.19	Curva S-N Resultados Simulación Probeta con Agujero transversal.....	120

Figura 5.20 Curva S-N para diferentes casos de concentración de esfuerzos 121

Figura 5.21 Efecto teórico vs Efecto experimental vs Efecto simulación..... 125



ÍNDICE DE TABLAS

	<u>Pág.</u>
Tabla 3.1	Lista de Requerimientos 26
Tabla 3.2	Jerarquización de criterios de evaluación 30
Tabla 3.3	Matriz de valoración mediante valor técnico ponderado..... 32
Tabla 3.4	Especificaciones Técnicas 33
Tabla 3.5	Peso de elementos que soporta la estructura. 61
Tabla 4.1	Composición química del acero SAE 1045..... 75
Tabla 4.2	Propiedades del acero SAE 1045 76
Tabla 4.3	Resultados del ensayo de tracción. 76
Tabla 4.4	Resultados ensayos para validación de módulo de fatiga 87
Tabla 4.5	Error en resultados de validación..... 89
Tabla 4.6	Resultados del ensayo de tracción a acero SAE 1045para ensayos..... 90
Tabla 4.7	Resultados ensayos probeta sin concentración de esfuerzos..... 91
Tabla 4.8	Resultados ensayos probeta ranurada..... 93
Tabla 4.9	Resultados ensayo probeta con ranura de fondo plano 94
Tabla 4.10	Resultados ensayos probeta con ranura de fondo plano con filete 95
Tabla 4.11	Resultados ensayos probeta con agujero transversal..... 97
Tabla 4.12	Efecto en la resistencia a la fatiga en probeta ranurada..... 99
Tabla 4.13	Efecto en probeta con ranura de fondo plano 100
Tabla 4.14	Efecto en probeta con ranura de fondo plano con filete 100
Tabla 4.15	Efecto en la resistencia a la fatiga en probeta con agujero transversal 101
Tabla 4.16	Efecto en la resistencia a la fatiga teórico vs experimental 102
Tabla 5.1	Resultados de simulación para validación de modelo - Vida a fatiga 113
Tabla 5.2	Error en resultados de validación de simulación 115
Tabla 5.3	Resultados simulación - Probeta ranurada 116
Tabla 5.4	Resultados simulación - Probeta con ranura de fondo plano 117
Tabla 5.5	Resultados simulación - Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete ... 118
Tabla 5.6	Resultados simulación - Probeta con agujero transversal 119
Tabla 5.7	Efecto en la resistencia a la fatiga en probeta ranurada..... 122
Tabla 5.8	Efecto en probeta con ranura de fondo plano 122

Tabla 5.9	Efecto en probeta con ranura de fondo plano con filete.....	123
Tabla 5.10	Efecto en la resistencia a la fatiga en probeta con agujero transversal	124
Tabla 5.11	Efecto en la resistencia a la fatiga teórico vs experimental vs simulación .	125



INTRODUCCIÓN

En la mayoría de las aplicaciones de ingeniería, los componentes mecánicos se encuentran sometidos a cargas que varían con el tiempo, lo que produce la rotura de dichos componentes. Esto es conocido como falla por fatiga, y se produce con valores de carga inferiores al límite de resistencia estática. La fatiga es un tipo de falla que se continúa estudiando en la actualidad, pues es uno de los fenómenos de mayor trascendencia en la ingeniería, ya que representa la causa más frecuente de las roturas de componentes metálicos. “Se estima que la fatiga es la causa de aproximadamente el 90% de las roturas metálicas” (Callister, 2002).

Existen muchos factores que afectan la resistencia a la fatiga de los materiales, como, por ejemplo: la superficie, el tamaño, la carga y la temperatura. Un factor muy importante que también afecta la resistencia a la fatiga de los materiales es la concentración de esfuerzos, por lo que el propósito de la presente investigación es evaluar el efecto de la concentración de esfuerzos en la resistencia a la fatiga del acero SAE 1045, mediante un estudio teórico experimental.

El primer capítulo consta del planteamiento teórico del proyecto, en éste se describe el problema, el alcance del proyecto y los objetivos que se buscan alcanzar. Además, se hace un estudio de los antecedentes referidos a la investigación de la fatiga, el efecto de la concentración de esfuerzos en ésta y el diseño de máquinas de ensayos de fatiga de flexión rotativa.

El segundo capítulo contiene el marco teórico necesario para el desarrollo de la investigación, en este capítulo se desarrolla la teoría del fenómeno de la fatiga, las bases

teóricas para la realización del diseño del módulo para realizar los ensayos de fatiga y las especificaciones de los ensayos

En el tercer capítulo se desarrolla el diseño y construcción de la parte estructural del módulo de ensayos de fatiga, que consta de ejes, rodamientos, mordazas, acoplamientos y el bastidor. Se realizan todos los cálculos necesarios para el diseño y selección de los diferentes componentes que forman parte de la máquina.

En el cuarto capítulo se desarrolla el procedimiento experimental, se describen y se analizan los resultados de los ensayos de resistencia a la fatiga por flexión rotativa. Para estos ensayos se utilizan probetas de acero SAE 1045, con diferentes tipos de concentradores de esfuerzos. Se analizan los resultados obtenidos referentes al efecto de los diferentes concentradores de esfuerzos.

Finalmente, en el quinto capítulo se describe la implementación de un modelo por elementos finitos donde se muestran y analizan los resultados de diferentes simulaciones para diferentes casos de concentraciones de esfuerzos.

CAPITULO I

1. PLANTEAMIENTO TEÓRICO

1.1. Identificación del Problema

Los componentes mecánicos presentan muchas veces concentraciones de esfuerzos debido a su geometría y éste es un factor importante que modifica su resistencia en comportamiento a fatiga. Si bien es cierto se conoce por teoría que estas concentraciones de esfuerzos disminuyen la resistencia a la fatiga, se requiere conocer y cuantificar este efecto, específicamente en unos de los materiales más utilizados para la fabricación de ejes de maquinaria, el acero SAE 1045.

La pregunta de investigación está referida a: ¿Cuál es el efecto que tiene la concentración de esfuerzos en el comportamiento a fatiga del acero SAE 1045?

1.2. Descripción del Problema

Es muy común que los componentes mecánicos utilizados en máquinas presenten irregularidades. Los ejes rotatorios deben presentar cambios en su sección para que los cojinetes asienten de manera apropiada, también deben tener ranuras para las chavetas. Estas discontinuidades alteran la distribución de esfuerzos en los alrededores y producen

concentración del esfuerzo. Esta concentración de esfuerzos es un factor importante que modifica la resistencia a la fatiga de los materiales.

Es por ello, que surge la necesidad de realizar un estudio para comprobar los efectos de estos concentradores de esfuerzos en la resistencia a la fatiga de los materiales, específicamente en el acero SAE 1045. Asimismo, surge la necesidad de diseñar y fabricar un módulo para realizar estos ensayos y así desarrollar el estudio mencionado.

1.3. Campo, Área y Línea de Investigación

- **Campo:** Ingeniería.
- **Área:** Ingeniería Mecánica.
- **Línea de Investigación:** Resistencia de materiales

1.4. Estado del Arte

El presente proyecto está conformado por dos partes, una parte experimental y una parte de diseño. Para el desarrollo de la parte experimental se ha tomado como referencia proyectos de investigación relacionados al estudio, análisis y evaluación de la fatiga; mientras que para el desarrollo de la parte del diseño y construcción del módulo se ha tomado como referencia proyectos de investigación referidos al diseño de máquinas para realizar ensayos de fatiga. A continuación, se describen los trabajos más importantes que se utilizaron como referencia para el desarrollo del presente trabajo de investigación.

Como primera referencia se tiene el artículo científico titulado: "Evaluación de la resistencia a fatiga y límite de fatiga de aceros de medio y bajo carbono" (Este, Sáenz, & Laura, 2004). En este trabajo se estudió el comportamiento a fatiga de los aceros AISI 1020, AISI 1030 y AISI 1045. Se realizaron ensayos en condiciones de flexión rotativa, se determinaron las curvas S-N y se evaluaron las superficies de fractura de las probetas. Finalmente, se concluyó que la resistencia a fatiga y el límite de fatiga incrementan con el aumento del porcentaje de carbono.

Como segunda referencia se tiene el artículo científico titulado: “Effect of stress concentration on fatigue-crack initiation in HY-130 steel” (Barsom & McNicol, 1974). En este trabajo se investigó la vida de inicio de la rotura por fatiga en el acero HY-130 mediante el análisis de muestras con agudeza de muesca variable. Los resultados mostraron que el número de ciclos transcurridos necesarios para iniciar una grieta por fatiga depende de la variación del factor de concentración de esfuerzos y el radio de muesca.

Como tercera referencia se tiene el artículo científico titulado: “Assessment of the effect of stress concentration on the fatigue resistance of structural materials under asymmetrical loading” (Pogrebnyak, Regul’skii, & Zheldubovskii, 2013). En este trabajo se realizó una evaluación computacional y experimental de la sensibilidad de los materiales estructurales a la concentración de esfuerzos bajo cargas asimétricas de alto ciclo por tensión-compresión, flexión y torsión. Los resultados calculados mediante la evaluación computacional coincidieron con los datos experimentales.

Como cuarta referencia se tiene el trabajo presentado a la Universidad de Piura, titulado: “Análisis de fatiga en piezas mecánicas usando el método de los elementos finitos” (García Lazo, 2009). En este trabajo se exponen los métodos analíticos más utilizados para el estudio de la fatiga, acompañándolos con el estudio mediante el método de los elementos finitos. También se realiza el estudio de la fatiga en tres casos reales diferentes: un gancho, un eje de transmisión y un acople de eje generador.

Como quinta referencia se tiene el proyecto de investigación presentado a la Universidad Central de Venezuela y lleva por título “Diseño, construcción y puesta en funcionamiento de una máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa” (Medina & Oropeza, 2005). Este trabajo consistió en la construcción de una máquina de ensayos de fatiga por flexión rotativa como necesidad en el Laboratorio Nacional de Referencia para la Evaluación de Propiedades Mecánicas, Desgaste y Corrosión. Se desarrollaron los cálculos de los componentes y sistemas que conforman dicha máquina, así como se implementaron los avances disponibles en tecnología digital.

Finalmente, se tiene como referencia el proyecto titulado “Diseño y construcción de una máquina de ensayos de fatiga bajo la Norma ASTM E466 para el Laboratorio de Materiales y Procesos de la Universidad de Córdoba” (Rosso Talaigua & Cogollo Bello, 2017). Este proyecto consistió en el diseño y construcción de una máquina de ensayos de fatiga usando el método de viga rotativa con carga en voladizo y se realizaron ensayos para el acero AISI 4140.

1.5. Hipótesis

Dado: Que existen componentes mecánicos con diversas geometrías que producen concentraciones de esfuerzos.

Es probable: Que estas concentraciones de esfuerzos produzcan una disminución en la resistencia a la fatiga, que variará debido al tipo y tamaño de muesca.

1.6. Objetivos

1.6.1. Objetivo General

Evaluar el efecto de la concentración de esfuerzos en la resistencia a la fatiga del acero SAE 1045 mediante un estudio teórico experimental.

1.6.2. Objetivos Específicos

- Diseñar la parte estructural del módulo de ensayos de fatiga de tipo flexión rotativa.
- Construir el módulo de ensayos de fatiga de flexión rotativa.
- Demostrar experimentalmente la relación existente entre la concentración de esfuerzos y la resistencia a la fatiga del acero SAE 1045.
- Hallar las curvas S-N para diferentes casos de concentración de esfuerzos, identificando los efectos generados.
- Analizar el efecto de la concentración de esfuerzos en la resistencia a la fatiga del acero SAE 1045 mediante el método de elementos finitos.

- Comparar los resultados experimentales y los resultados obtenidos por elementos finitos con el comportamiento teórico.

1.7. Alcance

El presente proyecto contempla el estudio teórico-experimental del efecto causado por la concentración de esfuerzos en la resistencia a la fatiga de los materiales, que comprende ensayos experimentales y análisis por elementos finitos. Para este estudio se utiliza el acero SAE 1045, por ser un acero comercial utilizado en la fabricación de componentes de maquinaria, sobre todo ejes.

Para la realización de este estudio también es necesario el diseño y construcción de un módulo de ensayos de fatiga de flexión rotativa, que se realiza en colaboración con el Bachiller de Ingeniería Mecánica Eléctrica Josué Roldán Ramírez. En la presente tesis se desarrolla el diseño y construcción de la parte estructural del módulo.

1.8. Metodología

1.8.1. Metodología de Investigación

El método a utilizar en el presente trabajo de investigación se sustenta en el método científico. Las etapas del método científico son:

- a. Identificación del problema: toda investigación empieza con el planteamiento de un problema, es decir una pregunta para la cual queremos encontrar respuestas.
- b. Formulación de la hipótesis: una hipótesis es una suposición que da respuesta a la pregunta de investigación.
- c. Obtención y análisis de datos: una vez formulados el problema y la hipótesis, se procede a su comprobación empírica, mediante pruebas o experimentos. La experimentación consiste en realizar o provocar un fenómeno con el objetivo de observarlo, medir variables y obtener datos.

- d. Comprobación de resultados: luego de haber recogido y analizado los datos obtenidos en la experimentación, se comprueba la hipótesis.
- e. Conclusiones: se forman a partir de los resultados de la etapa anterior.
- f. Comunicación de resultados: los resultados deben ser publicados para poder reproducir la experimentación y así reforzar la hipótesis.

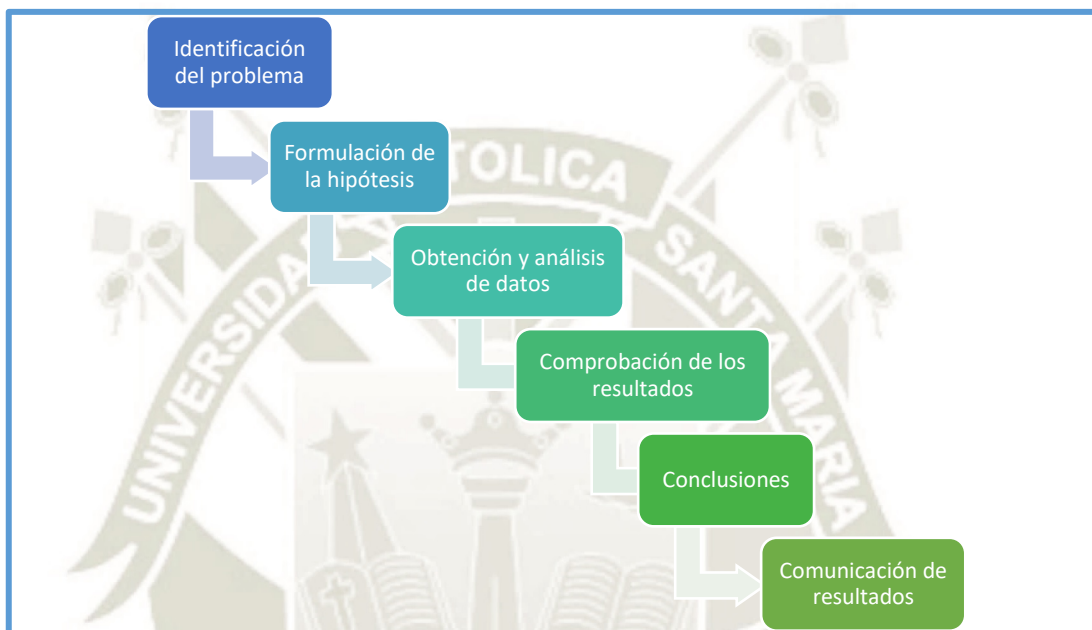


Figura 1.1 Etapas del método científico

Fuente: Elaboración propia

1.8.2. Metodología de Diseño

La metodología de diseño es un modelo que permite elaborar un plan general que determine las actividades necesarias para obtener la solución de un problema o satisfacer una necesidad. Existen diversas metodologías de diseño, que se han ido desarrollando a lo largo de los años hasta la actualidad. Ninguna de estas metodologías puede tomarse como la correcta, ya que cada una enfoca de manera distinta el proceso de diseño.

La metodología de diseño a utilizarse en este proyecto consta de las siguientes etapas:

- a. Reconocimiento de la necesidad: todo proceso de diseño inicia con la identificación de una necesidad y/o problema. En ocasiones, esta etapa constituye un proceso muy creativo, pues la necesidad puede que sea una vaga disconformidad, una inquietud, o simplemente la detección que algo no está bien.
- b. Definición del problema: una vez que se reconoce el problema, el siguiente paso es definirlo de manera más amplia. En esta etapa se aclaran objetivos, se toman en cuenta los requerimientos del usuario, se identifican las restricciones y se establecen las funciones que debe cumplir la máquina a diseñarse.
- c. Diseño conceptual: en esta etapa, primeramente, se establecen las especificaciones del diseño. Luego, teniendo definido el problema y las especificaciones a cumplir, se conceptualizan una o varias alternativas de diseño que cumplan estas especificaciones de manera satisfactoria.
- d. Diseño preliminar: también llamada ingeniería básica. Esta etapa consta del modelado y análisis del diseño, donde generalmente se utilizan herramientas de diseño asistido por computadora. Luego se realiza la prueba y evaluación del diseño.
- e. Diseño detallado: también llamada ingeniería de detalle. Esta etapa consiste en afinar y optimizar el diseño obtenido anteriormente, para obtener el diseño final.
- f. Comunicación del diseño: Una parte importante del proceso de diseño es la comunicación del mismo, ya que muchas ideas brillantes han quedado en el olvido por el hecho de no querer compartirlas. Esta etapa consiste en la documentación del diseño, donde se elaboran planos, informes, etc.

CAPITULO II

2. PLANTEAMIENTO TEÓRICO

2.1. Fatiga

A continuación, se describen tres definiciones de fatiga para diferentes autores. La fatiga se define como el: “Proceso de cambios en las propiedades, que puede ocurrir en un material metálico debido a la aplicación repetida de esfuerzos o tensiones y que pueden provocar grietas o fallas” (ISO, 2010). La fatiga también puede definirse como: “La disminución de la resistencia o falla de un material debido a un esfuerzo repetitivo el cual puede estar por encima o debajo de la resistencia a la fluencia” (Askeland & Phulé, 2004). Finalmente, la fatiga es la: “Falla de un metal bajo la acción de una carga repetida o variable, la cual nunca alcanza un nivel suficiente para causar la falla en una única aplicación” (Pook, 1983). En resumen, el fenómeno de la fatiga consiste en la falla de un material ocasionada por esfuerzos que se repiten un gran número de veces, y cuyos valores se encuentran por debajo de la resistencia última del material.

Las fallas ocasionadas por esfuerzos estáticos generalmente muestran una deflexión muy grande pues el esfuerzo sobrepasa el límite elástico del material, siendo evidente que el componente puede fallar. Sin embargo, las fallas por fatiga no presentan una advertencia, siendo ésta repentina. La falla por fatiga tiene una apariencia similar a una

fractura frágil ya que las superficies de fractura son perpendiculares al esfuerzo (Budynas & Nisbett, 2011).

2.2. Etapas de Falla por Fatiga

La falla por fatiga ocurre en tres etapas: inicio de la grieta, propagación de grieta y fractura (Norton, 2011).

En la primera etapa se inicia o nuclea una o más microgrietas debido a la deformación plástica cíclica. La formación de núcleos generalmente ocurre cerca de la superficie, donde el esfuerzo es máximo y en regiones de concentración de esfuerzos geométricos. Las grietas pueden aparecer por diferentes razones como: imperfecciones en la estructura microscópica del material, ralladuras y muescas (Norton, 2011).

En la segunda etapa, algunas o todas las grietas crecen por efecto de las cargas. Las microgrietas crecen convirtiéndose en macrogrietas, formando superficies conocidas como marcas de playa. Estas grietas generalmente son finas y de difícil detección, aun estando próximas a producir la rotura del material (Norton, 2011).

Finalmente, en la tercera etapa se produce la fractura súbita del componente, debido a que la sección del material restante, luego del crecimiento de las grietas, es incapaz de soportar la carga (Norton, 2011).

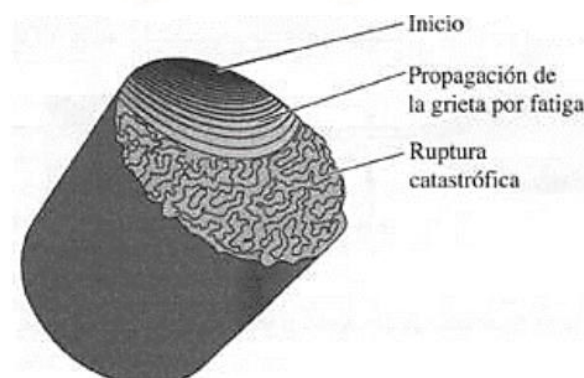


Figura 2.1 Superficie de fractura por fatiga

Fuente: Askeland & Phulé (2004)

2.3. Diagrama de Wöhler

El diagrama de Wöhler, también conocido como diagrama S-N, es una gráfica que representa el comportamiento de materiales sometidos a ciclos de carga. El esfuerzo (S) corresponde al valor del esfuerzo máximo que se produce en la probeta, y N es el número de ciclos al que puede que se presente la fractura. El número de ciclos se representa generalmente en escala logarítmica (Budynas & Nisbett, 2011).

En materiales ferrosos la curva S-N se hace horizontal para valores altos de N presentándose el denominado límite de fatiga, mientras que en materiales no ferrosos (aluminio, cobre, magnesio), la curva S-N continúa decreciendo al aumentar el número de ciclos (Budynas & Nisbett, 2011).

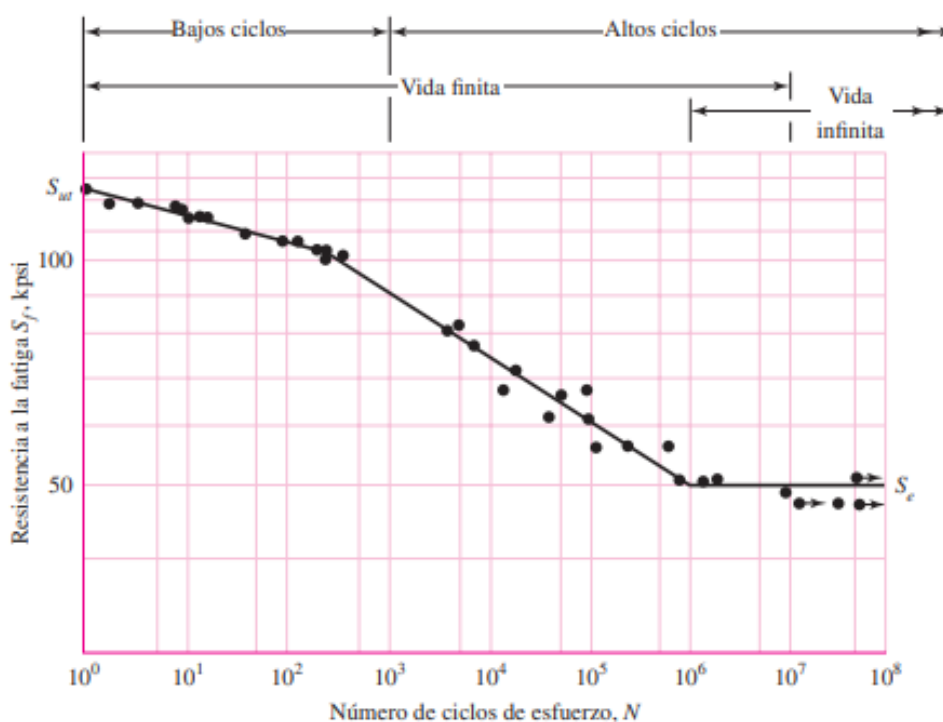


Figura 2.2 Diagrama S-N para un acero

Fuente: Budynas & Nisbett (2011)

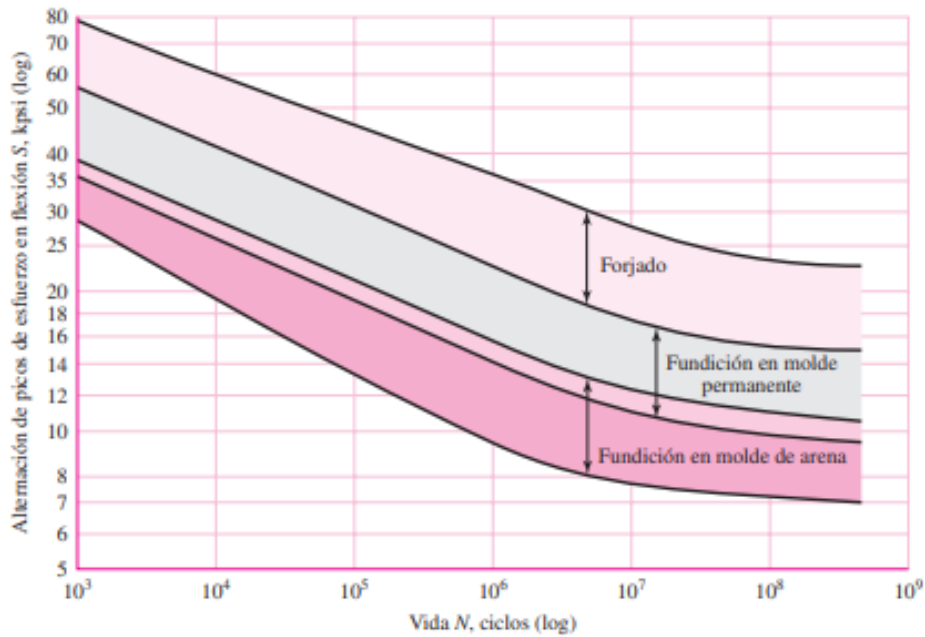


Figura 2.3 Diagrama S-N para diversos materiales no ferrosos

Fuente: Budynas & Nisbett (2011)

2.4. Resistencia a la Fatiga y Límite de Resistencia a la Fatiga

La resistencia a la fatiga es el valor del esfuerzo variable que produce el fallo por fatiga a un determinado número de ciclos. Este valor de resistencia a la fatiga se encuentra representado en la curva S-N (Norton, 2011).

Como vimos anteriormente, en algunos materiales la resistencia a la fatiga toma un valor casi constante a partir de un determinado número de ciclos, este valor de esfuerzo se conoce como límite de resistencia a la fatiga. El límite de resistencia a la fatiga es el valor del máximo esfuerzo por debajo del cual no se producirá la falla, sin importar el número de ciclos que se aplique la carga (Budynas & Nisbett, 2011).

2.5. Factores que Modifican el Límite de Resistencia a la Fatiga

Las muestras utilizadas en los ensayos de fatiga en el laboratorio para determinar el límite de resistencia a la fatiga se ensayan en condiciones ideales y controladas, sin

embargo, en aplicaciones reales no se presentan dichas condiciones ideales. Algunos factores que diferencian las aplicaciones reales son:

- Material: composición, base de falla.
- Manufactura: método, tratamiento térmico, acabado superficial, concentraciones de esfuerzo.
- Entorno: corrosión, temperatura.
- Diseño: forma, tamaño, concentraciones de esfuerzos.

Es así, que Joseph Marin identificó factores que cuantifican los efectos de diferentes variables y corrigen el límite de resistencia a la fatiga obtenido en el laboratorio para su aplicación real (Budynas & Nisbett, 2011). Por lo tanto, el nuevo valor del límite de fatiga está dado por la siguiente ecuación:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.1)$$

- donde:
- k_a , Factor de superficie.
 - k_b , Factor de tamaño.
 - k_c , Factor de carga.
 - k_d , Factor de temperatura.
 - k_e , Factor de confiabilidad.
 - k_f , Factor de efectos varios.
 - S'_e , Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.
 - S_e , Límite de resistencia a la fatiga en una aplicación real.

A. Factor de Superficie: La superficie de una muestra para un ensayo de flexión rotativa es muy pulida y además se le da un pulido en la dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial. Este factor depende de la calidad del acabado de la superficie y de la resistencia a la tensión (Budynas & Nisbett, 2011).

El factor de superficie está dado por:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (2.2)$$

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

Figura 2.4 Parámetros del factor de superficie

Fuente: Budynas & Nisbett (2011)

- B. Factor de Tamaño:** Las muestras de ensayos en laboratorio son pequeñas (0.3 pulgadas de diámetro). Si la pieza real es mayor que esta dimensión, se necesita aplicar un factor de tamaño (Budynas & Nisbett, 2011). Para cargas axiales no se considera el efecto del tamaño, para flexión y torsión los efectos del tamaño pueden expresarse como:

$$k_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107}, & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,157}, & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (2.3)$$

- C. Factor de Carga:** Este factor modifica la ecuación dependiendo de la carga que es aplicada sobre el componente a analizar (Budynas & Nisbett, 2011).

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (2.4)$$

- D. Factor de Temperatura:** La temperatura es un factor importante cuando se analiza el límite de fatiga de los materiales, pues una temperatura de trabajo baja puede producir una fractura frágil, mientras que una temperatura elevada puede reducir la resistencia a la fluencia o provocar que no exista límite de fatiga (Budynas & Nisbett, 2011). El factor de temperatura está dado por:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (2.5)$$

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

Figura 2.5 Parámetros del factor de temperatura

Fuente: Budynas & Nisbett (2011)

- E. **Factor de Confiabilidad:** Este valor resulta de la existencia de una gran dispersión en múltiples pruebas del mismo material bajo las mismas condiciones. Los valores para el factor de confiabilidad dependen de los valores de confiabilidad estándar que se quieren lograr (Budynas & Nisbett, 2011).

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	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

Figura 2.6 Factores de confiabilidad

Fuente: Budynas & Nisbett (2011)

- F. Factor de Efectos Varios:** Este factor toma en cuenta la reducción del límite de fatiga debido a todos los otros efectos y es un recordatorio de que estos efectos deben tomarse en cuenta, aunque no siempre estén disponibles (Budynas & Nisbett, 2011).

2.6. Concentración de Esfuerzos

Como hemos visto anteriormente, la resistencia a la fatiga de los materiales se ve afectada por zonas donde se produce concentración de esfuerzos. La concentración de esfuerzos aparece en aquellas zonas donde existen irregularidades en la geometría de los componentes, como, por ejemplo: agujeros, esquinas y cambios de sección. Sin embargo, es muy común que se diseñen piezas con estas características, ya que son necesarias para sus cumplir sus diferentes funciones. Por ejemplo, los ejes giratorios, poseen rebordes para que los cojinetes asienten apropiadamente, además incluyen canales chaveteros para poder transmitir el movimiento. En definitiva, cualquier cambio de sección de un elemento mecánico constituye una zona donde es posible que se generen concentraciones de esfuerzos, que afectarán su resistencia en su comportamiento a fatiga (Budynas & Nisbett, 2011).

Para relacionar el esfuerzo máximo real en las zonas que presentan concentración de esfuerzo con el esfuerzo nominal es que se utiliza el factor teórico o geométrico de concentración del esfuerzo K_t (Budynas & Nisbett, 2011). El valor del factor de concentración de esfuerzos teórico depende de la geometría de la pieza y el estado de carga a la que está sometida y se define mediante la ecuación:

$$K_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_0}$$

En aplicaciones donde se produce fatiga, se utiliza el factor de concentración de esfuerzos por fatiga, este factor establece una relación entre la resistencia a la fatiga del elemento sin muesca y la resistencia a la fatiga del elemento con muesca (Budynas & Nisbett, 2011).

$$K_f = \frac{\text{Resistencia a la fatiga sin entalla}}{\text{Resistencia a la fatiga con entalla}}$$

El valor de K_f es un valor reducido de K_t debido a la sensibilidad a la muesca (Budynas & Nisbett, 2011). La sensibilidad a la muesca está definida por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

El valor de la sensibilidad a la muesca varía entre cero y la unidad. Cuando q es cero, K_f es igual a la unidad, entonces el material no es sensible a la entalla. Por otro lado, cuando q es igual a la unidad, K_f es igual K_t , y el material es totalmente sensible a la entalla (Budynas & Nisbett, 2011). Los valores de sensibilidad a la muesca se representan en la siguiente gráfica:

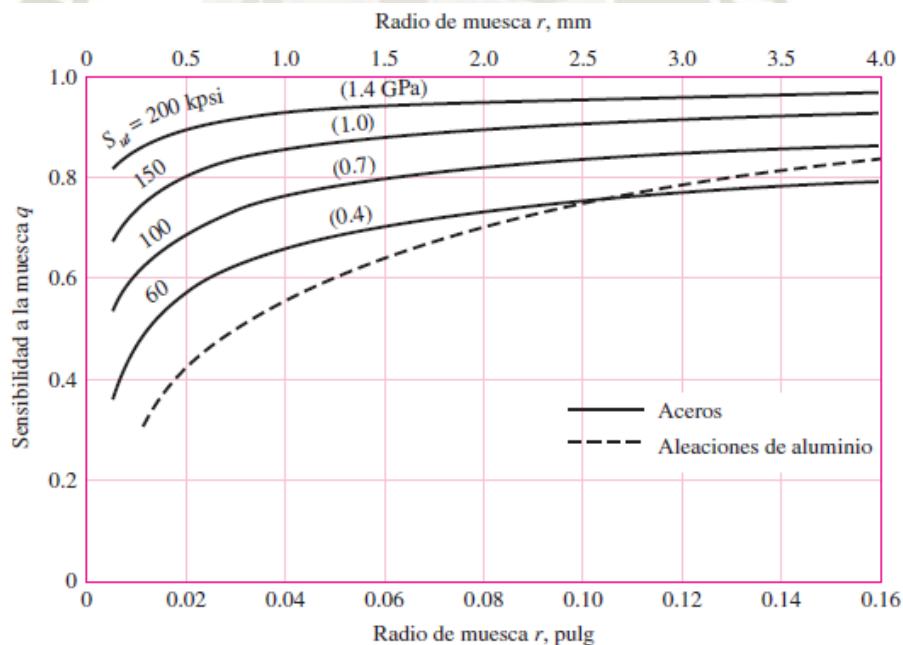


Figura 2.7 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a flexión y carga axial

Fuente: Budynas & Nisbett (2011)

La ecuación para el factor de concentración de esfuerzos por fatiga puede escribirse de la siguiente manera:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

2.7. Máquinas de Ensayos de Fatiga

Las máquinas de ensayos de fatiga pueden ser clasificadas desde diferentes puntos de vista, tales como: propósito del ensayo, tipo de esfuerzo, método de generación de la carga, características de operación, tipo de carga, etc. (Weibull, 2013). Para efectos de la presente investigación, las máquinas para ensayos de fatiga pueden clasificarse según el tipo de esfuerzo provocado en la probeta en:

- A. Máquinas de esfuerzos axiales.
- B. Máquinas de flexión repetida.
- C. Máquinas de flexión rotativa.
- D. Máquinas de torsión.
- E. Máquinas de esfuerzo combinados

En las máquinas de esfuerzos axiales, la probeta se somete a esfuerzos de tracción - compresión alternativamente. Las máquinas sometidas a esfuerzos de flexión son de dos tipos: las de flexión pura, donde la probeta es flectada repetidamente en ambos sentidos; y las de flexión rotativa, donde la flexión es producida en un solo sentido, pero la probeta gira, permitiendo que se produzcan esfuerzos de tracción y compresión. Las máquinas de torsión aplican un torque de magnitud y sentido variable a la probeta. Finalmente, las máquinas de esfuerzos combinados combinan esfuerzos de flexión y torsión (Weibull, 2013).

2.8. Componentes de Máquinas de Ensayos de Fatiga

Cualquier máquina de ensayos de fatiga se encuentra compuesta por los siguientes componentes (Weibull, 2013):

- A. Un mecanismo que genera la carga alternativa o desplazamiento, al que, en algunos casos se le añade una carga estable.
- B. Miembros transmisores de carga, que permiten que la carga generada sea transmitida de tal forma que produzca la distribución de esfuerzos deseada en la probeta.
- C. Equipos de medición, que permitan configurar los límites superiores e inferiores de la carga.
- D. Dispositivos de control, que permitan mantener la carga a lo largo del ensayo.
- E. Un contador y un dispositivo de parada, que permitan contar el número de ciclos del ensayo y que pare la máquina cuando se produzca la fractura de la probeta.
- F. Una estructura que soporte las diferentes partes de la máquina.

2.9. Método de Flexión Rotativa

En la mayoría de investigaciones sobre la fatiga, los ensayos son realizados en máquinas de flexión rotativa, pues son seguras, económicas y mantenibles; además, el esfuerzo generado es similar al que se produce en un gran número de componentes en condiciones de operación reales. Este ensayo consiste en someter una probeta o componente a una carga variable de amplitud constante, y de esta forma, determinar el número de ciclos necesarios para que se produzca la falla. El giro de la probeta se da a una velocidad entre 1500 y 6000 revoluciones por minuto, de esta forma es que se generan los esfuerzos variables en la probeta. En el inicio, las fibras externas de la probeta se encuentran sometidas a un esfuerzo de tracción o compresión, y con cada vuelta este esfuerzo cambia de tracción a compresión y viceversa (Medina & Oropeza, 2005).

En los ensayos de flexión rotativa, la carga puede aplicarse de 3 maneras:

- A. En el extremo de una probeta que se encuentra empotrada en el otro extremo. En este caso, el momento flector varía linealmente con la distancia del punto de aplicación de la carga (Medina & Oropeza, 2005).

- B. En el centro de la probeta que se apoya en sus dos extremos, con la aplicación de la carga en un sólo punto. En este caso, el momento flector es máximo en el punto de aplicación (Medina & Oropeza, 2005).
- C. La carga es aplicada en dos puntos. En este caso, el momento flector es constante en toda la longitud entre ambos puntos de aplicación de carga (Medina & Oropeza, 2005).

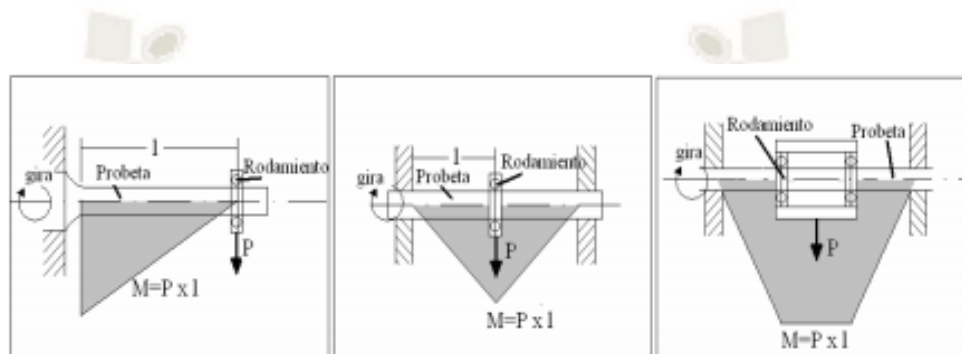


Figura 2.8 Formas de aplicación de carga en ensayos de flexión rotativa

Fuente: Medina & Oropeza (2005)

2.10. Máquina de R. R. Moore

La máquina de R.R. Moore es la más utilizada para la realización de ensayos de fatiga por flexión rotativa. La mayoría de máquinas de la actualidad se basan en su funcionamiento para verificar el comportamiento de los materiales frente a la fatiga y medir distintos parámetros. Las partes principales de la máquina R.R. Moore son: motor, acople, mordazas, sistema de aplicación de carga y rodamientos (Siza & Chango, 2012).

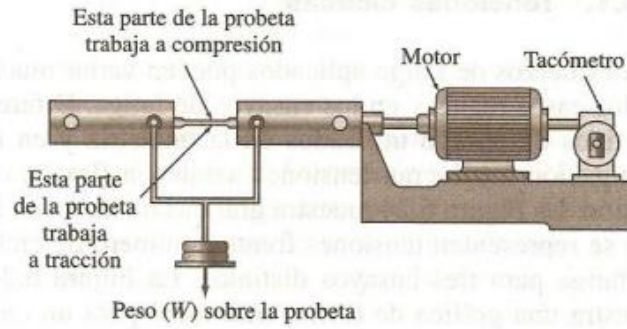


Figura 2.9 Esquema de la Máquina R.R. Moore

Fuente: Camacho Amado (2009)

El funcionamiento de la máquina de Moore consiste en que la carga es aplicada en los rodamientos libres, produciéndose un estado de carga de una viga simplemente apoyada sometida a flexión pura. El giro del motor es el encargado de producir los esfuerzos alternantes, siendo éste transmitido por medio de un acople. En el estado inicial un punto de la probeta sobre el eje neutro se encuentra a compresión, al girar media revolución el mismo punto pasa a estar sometido a tracción. Es así que se generan los esfuerzos alternantes provocando la rotura del componente por fatiga. A continuación, se muestra el diagrama del cuerpo libre en la máquina de Moore (Siza & Chango, 2012).

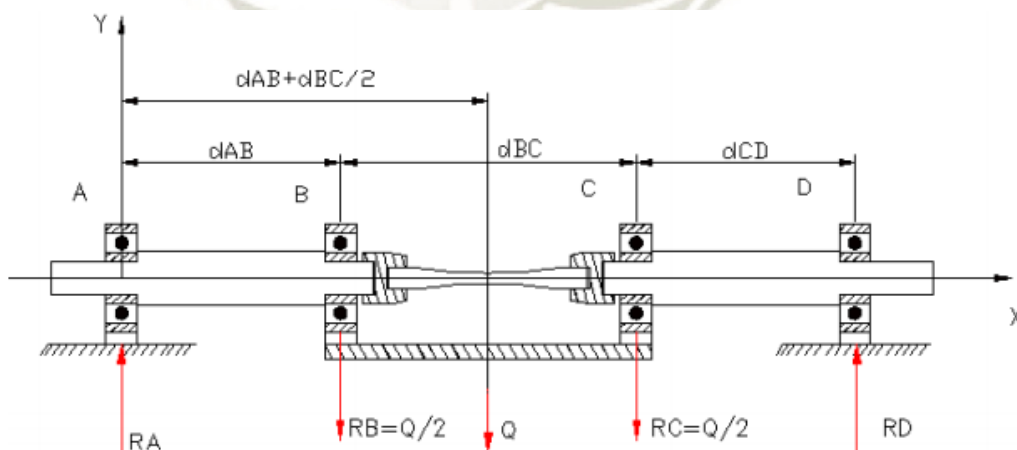


Figura 2.10 Diagrama del cuerpo libre en la Máquina de Moore

Fuente: Siza & Chango (2012)

La única fuerza aplicada en la máquina está representada por la letra Q y no existen momentos flectores externos. En los rodamientos libres B y C se transmite la carga hacia la probeta con un valor de $Q/2$.

Realizando la sumatoria de fuerzas en el eje Y se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_D - R_B - R_C = 0$$

$$R_B = R_C = \frac{Q}{2}$$

Entonces:

$$R_A + R_D = Q$$

Luego, realizando la sumatoria de momentos respecto al punto A, se tiene:

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B d_{AB} + R_C (d_{AB} + d_{BC}) = R_D (d_{AB} + d_{BC} + d_{CD})$$

Las longitudes d_{AB} y d_{CD} son iguales, por lo tanto:

$$\frac{Q}{2} (d_{AB} + d_{AB} + d_{BC}) = R_D (d_{AB} + d_{BC} + d_{AB})$$

$$\frac{Q}{2} (2d_{AB} + d_{BC}) = R_D (2d_{AB} + d_{BC})$$

$$\therefore R_D = \frac{Q}{2}$$

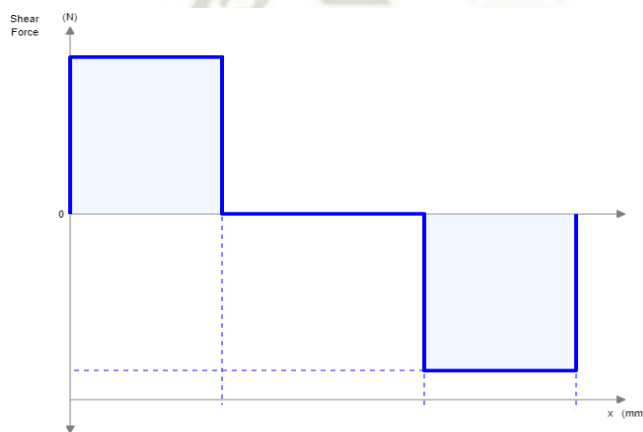
Luego de determinar las reacciones, la ecuación de fuerza cortante máxima es la siguiente:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{Q}{2}$$

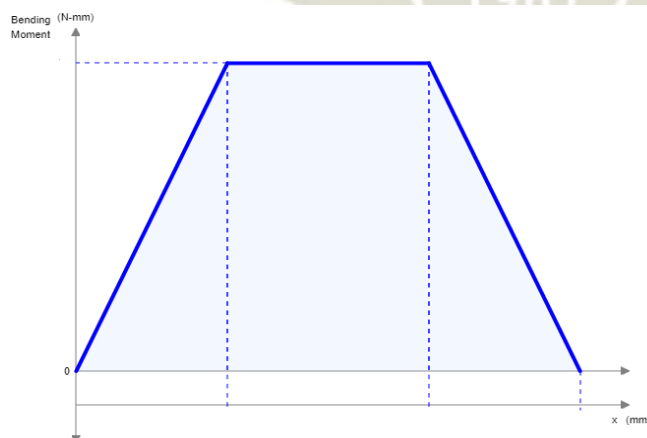
La ecuación de momento flector máximo es:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{Q}{2} \cdot d_{AB} \quad (2.2)$$

Asimismo, podemos graficar los diagramas de fuerza cortante y momento flector:



(a) Diagrama de fuerza cortante, DFC



(b) Diagrama de momento flector, DMF

Figura 2.11 Diagramas de cargas internas en la Máquina de Moore

Fuente: Elaboración propia

CAPITULO III

3. DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL MÓDULO

3.1. Reconocimiento de la Necesidad

En la actualidad un pilar importante para las instituciones educativas, en especial las universidades, es el desarrollo de la tecnología y la innovación, para esto es fundamental que dichos centros de estudio cuenten con laboratorios adecuados para desarrollar la investigación. La carrera profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica de la Universidad Católica de Santa María cuenta con un laboratorio de materiales adecuado que permite a los estudiantes realizar ensayos de tracción, impacto y dureza, sin embargo, no cuenta con un equipo capaz de analizar el fenómeno de la fatiga. Estos equipos de laboratorio, para realizar ensayos de fatiga, son fabricados por empresas extranjeras; es por ello que tienen un costo muy elevado.

Es por ello, que surge la necesidad de diseñar y fabricar una máquina para realizar ensayos de fatiga, con la finalidad de que los estudiantes puedan experimentar de forma práctica el fenómeno de la fatiga y puedan reconocer lo importante que es analizarla al realizar el diseño de componentes y elementos mecánicos. Esto también permitirá el desarrollo de la parte investigativa de la presente tesis, donde se realizarán los ensayos

correspondientes para estudiar el efecto de la concentración de esfuerzos en la resistencia a la fatiga.

3.2. Definición del Problema

En esta etapa se define y describe los requerimientos del usuario, las limitaciones y la secuencia de funciones de la máquina.

3.2.1. Requerimientos

A continuación, se detalla la lista de requerimientos para el diseño del módulo de ensayos de fatiga, donde E significa exigencia y D deseo.

Tabla 3.1 Lista de Requerimientos

Cliente:		UCSM	Producto:		Módulo de ensayos de fatiga por flexión rotativa
Ítem	Concepto	Fecha	E o D	Descripción	
1	Función principal	06/12/2018	E	Realizar ensayos de resistencia a la fatiga en los materiales utilizando probetas normalizadas.	
2	Dimensiones	06/12/2018	E	Tamaño máximo: Largo - 1500 mm, Ancho - 500 mm, Alto - 1200 mm.	
3	Energía	06/12/2018	E	Energía eléctrica. Alimentación monofásica 220V.	
4	Velocidad de giro	06/12/2018	E	Entre 1500 y 3500 RPM.	
5	Probetas	06/12/2018	E	Las probetas a utilizar en los ensayos estarán bajo la norma ISO 1143.	
6	Fuerzas	06/12/2018	E	La carga máxima a ser aplicada en la probeta estará comprendida entre 20 y 50 kg.	
7	Ambiente	06/12/2018	E	Trabajo en taller bajo techo con temperaturas entre 9°C y 23°C.	
8	Fabricación	06/12/2018	D	Los materiales y componentes utilizados deberán estar disponibles en el mercado nacional.	
9	Montaje	06/12/2018	E	La máquina deberá tener facilidad para su montaje y desmontaje.	

Cliente:	UCSM	Producto:	Módulo de ensayos de fatiga por flexión rotativa	
Ítem	Concepto	Fecha	E o D	Descripción
10	Transporte	06/12/2018	D	La máquina deberá ser de fácil traslado.
11	Mantenimiento	06/12/2018	E	La máquina deberá tener facilidad para el reemplazo de componentes y otras actividades de mantenimiento.
12	Seguridad	06/12/2018	E	La máquina debe aportar seguridad al momento de realizar los ensayos para evitar accidentes.
13	Ergonomía	06/12/2018	E	La operación de la máquina debe brindar comodidad al usuario.
14	Estética	06/12/2018	D	La máquina deberá tener un diseño estético.

Fuente: Elaboración propia

3.2.2. Secuencia de Funciones

A continuación, se describen las funciones que llevará a cabo el módulo de ensayos de fatiga por flexión rotativa. Éstas son:

- A. Generación de movimiento rotatorio.
- B. Transmisión de potencia.
- C. Sujeción de probeta.
- D. Apoyo de ejes.
- E. Aplicación de carga.
- F. Medición de carga.
- G. Medición de número de ciclos.

3.3. Diseño Conceptual

Antes de iniciar la etapa del diseño conceptual, primeramente, se selecciona el tipo de máquina de ensayo de fatiga que diseñaremos. Luego, se establecen las especificaciones

técnicas de la máquina a diseñar. Finalmente, teniendo el problema y las especificaciones del equipo, se conceptualiza el diseño con ayuda de una matriz morfológica.

3.3.1. Selección del Tipo de Máquina de Fatiga

Debido a la variedad de formas en que el fenómeno de fatiga se puede presentar, existe una diversidad de máquinas que realizan ensayos de acuerdo a estas formas en las que se presenta la fatiga. Por este motivo, en esta etapa se analiza y evalúa los diferentes tipos de máquina de ensayos de fatiga que existen, para seleccionar aquel que más se adecúa a nuestras necesidades. Este análisis y evaluación se realiza a través del método del valor técnico ponderado.

Los tipos de máquinas de ensayo de fatiga que evaluaremos son los siguientes:

- Máquina de esfuerzo axial. (Alternativa 1)
- Máquina de flexión plana. (Alternativa 2)
- Máquina de flexión rotativa. (Alternativa 3)
- Máquina de torsión alternativa. (Alternativa 4)
- Máquina de esfuerzos combinados. (Alternativa 5)

Los criterios de evaluación son los siguientes:

- **Costo:** el diseño y fabricación debe ser económicamente viable, un bajo costo aumenta esta posibilidad.
- **Condiciones reales:** es la capacidad de simular condiciones reales de los materiales, permitiendo un mejor aprendizaje.
- **Fabricación:** determina la simplicidad de fabricación de los componentes y ensamblaje del módulo.
- **Operación:** determina la facilidad con que la máquina será operada.
- **Mantenimiento:** los componentes de la máquina deben tener fácil acceso y su reemplazo debe ser sencillo, para así facilitar el mantenimiento.

- **Peso y tamaño:** debido a que el módulo es posible que sea trasladado por diferentes ubicaciones, éste debe ser lo más pequeño y liviano posible, para facilitar el traslado.
- **Durabilidad:** debe tener una vida útil adecuada y trabajar por un buen tiempo antes de ser reemplazada.
- **Seguridad:** debe brindar seguridad para los estudiantes y docentes al realizar los ensayos de fatiga.
- **Ergonomía:** Es la forma como se adapta la máquina a las características físicas y psicológicas del usuario, para que sea más cómoda.
- **Estética:** Debe tener buena presentación y un aspecto estético.

Estos criterios de valoración tienen distinta importancia en el proceso de selección, es por ello que es necesario jerarquizarlos y asignarles un peso en función a su posición en la evaluación jerárquica. El método que se utiliza para la jerarquización de los criterios es el de las comparaciones apareadas, que consiste en formar una matriz de dominancia binaria. Los resultados de la jerarquización de los criterios se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Jerarquización de criterios de evaluación

Criterio	Costo	Condiciones reales	Fabricación	Operación	Mantenimiento	Peso y tamaño	Durabilidad	Seguridad	Ergonomía	Estética	Total	Peso
Costo	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	9	10
Condiciones reales	0	1	0	0	0	1	1	1	1	1	5	6
Fabricación	0	1	1	0	0	1	1	1	1	1	6	7
Operación	0	1	1	1	0	1	1	1	1	1	8	9
Mantenimiento	0	1	1	0	1	1	1	1	1	1	7	8
Peso y tamaño	0	0	0	0	0	1	0	0	1	1	2	3
Durabilidad	0	0	0	0	0	1	1	0	1	1	3	4
Seguridad	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	4	5
Ergonomía	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2
Estética	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1

Fuente: Elaboración propia

Luego de asignar los pesos correspondientes a cada uno de los criterios de evaluación se procede a calcular el valor técnico ponderado de cada alternativa. El valor técnico ponderado se calcula con la siguiente fórmula:

$$VTP = \frac{(\sum P_i \cdot g_i)}{(g_{\text{máx}} \cdot \sum P_i)}, \text{ desde } i = 1 \text{ hasta } n$$

donde: VTP, valor técnico ponderado.

P_i , peso de criterio.

g_i , puntuación de criterio

En la Tabla 3.3 se presentan los resultados de la comparación y evaluación de las alternativas.

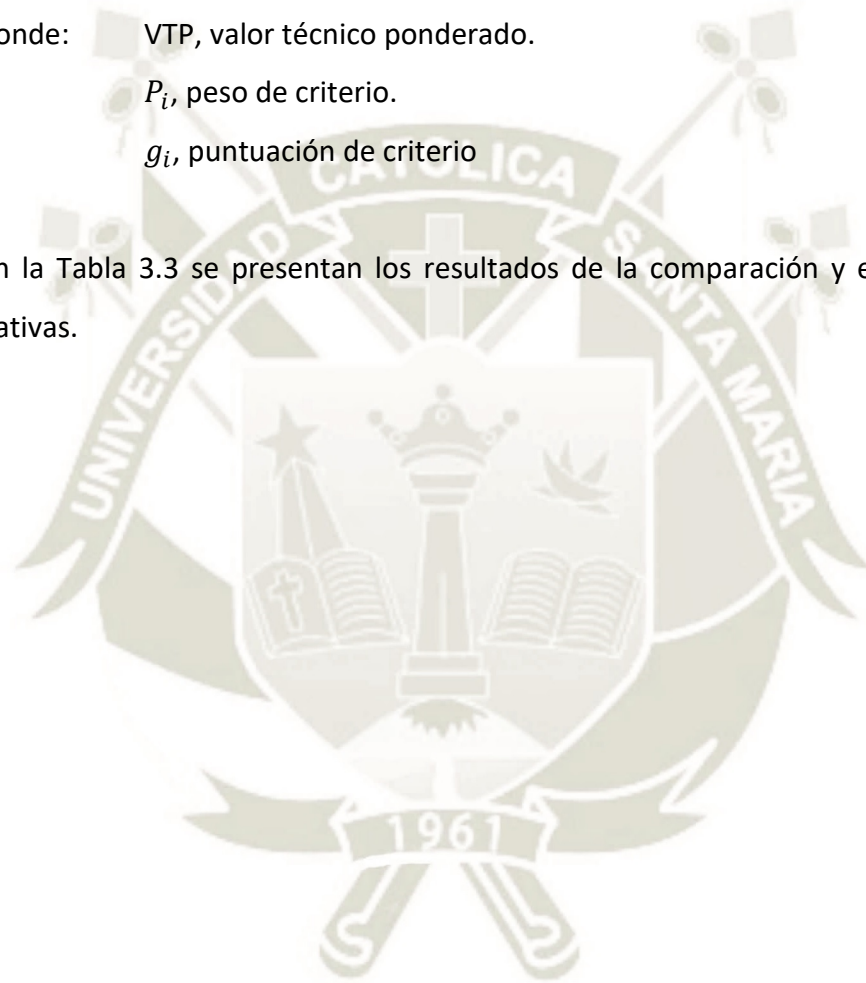


Tabla 3.3 Matriz de valoración mediante valor técnico ponderado

Criterio	Peso	Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3		Alternativa 4		Alternativa 5	
	Pi	gAi	Pi*gAi	gBi	Pi*gBi	gCi	Pi*gCi	gDi	Pi*gDi	gEi	Pi*gEi
Costo	10	3	30	5	50	5	50	3	30	3	30
Condiciones reales	6	3	18	4	24	5	30	4	24	5	30
Fabricación	7	2	14	3	21	5	35	3	21	2	14
Operación	9	3	27	3	27	4	36	3	27	3	27
Mantenimiento	8	3	24	3	24	4	32	4	32	3	24
Peso y tamaño	3	3	9	4	12	3	9	3	9	3	9
Durabilidad	4	5	20	3	12	3	12	4	16	4	16
Seguridad	5	4	20	3	15	3	15	4	20	4	20
Ergonomía	2	5	10	4	8	4	8	4	8	4	8
Estética	1	4	4	3	3	4	4	4	4	4	4
Suma	55		176		196		231		191		182
VTP			0.64		0.71		0.84		0.69		0.66

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los resultados mostrados en la Tabla 3.3, la alternativa seleccionada es la alternativa 3 (Máquina de flexión rotativa).

3.3.2. Especificaciones Técnicas

A partir de la lista de requerimientos de la Tabla 3.1 se procede a definir las especificaciones técnicas del módulo de ensayos de fatiga, las cuales se muestran en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Especificaciones Técnicas

Especificaciones técnicas	
Concepto	Especificación
Alimentación	Monofásica 220V
Velocidad	1600
Probetas de ensayo	Según Norma ISO 1143 - 2010
Carga máxima	25 kg

Fuente: Elaboración propia

3.3.3. Matriz Morfológica

Funciones	Alternativas		
Generación de movimiento rotatorio	Motor eléctrico 	Motor hidráulico 	Motor neumático
Transmisión de potencia	Faja + Ejes 	Acople + Ejes 	
Sujeción de probeta	Chuck 	Unión roscada 	
Apoyo de ejes	Chumaceras de pie 	Chumacera de pared 	
Aplicación de carga	Actuador eléctrico 	Tornillo y varillas 	Pesas
Medición de carga	Célula de carga 	Dinamómetro 	
Medición del número de ciclos	Sensor Inductivo + Contador 	Optoacoplador + Contador 	

Figura 3.1 Matriz Morfológica

Fuente: Elaboración propia

Luego de la elección de los diferentes sistemas que conforman la máquina, para el cumplimiento de las funciones anteriormente descritas, en la Figura 3.2 se muestra la conceptualización del diseño.

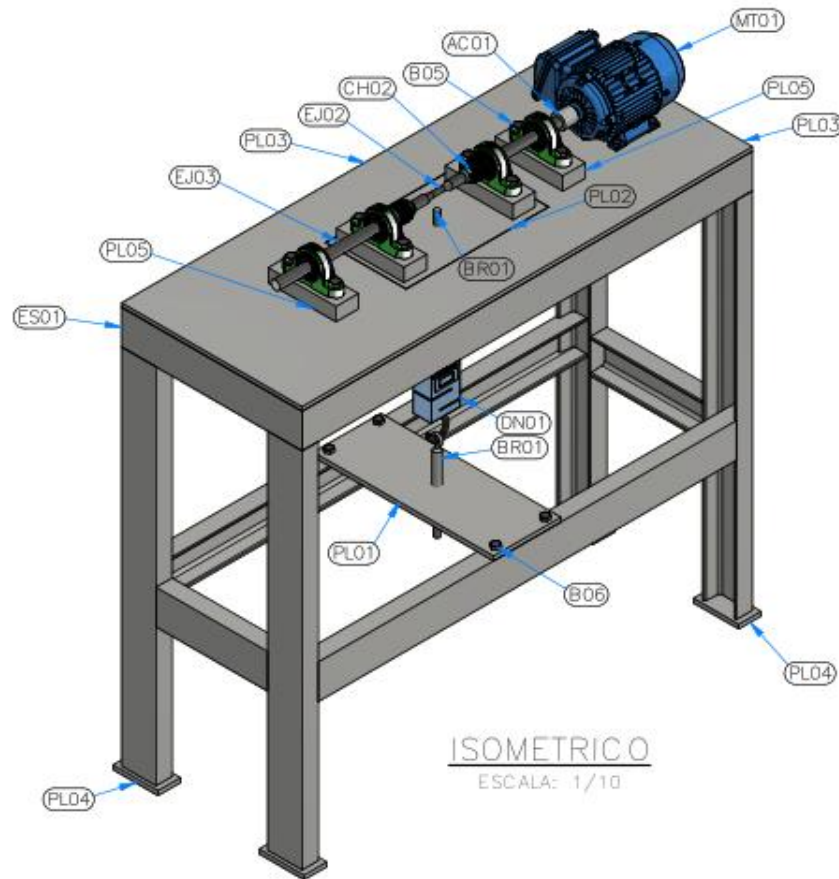


Figura 3.2 Conceptualización del diseño

Fuente: Elaboración propia

3.4. Diseño Preliminar

En esta etapa, también conocida como ingeniería básica, se realizan los cálculos para el diseño de los componentes de la máquina. Así también, algunos de los componentes de la máquina son seleccionados de acuerdo a los parámetros de funcionamiento de la máquina.

Como se describe en el alcance de la presente investigación, el diseño de la máquina se realiza de forma colaborativa, por lo que en la presente investigación sólo se realiza el diseño del sistema de movimiento rotativo, exceptuando el cálculo y selección del motor; y el diseño del soporte estructural.

3.4.1. Carga Aplicada a la Probeta

Antes de iniciar los cálculos para el diseño de los componentes de la máquina, es necesario hallar la carga que debe ser aplicada en la probeta para poder realizar los ensayos de fatiga. Primero, se calcula el momento necesario para producir el esfuerzo de ruptura de la probeta. De acuerdo al alcance de la presente investigación, el material que se estudia es la acero SAE 1045. Además, la probeta cumple la normativa ISO 1143, que indica las dimensiones de la misma.

El esfuerzo está dado por la siguiente fórmula:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I} \quad (3.1)$$

donde: $\sigma_{m\acute{a}x}$, Esfuerzo máximo.

M , Momento flector.

c , Distancia entre la línea neutra de la probeta y el punto más lejano.

I , Momento de inercia.

De acuerdo a la norma ISO 1143, para lo ensayos de fatiga se utilizan probetas con un diámetro de 7.5 mm, entonces:

$$c = 3.75 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El momento de inercia de una sección circular es:

$$I = \frac{\pi}{4} \cdot r^4$$

El radio de la probeta es 3.75 mm, entonces:

$$I = 1.553 \times 10^{-10} \text{ m}^4$$

Si despejamos el momento flector en la Ecuación 3.1, tenemos:

$$M = \frac{\sigma_{\text{máx}} I}{c}$$

Para hallar el momento necesario para producir el esfuerzo de ruptura en la probeta, utilizamos el esfuerzo último del material SAE 1045, que de acuerdo a tablas es 650 MPa. Entonces, el momento necesario para producir la ruptura de la probeta es:

$$M = 26.92 \text{ N} \cdot \text{m}$$

En la Figura 3.3 se muestra el esquema de cargas aplicadas al sistema principal de la máquina, que consta de la probeta y los ejes.

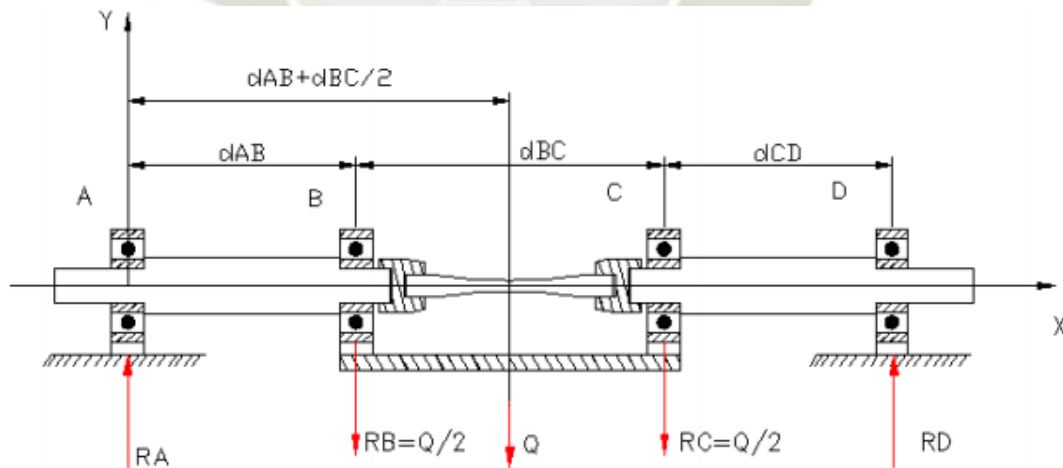


Figura 3.3 Esquema de cargas de la máquina

Fuente: Siza & Chango (2012)

Despejando la carga en la Ecuación 2.2, tenemos:

$$Q = \frac{2M_{m\acute{a}x}}{d_{AB}}$$

donde: Q , Carga aplicada.

$M_{m\acute{a}x}$, Momento flector máximo.

$d_{AB} = 200 \text{ mm}$, Distancia entre rodamientos.

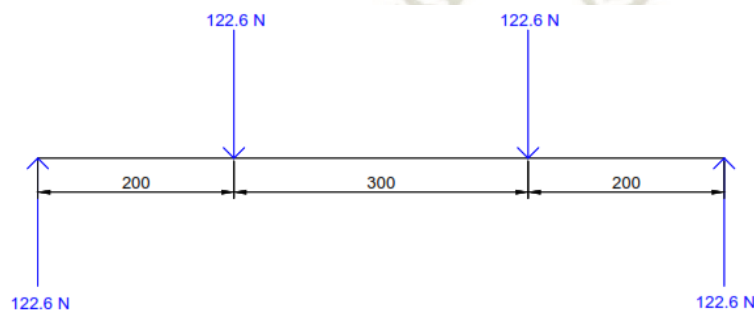
Entonces, la carga necesaria para producir la ruptura de la probeta es:

$$Q = 269.2 \text{ N}$$

Con esta carga se genera el esfuerzo necesario para provocar la ruptura de la probeta, sin embargo, dado que lo que se busca en la presente investigación es el fallo de la probeta por fatiga, se limita la carga para los ensayos a un valor de 245.2 N, equivalente a 25 kg.

3.4.2. Diseño de Ejes

Teniendo definida la carga máxima que se aplica en los ensayos, en la Figura 3.4 se muestran las cargas internas del sistema de ejes y probeta obtenidas a partir del diagrama del cuerpo libre.



(a) Diagrama de cuerpo libre

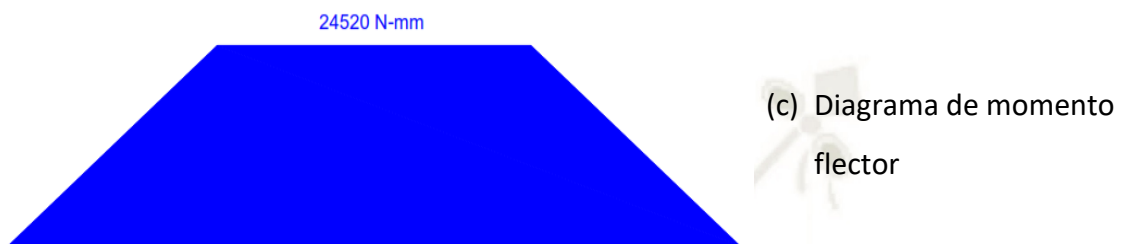
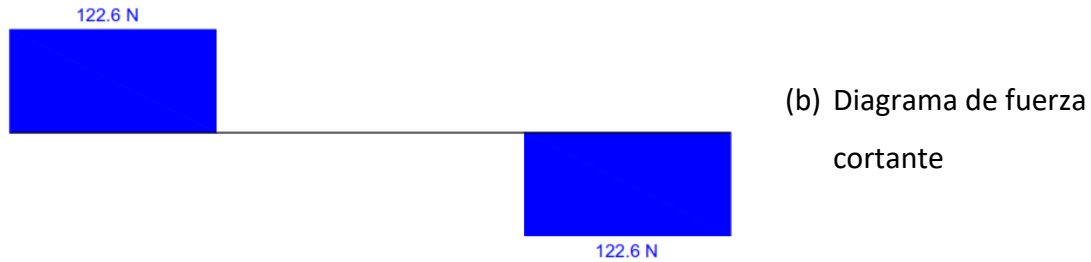


Figura 3.4 Diagrama de cargas internas del sistema de ejes y probeta

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los resultados obtenidos se tiene el valor del momento máximo al que estarán sometidos los ejes a diseñar.

$$M_{m\acute{a}x} = 24.52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para el diseño de los ejes se analiza su comportamiento desde dos puntos de vista, el estático y el de fatiga.

3.4.2.1. Diseño de Ejes para Cargas Estáticas

El esfuerzo por flexión viene dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi d^3}$$

donde: $M_{m\acute{a}x}$, Momento flector máximo.

d , Diámetro del eje.

De acuerdo a la teoría de la energía de distorsión se tiene:

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

donde: n , Factor de seguridad.

S_y , Esfuerzo de fluencia.

σ , Esfuerzo por flexión.

Los ejes serán fabricados de acero SAE 1045, cuyo esfuerzo de fluencia es:

$$S_y = 370 \text{ MPa}$$

Para un factor de seguridad de 2, el diámetro de los ejes es:

$$\frac{S_y}{2} = \frac{32M_{\text{máx}}}{\pi d^3}$$

$$d = 11.05 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El diámetro comercial más cercano es 1/2". Para este diámetro comercial, el factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_y \pi d^3}{32M_{\text{máx}}}$$

$$n = 3.035$$

3.4.2.2. Diseño de Ejes para Cargas Dinámicas

De acuerdo a los resultados obtenidos para cargas estáticas, el diámetro de los ejes es de 12.70 mm, sin embargo, debido al propio funcionamiento de la máquina se debe realizar

un cálculo para cargas dinámicas. Para el diseño de los ejes bajo cargas dinámicas, se utiliza el criterio de falla por fatiga de Goodman, que se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

Al reemplazar los esfuerzos de Von Mises, se tiene la expresión:

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

Debido a la naturaleza de la máquina, algunas consideraciones a tomar en cuenta son las siguientes:

- Los esfuerzos de torsión no se consideran debido a su mínimo valor.
- Al ser un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible, por lo que $M_m = 0$.
- Los factores de concentración de esfuerzos K_f y K_{fs} no serán considerados, ya que no se consideran concentraciones de esfuerzo en los ejes.

Con estas consideraciones, la expresión de Goodman se simplifica quedando de la siguiente forma:

$$\frac{32M_a}{\pi d^3} = \frac{S_e}{n}$$

Despejando el diámetro en la ecuación, se tiene:

$$d = \left(\frac{32nM_a}{\pi S_e} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.2)$$

donde: M_a , Momento alternante.

n , Factor de seguridad.

S_e , Límite de resistencia a la fatiga real.

El momento alternante es:

$$M_a = \frac{M_{m\acute{a}x} - M_{m\acute{i}n}}{2}$$

Al ser un eje con esfuerzo flexionante completamente reversible, la magnitud de los momentos máximo y mínimo es la misma, variando solamente en su signo, entonces:

$$M_a = 24.52 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Para calcular el límite de resistencia a la fatiga real se determina primeramente los factores de corrección del límite de fatiga.

El factor de superficie está dado por la Ecuación 2.2. El material a utilizar para los ejes es el acero SAE 1045, cuya resistencia a la tracción es 650 MPa. Los valores de los parámetros a y b se obtienen de la Figura 2.4. Entonces, el factor de superficie es:

$$k_a = 4.51(650)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8105$$

El factor de tamaño se calcula utilizando la Ecuación 2.3. En este caso, el diámetro es menor a 51 mm, por lo tanto:

$$k_b = 1,24(12.70)^{-0,107}$$

$$k_b = 0.9468$$

El factor de carga para flexión es igual 1, según la Ecuación 2.4.

$$k_c = 1$$

Para temperaturas de aproximadamente 20°C, según la Figura 2.5, el factor de temperatura es:

$$k_d = 1$$

Según la Figura 2.6, para una confiabilidad de 99.99% el factor de confiabilidad es:

$$k_e = 0.702$$

El límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria es:

$$S'_e = 0.5S_{ut}$$

$$S'_e = 325 \text{ MPa}$$

Utilizando la Ecuación 2.1, el límite de resistencia a la fatiga real es:

$$S_e = 175.1 \text{ MPa}$$

Despejando la Ecuación 3.2, el factor de seguridad puede expresarse como:

$$n = \frac{S_e \pi d^3}{32M_a}$$

Utilizando el diámetro inicial hallado en el análisis de cargas estáticas, se tiene que el factor de seguridad es:

$$n = 1.436$$

Para mayor seguridad, volvemos a calcular el diámetro con la Ecuación 3.2, pero con un factor de seguridad de 2. Entonces, el diámetro es:

$$d = 14.18 \text{ mm}$$

El diámetro comercial más próximo es 5/8", sin embargo, para que el diseño sea más robusto se utilizará un eje de 20 mm. Hallamos nuevamente las variables afectadas por el diámetro escogido.

$$k_b = 0.902$$

$$S_e = 166.8 \text{ MPa}$$

Finalmente, el factor de seguridad para el diámetro escogido es:

$$n = 5.343$$

3.4.3. Cálculo y Selección de Rodamientos

De acuerdo a las necesidades de la máquina se determina el uso de la serie de rodamientos Y SKF E2. Los rodamientos de inserción (rodamientos Y) tienen un aro interior prolongado con un dispositivo de fijación predeterminado, esto permite que su montaje sobre el eje sea rápido y sencillo.

Algunas de las características de este tipo de rodamientos son las siguientes:

- Montaje rápido y sencillo: Los diferentes métodos de fijación permiten un montaje rápido y sencillo (SKF, 2015).
- Soportan la desalineación inicial: La superficie esférica les permite soportar la desalineación inicial mediante la inclinación en el soporte (SKF, 2015).
- Larga vida útil: Las diferentes opciones de sellado ofrecen una larga vida útil para aplicaciones con altos niveles de contaminación (SKF, 2015).
- Menores niveles de ruido y vibración (SKF, 2015).



Figura 3.5 Rodamientos Y SKF E2

Fuente: SKF (2015)

La línea de rodamientos Y SKF E2 se caracteriza por tener un momento de fricción de al menos un 50% menor al de los rodamientos Y estándares. Debido a esto, los rodamientos Y SKF E2 funcionan a temperaturas de hasta 30°C más baja, lo que prolonga la duración y vida útil de la grasa. Estos rodamientos están sellados y prelubricados por lo que en condiciones normales de funcionamiento se consideran lubricados para toda su vida útil. Además, estos rodamientos vienen completamente montados en soportes, ideal para nuestra máquina, ya que estos estarán montados en soportes de pie.

De la tabla de rodamientos Y SKF E2 con soporte de pie y prisioneros del catálogo de SKF (ANEXO A) seleccionamos la unidad SYK 20 TEF para un diámetro de eje de 20 mm. Esta unidad contiene los rodamientos E2.YAR 204-2F.

La vida nominal del rodamiento viene dada por la siguiente ecuación:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

donde: L_{10} , Vida nominal básica [millones de revoluciones].

C , Capacidad de carga dinámica básica [kN].

P , Carga dinámica equivalente del rodamiento [kN].

p , exponente de la ecuación de vida útil, 3 para rodamientos de bolas.

Como se ve en la Figura 3.4, la carga radial de diseño es 122.6 N. En la tabla del rodamiento seleccionado se observa que su capacidad de carga básica es:

$$C = 12700 \text{ N}$$

Entonces:

$$L_{10} = 1.111 \times 10^6 \text{ ciclos}$$

La vida en horas se calcula con la siguiente ecuación:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10}$$

El motor de la máquina tiene una potencia de 0.5 HP, y su velocidad es de 1680 RPM.

Entonces:

$$L_{10h} = 1.102 \times 10^7 \text{ horas}$$

3.4.4. Cálculo y Selección de Acople

Debido a que la máquina soporta cargas por flexión, es que se utiliza un acoplamiento flexible del tipo quijada. Este tipo de acoplamiento está conformado por dos mazas simétricas con quijadas prominentes, estas quijadas se traslapan y se traban a través de un elemento elástico en forma de estrella. De esta manera, permiten cierta desalineación axial, angular o paralela.



Figura 3.6 Acoplamiento de quijada

Fuente: Compañía Internacional Transmisiones S.A. (2012)

Para la selección del acoplamiento se debe hallar el par nominal a transmitir. Este puede hallarse mediante la siguiente ecuación:

$$T = \frac{7120P}{n}$$

donde: T , Torque o par nominal [N · m].
 P , Potencia [HP].
 n , Velocidad angular [RPM].

Entonces, el par nominal que el acople debe transmitir es:

$$T = 2.119 \text{ N} \cdot \text{m}$$

De la tabla de dimensiones del catálogo de acoplamiento elástico LOVEJOY (ANEXO B) se selecciona el acople L.075, ya que este permite hasta un diámetro máximo de eje de 24 mm.

También se debe verificar la capacidad de par nominal transmisible. En la tabla de par nominal del catálogo de acoplamiento elástico LOVEJOY (ANEXO B) se observa que el

acople L.075 puede transmitir un par de hasta 10.2 N.m, lo que satisface las necesidades de la máquina.

3.4.5. Cálculo de Elemento Transmisor de Potencia

Para la sujeción y transmisión de potencia entre los componentes del acoplamiento y los ejes pueden usarse distintos elementos. En la mayoría de aplicaciones el elemento que se utiliza para cumplir esta función es la chaveta. A continuación, se realiza el cálculo para el diseño de la chaveta y de acuerdo a los resultados se evalúa si es conveniente el uso de la misma o de algún otro elemento de sujeción.

3.4.5.1. Cálculo de Chaveta

El torque generado por el motor es 2.119 N·m, de acuerdo al cálculo realizado en el punto anterior. La fuerza en la superficie del eje es igual a:

$$F = \frac{T}{r}$$

donde: T , Torque generado por el motor [N·m].

r , Radio del eje [m].

Entonces:

$$F = 211.9 N$$

En la Figura 3.7 se muestran las dimensiones de algunas aplicaciones de chavetas cuadradas y rectangulares. Para un diámetro de eje de 20 mm, es decir menor que 7/8", se puede utilizar una chaveta cuadrada de 3/16".

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Figura 3.7 Tabla de dimensiones de algunas aplicaciones de chavetas

Fuente: Budynas & Nisbett (2011)

Mediante la teoría de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

El material a utilizar para la chaveta es el acero SAE 1018, cuya resistencia a la fluencia es 370 MPa. Entonces:

$$S_{sy} = 213.5 \text{ MPa}$$

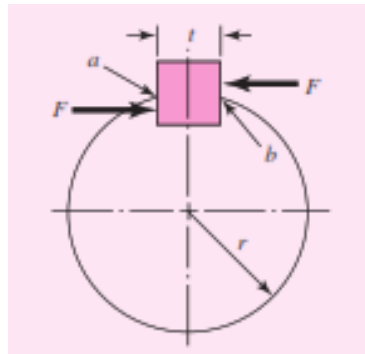


Figura 3.8 Esquema de fuerzas sobre chaveta

Fuente: Budynas & Nisbett (2011)

El diseño de chavetas se basa en el cálculo bajo dos tipos de fallo: el fallo por cortante y el fallo por aplastamiento. Bajo el concepto de fallo por cortante se tiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl}$$

donde: S_{sy} , Resistencia al cortante.
 n , Factor de seguridad.
 F , Fuerza en la superficie del eje.
 t , Ancho de chaveta.
 l , Longitud de chaveta.

Lo que se busca hallar es la longitud de la chaveta. La expresión para la longitud sería:

$$l = \frac{Fn}{tS_{sy}}$$

Entonces, utilizando un factor de diseño de 3:

$$l = 0.6252 \text{ mm}$$

Para el análisis del fallo por aplastamiento se tiene:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{\frac{tl}{2}}$$

La fórmula para la longitud sería:

$$l = \frac{2Fn}{tS_y}$$

Entonces:

$$l = 0.7215 \text{ mm}$$

3.4.5.2. Cálculo de Tornillo de Fijación

De acuerdo a los resultados de los cálculos realizados para el diseño de la chaveta se puede observar que éstos determinan unas dimensiones de chaveta muy pequeñas, con una longitud de menos de un milímetro. Estos resultados obtenidos se deben principalmente a los bajos valores de torque y fuerza. Si bien es cierto se puede utilizar una chaveta con mayor longitud, satisfaciendo de igual forma las necesidades de transmisión de potencia; en este caso se decide por la utilización de otro elemento de sujeción: el tornillo de fijación.



Figura 3.9 Tornillos de sujeción

Fuente: Italice (2020)

La capacidad de sujeción es la resistencia al movimiento axial entre un eje y una masa. Esta capacidad de sujeción se debe principalmente a la fricción entre las partes en contacto del eje y la masa, así como a la ligera penetración del tornillo de fijación en el eje.

Tamaño, pulg	Par de torsión del asiento, lbf · pulg	Potencia de sujeción, lbf
#0	1.0	50
#1	1.8	65
#2	1.8	85
#3	5	120
#4	5	160
#5	10	200
#6	10	250
#8	20	385
#10	36	540
$\frac{1}{4}$	87	1 000
$\frac{3}{16}$	165	1 500
$\frac{3}{8}$	290	2 000
$\frac{7}{16}$	430	2 500
$\frac{1}{2}$	620	3 000
$\frac{9}{16}$	620	3 500
$\frac{5}{8}$	1 325	4 000
$\frac{3}{4}$	2 400	5 000
$\frac{7}{8}$	5 200	6 000
1	7 200	7 000

Figura 3.10 Tabla de sujeción típica de tornillos de presión de cabeza hueca

Fuente: Budynas & Nisbett (2011)

En la Figura 3.10 se muestra la capacidad de sujeción típica de tornillos prisioneros. Los factores de seguridad para cargas estáticas son de 1.5 y 2, mientras que para cargas dinámicas oscilan entre 4 y 8. En este caso, se utiliza un factor de seguridad de 4, ya que las cargas a las que estará sujeto el prisionero pueden considerarse estáticas.

El par de torsión que debe soportar el tornillo de sujeción es:

$$T_d = T_n$$

donde: T_d , Torque de diseño.
 T , Torque.
 n , Factor de seguridad.

Entonces, el toque a soportar es:

$$T_d = 8.476 \text{ N} \cdot \text{m} = 75.02 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

Como se observa en la tabla de los tornillos de sujeción, el tamaño inmediato superior para soportar el torque hallado es el de 1/4", por lo que se determina la utilización de prisioneros de este tamaño.

3.4.6. Diseño de Placa Soporte Principal

La placa soporte principal, ítem 2 de ensamble principal, es la encargada de sostener en un plano las chumaceras de la máquina, éstas a su vez sostienen a los demás componentes de la máquina como son rodamientos, ejes, etc. En la Figura 3.11 se presentan las dimensiones principales de planta de placa.

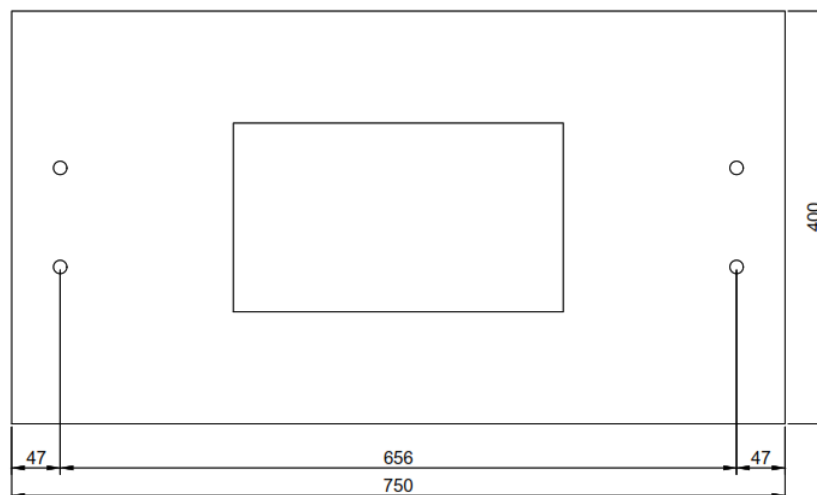


Figura 3.11 Placa soporte principal

Fuente: Elaboración propia

La placa de soporte principal está sometida principalmente a tres cargas. La primera, una carga puntual ejercida por el propio sistema para la realización de los ensayos de fatiga. La segunda, una carga distribuida uniforme generada por el peso propio de la placa. Finalmente, la tercera generada por el peso de todos los componentes que soporta (ejes, acoplamiento, rodamientos y mandriles) transmitidos a través de las chumaceras.

La primera carga corresponde a la carga que se utiliza para la realización de los ensayos de fatiga en la máquina, hallada mediante el análisis estático del sistema de ensayos de fatiga. Esta carga es:

$$Q_1 = 245.2 \text{ N}$$

La segunda carga corresponde al peso propio de la placa de soporte principal. Este peso es calculado multiplicando el volumen por su densidad, es decir:

$$W_{propio} = L \cdot A \cdot e \cdot \rho$$

donde: $L = 750 \text{ mm}$, longitud de placa.

$A = 400 \text{ mm}$, ancho de placa.

$e = 6.35 \text{ mm}$, espesor de placa.

ρ , Densidad de material.

El material a utilizar para la fabricación de la estructura de soporte de la máquina es el acero ASTM A36, cuya densidad es 7850 kg/m^3 . Entonces, conociendo las dimensiones principales de la placa, el peso propio de la placa es 146.6 N . Este peso se encuentra distribuido a lo largo de la placa, por lo que se define la carga distribuida como:

$$q_2 = \frac{W_{propio}}{L}$$

$$q_2 = 195.5 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

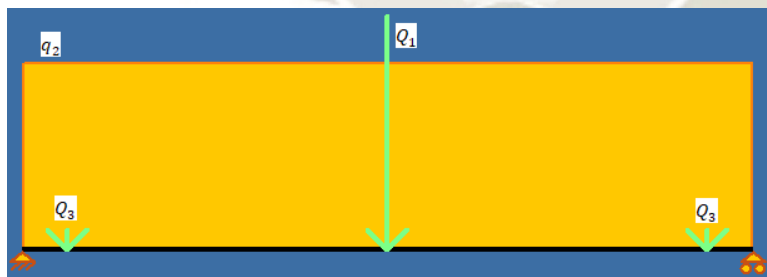
La tercera carga está compuesta por el peso de los siguientes componentes: acople, ejes, rodamientos y mandriles. El peso de acople se encuentra en su ficha técnica, éste es 0.45 kg o 4.413 N. El peso de los ejes puede ser calculado multiplicando el volumen por la densidad del material. Cada eje pesa 0.7398 kg o 7.255 N. El peso de cada chumacera, de acuerdo a su ficha técnica, es 0.26 kg o 2.549 N. El peso de cada mandril es, de acuerdo a su ficha técnica, 0.54 kg o 5.296 N.

Entonces, se puede hallar la tercera carga realizando la suma de los pesos de los componentes mencionados anteriormente. Esta carga se transmite hacia la placa mediante las dos chumaceras, por lo que carga en cada chumacera será la mitad. Se tiene:

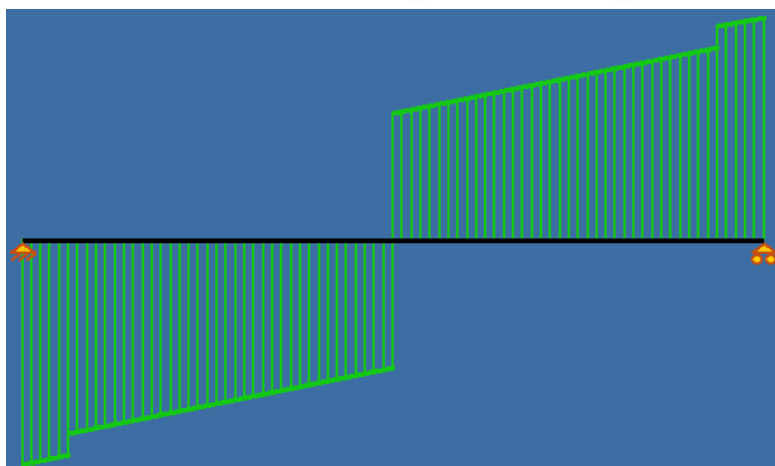
$$Q_3 = \frac{W_{acople} + W_{ejes} + W_{chumaceras} + W_{mandriles}}{2}$$

$$Q_3 = 18.86 \text{ N}$$

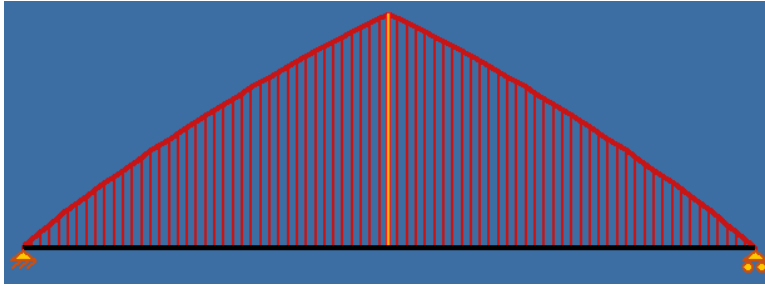
Luego de hallar las cargas a las que está sometida la placa soporte principal, se hallan las cargas internas de la misma.



(a) Diagrama de cuerpo libre



(b) Diagrama de fuerza cortante



(c) Diagrama de momento flector

Figura 3.12 Diagrama de cargas internas de Placa Soporte Principal

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.12 se muestran las cargas internas de la placa de soporte principal, obtenidas a partir del diagrama de cuerpo libre. Las cargas máximas son de 21507 N como fuerza cortante interna máxima y 60621 Nm como momento flector interno máximo.

El esfuerzo normal de flexión en la placa de soporte principal, en el eje x, se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_x = \frac{M_{m\acute{a}x}c}{I}$$

donde: $M_{m\acute{a}x}$, Momento flector máximo.
 c , Distancia desde el eje neutro hasta el extremo.
 I , Momento de inercia.

En la Figura 3.13 se muestra las dimensiones principales de la sección de la placa soporte principal, donde se observa que el valor de c es igual a la mitad del espesor de la placa.

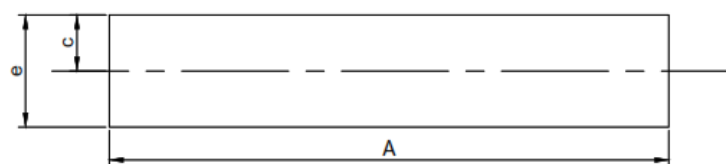


Figura 3.13 Sección de placa soporte principal

Fuente: Elaboración propia

El momento de inercia de la sección rectangular se puede hallar con la siguiente ecuación:

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

Reemplazando las expresiones de I y c en la ecuación del esfuerzo, se tiene:

$$\sigma_x = \frac{6M_{\text{máx}}}{Ae^2}$$

Al no existir esfuerzo en el eje y , y considerando despreciable el esfuerzo cortante, se tiene que:

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

El esfuerzo de Von Mises es igual a:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Entonces, se tiene:

$$\sigma' = \sigma_1 = \sigma_x$$

Para el diseño de la placa se utilizará la teoría de la energía de distorsión:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

Reemplazando la ecuación de esfuerzo, se tiene:

$$\frac{6M_{m\acute{a}x}}{Ae^2} = \frac{S_y}{n}$$

Despejando el espesor, la expresi3n resulta:

$$e = \sqrt{\frac{6M_{m\acute{a}x}n}{S_y A}}$$

donde: e , Espesor de placa [mm].
 $M_{m\acute{a}x}$, Momento flector m\acute{a}ximo [N-mm].
 n , Factor de seguridad.
 S_y , Esfuerzo de fluencia del material [MPa].
 A , Ancho de la placa [mm].

Con esta expresi3n se puede calcular el espesor necesario de la placa soporte principal. Se utiliza un factor de seguridad de 4. Adem\acute{a}s, el material que se utiliza para la fabricaci3n de la placa soporte es acero A36, cuyo esfuerzo de fluencia es 250 MPa. Entonces, para resistir el momento flector generado por las cargas halladas anteriormente, el espesor de la placa debe ser:

$$e = 3.814 \text{ mm}$$

De acuerdo a los resultados obtenidos, se selecciona un espesor comercial de 1/4".

3.4.6.1. An\acute{alisis por Elementos Finitos de la Placa Soporte Principal

Luego de haber realizado los c\acute{alculos necesarios para el dise\~no de la placa soporte principal, el dise\~no se verifica mediante un an\acute{alisis por elementos finitos utilizando el Software Autodesk Inventor Nastran. En la Figura 3.14 se observa el modelo de la placa soporte principal.

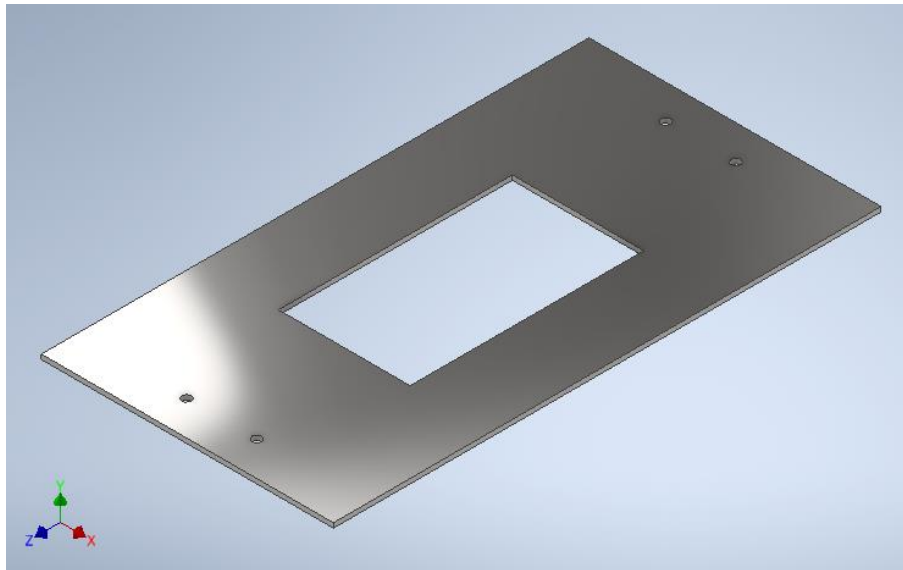


Figura 3.14 Modelado de Placa Soporte Principal en Autodesk Inventor

Fuente: Elaboración propia

En las Figuras 3.15 y 3.16 se muestran los resultados obtenidos luego de realizar la simulación. Se observa que se genera un esfuerzo máximo de 5.115 MPa y una deformación máxima de 0.012 mm, por lo que se puede dar como válido el diseño realizado.

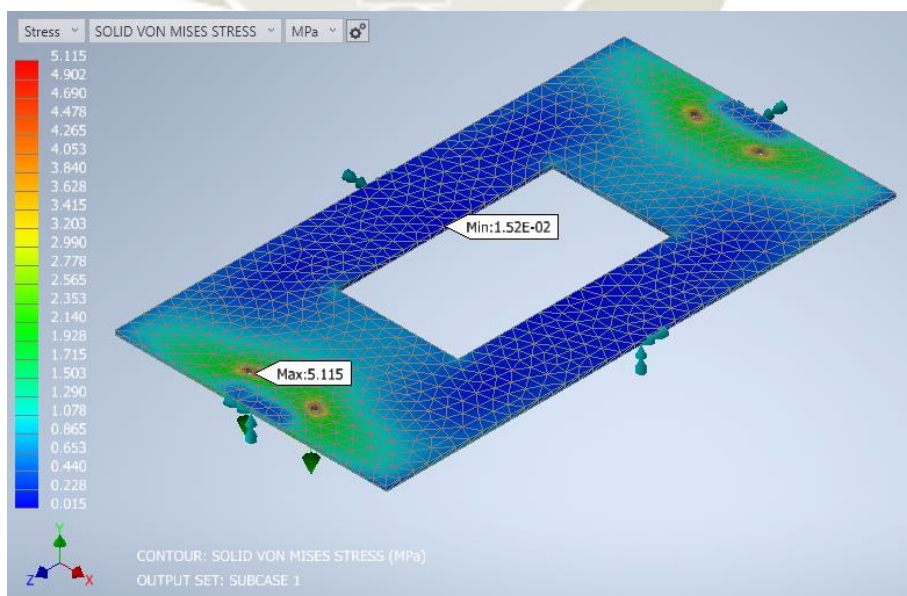


Figura 3.15 Esfuerzo de Von Mises en placa soporte principal

Fuente: Elaboración propia

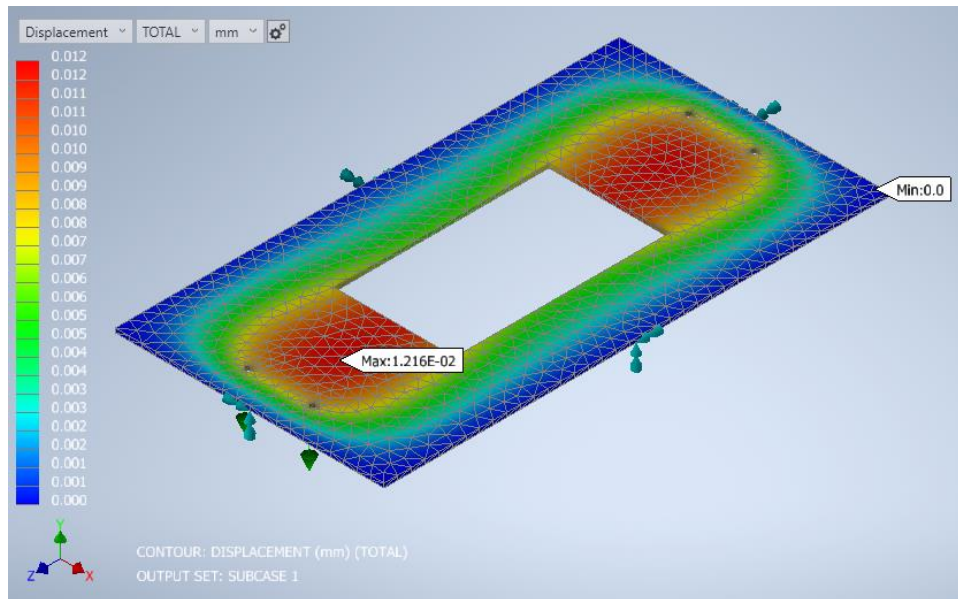


Figura 3.16 Deformación de placa soporte principal

Fuente: Elaboración propia

3.4.7. Diseño de Estructura Soporte

La estructura soporte, ítem 1 del ensamble principal, tiene la función de sostener y soportar la carga de todos los componentes de la máquina de ensayos de fatiga; para esto, deber sostener la placa soporte principal, donde a su vez, se ubican los elementos de la máquina. En la Figura 3.13 se puede observar la configuración de la estructura, donde además del tramo principal donde se ubica la plancha de soporte principal existe un tramo en voladizo donde se ubica la placa soporte que sostiene al motor eléctrico.

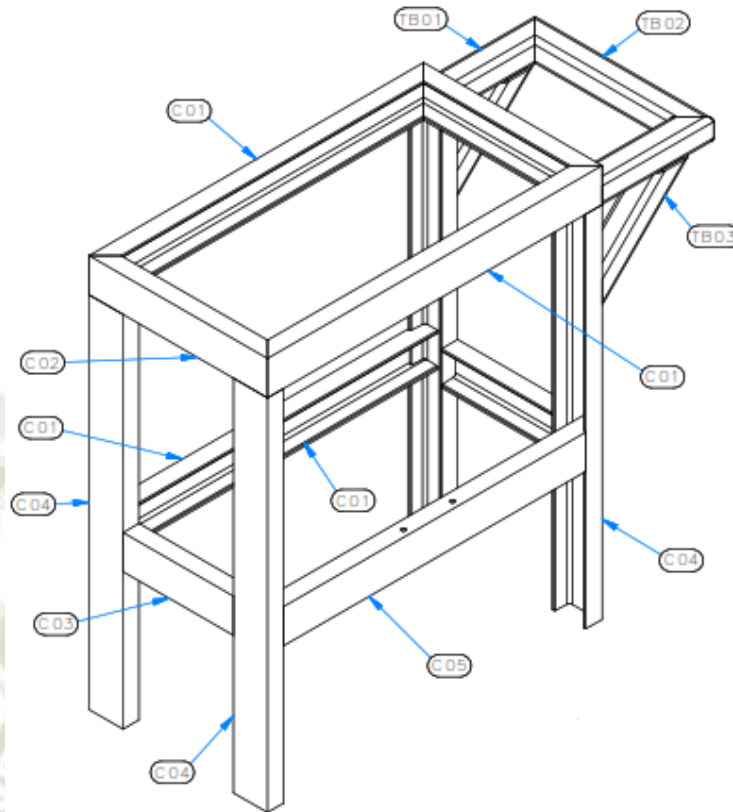


Figura 3.17 Configuración de la estructura soporte

Fuente: Elaboración propia

La carga total que actúa sobre la estructura es igual a la suma del peso de todos los componentes de la máquina y la carga aplicada para la realización de los ensayos. En la Tabla 3.5 se muestran los pesos de todos los elementos que soporta la estructura.

Tabla 3.5 Peso de elementos que soporta la estructura.

Elemento	Peso (kg)
Motor	13.80
Acople	0.450
Ejes	1.480
Chumaceras	1.040
Mandriles	1.080
Placa de soporte principal	14.95
Placa soporte de motor	2.505
Placa guía	1.665

Fuente: Elaboración propia.

El peso total de todos los elementos es 36.97 kg y la carga máxima aplicada para la realización de los ensayos es 25 kg. Entonces, la carga total que debe soportar la estructura es:

$$Q = 61.97 \text{ kg}$$

Según las especificaciones del LRFD se debe utilizar el máximo valor de las combinaciones de cargas que este indica.

$$\begin{aligned}
 &1.4D \\
 &1.2D + 1.6L + 0.5(L_r \text{ or } S \text{ or } R) \\
 &1.2D + 1.6(L_r \text{ or } S \text{ or } R) + (0.5L \text{ or } 0.8W) \\
 &1.2D + 1.3W + 0.5L + 0.5(L_r \text{ or } S \text{ or } R) \\
 &1.2D \pm 1.0E + 0.5L + 0.2S \\
 &0.9D \pm (1.3W \text{ or } 1.0E)
 \end{aligned}$$

Figura 3.18 Combinaciones de carga según LRFD.

Fuente: (AISC, 1994).

En este caso, la única carga que actúa sobre la estructura es una carga muerta, por lo que se utiliza la primera de las combinaciones de carga. Entonces:

$$W = 1.4D$$

$$W = 86.76 \text{ kg}$$

3.4.7.1. Diseño de Viga Longitudinal

La estructura consta de dos marcos, cada uno de ellos conformado por una viga longitudinal y dos columnas. Cada viga soportará la mitad del total de la carga. Entonces, la carga que soporta cada una de las vigas es:

$$W' = 43.38 \text{ kg} = 95.44 \text{ lb}$$

Podemos asumir esta carga como una carga distribuida a lo largo de toda la viga. La longitud de la viga es 750 mm (2.461 pies). Entonces, el valor de la carga distribuida es:

$$w = 38.78 \frac{lb}{pie}$$

Para hallar el momento máximo que se genera en la viga podemos utilizar las fórmulas que nos brinda la especificación del LRFD, que se muestran en la Figura 3.19.

1. SIMPLE BEAM—UNIFORMLY DISTRIBUTED LOAD

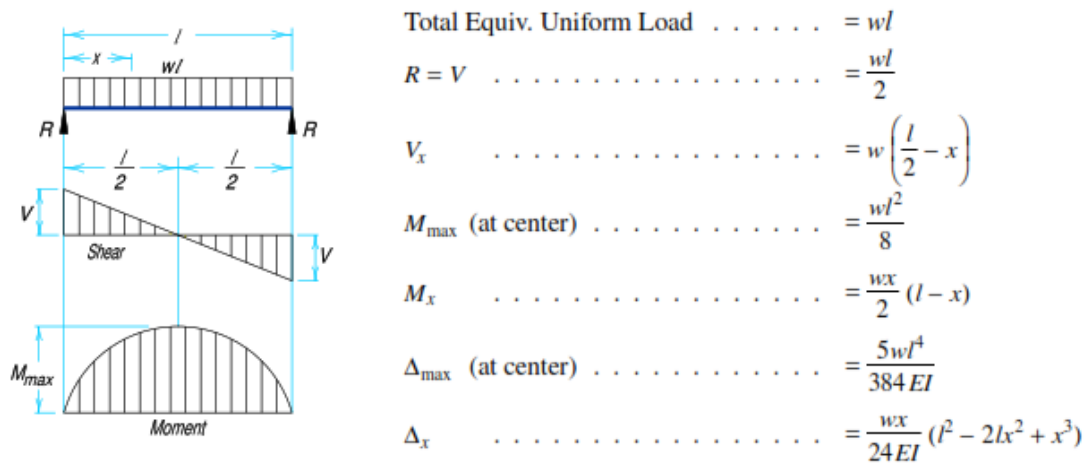


Figura 3.19 Características de viga simple con carga distribuida uniforme

Fuente: AISC (1994)

El momento flector máximo es igual a:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{wl^2}{8}$$

donde: w , Magnitud de carga distribuida.

l , Longitud de la viga.

Entonces:

$$M_{m\acute{a}x} = 29.36 \text{ lb} \cdot \text{pie} = 352.3 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

El módulo de sección plástica (Z) mínimo que debe tener el perfil a utilizar puede ser hallado mediante la siguiente expresión:

$$M_{m\acute{a}x} = 0.9F_y Z$$

donde: $F_y = 36000 \text{ psi}$, Esfuerzo de fluencia.

Z , Módulo de sección plástica.

Entonces:

$$Z = 1.087 \times 10^{-2} \text{ in}^3$$

Para la fabricación de la estructura se utilizan tubos rectangulares. Se selecciona el tubo rectangular de $3 \times 1\frac{1}{2} \times 1/8$, cuyo módulo de sección plástica es mayor al requerido.

$$Z' = 0.9 \text{ in}^3 > 1.087 \times 10^{-2} \text{ in}^3$$

Finalmente, es necesario comprobar la deflexión máxima del perfil. Se debe cumplir la siguiente expresión:

$$\Delta_{m\acute{a}x} \leq \frac{l}{360}$$

Según las características de la viga, mostradas en la Figura 3.20, la deflexión máxima es igual a:

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \frac{5wl^4}{384EI}$$

donde: w , Magnitud de carga distribuida [lb/pie].

l , Longitud de la viga [pies].

E , Módulo de elasticidad [lb/pie²].

I , Momento de inercia [pie⁴].

El módulo de elasticidad del acero A36 es:

$$E = 29 \times 10^6 \text{ psi} = 4.176 \times 10^9 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^2}$$

El momento de inercia de la sección es:

$$I = 1.06 \text{ in}^4 = 5.112 \times 10^{-5} \text{ pie}^4$$

Entonces, la deflexión máxima es:

$$\Delta_{m\acute{a}x} = \frac{5 \times 38.78 \times 2.461^4}{384 \times 4.176 \times 10^9 \times 5.112 \times 10^{-5}}$$

$$\Delta_{m\acute{a}x} = 8.676 \times 10^{-5} \text{ pies}$$

Cumpliendo:

$$8.676 \times 10^{-5} \leq \frac{2.461}{360}$$

$$8.676 \times 10^{-5} \leq 6.836 \times 10^{-3}$$

3.4.7.2. Diseño de Columnas

Cada marco de la estructura se encuentra conformado por dos columnas, éstas son analizadas a compresión. La carga que soportan estas columnas es igual a:

$$F = \frac{W'}{2}$$

$$F = 47.72 \text{ lb}$$

La longitud de cada columna es de 720 mm (2.362 in). Se asume el mismo perfil seleccionado para las vigas, es decir tubo de 3 x 1½ x 1/8, cuya área y radio de giro son:

$$A = 0.96 \text{ in}^2$$

$$r_y = 0.61 \text{ in}$$

El coeficiente de esbeltez es igual a:

$$\lambda = \frac{Kl}{r\pi} \sqrt{\frac{F_y}{E}}$$

donde: K , Factor de longitud efectiva.

l , Longitud del miembro.

$F_y = 36000 \text{ psi}$, Esfuerzo de fluencia.

r , radio de giro que rige sobre el plano de pandeo.

E , Módulo de elasticidad.

Los factores de longitud efectiva se muestran en la Figura 3.20. En este caso es uno, considerando apoyo articulado en ambos extremos de la columna.


Buckled shape of column is shown by dashed line	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Theoretical K value	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Recommended design value when ideal conditions are approximated	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
End condition code	 Rotation fixed and translation fixed Rotation free and translation fixed Rotation fixed and translation free Rotation free and translation free					

Figura 3.20 Tabla de factores de longitud efectivos

Fuente: AISC (1994)

Entonces:

$$\lambda = 0.5211$$

Para valores de $\lambda \leq 1.5$ se tiene que el esfuerzo crítico es:

$$F_{cr} = 0.658\lambda^2 F_y$$

$$F_{cr} = 32.13 \text{ ksi}$$

La resistencia axial de la columna es:

$$P = \phi_c F_{cr} A_g$$

donde: $\phi_c = 0.85$, Factor de resistencia a compresión.

F_{cr} , Esfuerzo crítico.

A_g , Área de la sección.

Entonces:

$$P = 26.22 \text{ kip}$$

Finalmente, se verifica que la relación de esbeltez del elemento seleccionado cumpla lo siguiente:

$$\frac{Kl}{r} \leq 200$$

$$46.47 \leq 200$$

3.4.7.3. Análisis por Elementos Finitos de Estructura Soporte

Luego de realizar el diseño de los elementos estructurales de la estructura soporte, se comprueba el diseño mediante un análisis por elementos finitos en el software Autodesk Inventor. En la Figura 3.21 se observa el modelo de la estructura.

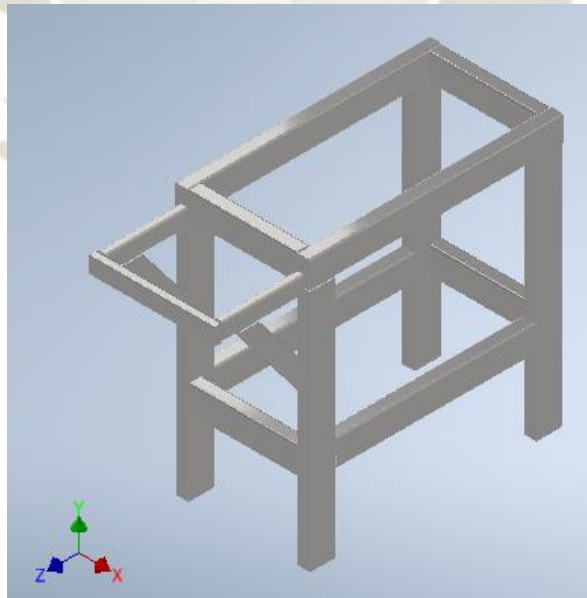


Figura 3.21 Modelado de estructura soporte

Fuente: Elaboración propia

En las Figura 3.22 se muestra los resultados de la simulación. Se observa un esfuerzo máximo generado de 4.362 MPa y una deformación máxima de 0.051 mm, por lo que se puede dar como válido el diseño realizado.

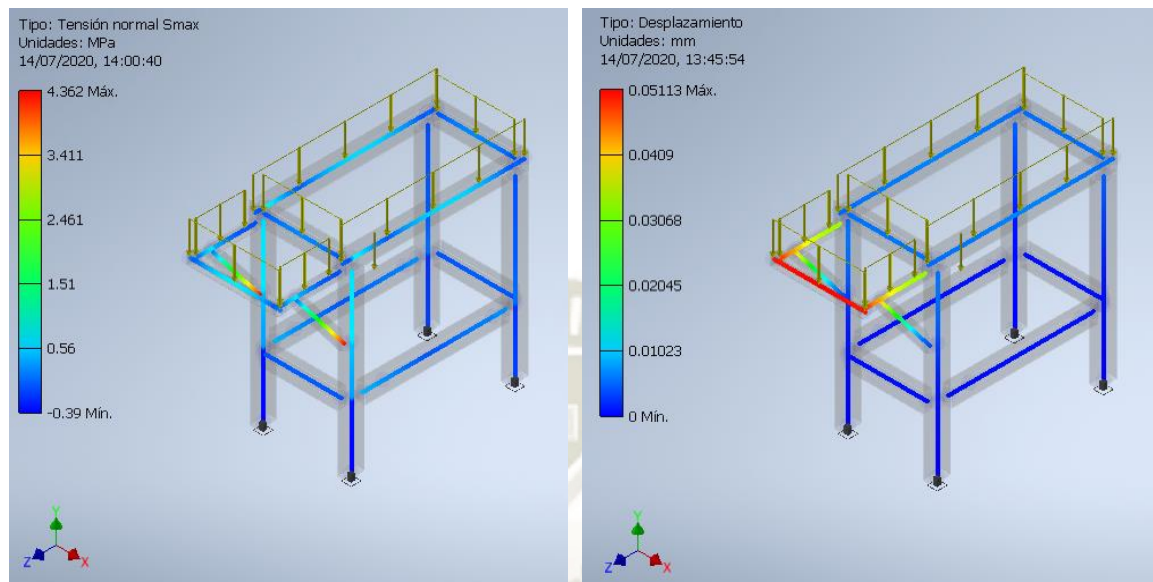


Figura 3.22 Resultados de simulación de estructura soporte

Fuente: Elaboración propia

3.5. Diseño Detallado

Los planos de detalle del módulo de ensayos de fatiga por flexión rotativa se muestran en la sección planos al final de este documento.

3.6. Construcción del Módulo

Luego de realizar el diseño de todos los componentes del módulo de fatiga y haber elaborado los planos correspondientes, se procede a realizar la fabricación y ensamble de los mismos.

3.6.1. Fabricación de Componentes

3.6.1.1. Fabricación de Ejes

Para la fabricación de los ejes se considera el uso del acero AISI 1045 y se fabrican de acuerdo a las especificaciones de los planos elaborados. Para la manufactura de estos ejes se procede a realizar el torneado de los mismos utilizado. En las figuras 3.28 y 3.29 se muestra el modelado 3D de los ejes conductor y conducido.

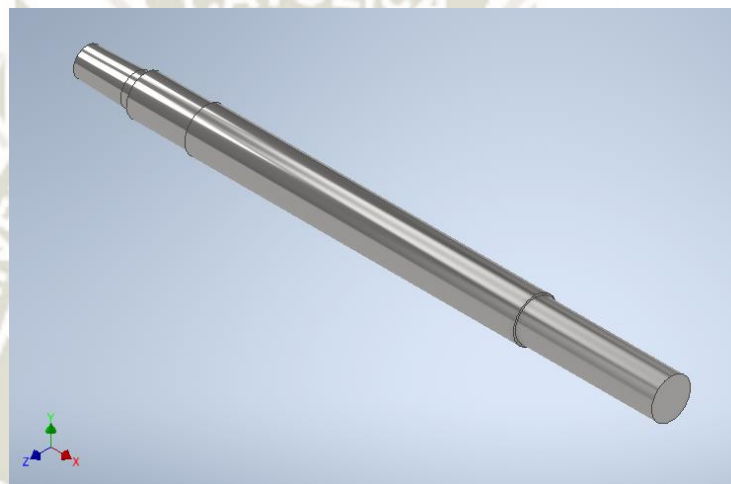


Figura 3.23 Modelado de eje conductor

Fuente: Elaboración propia

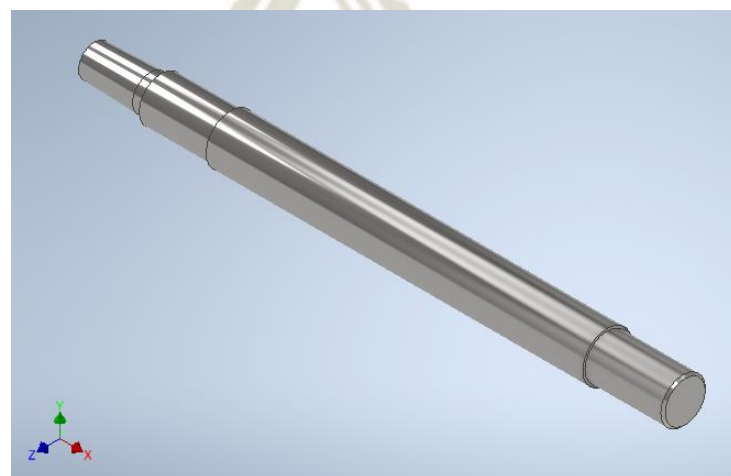


Figura 3.24 Modelado de eje conducido

Fuente: Elaboración propia

3.6.1.2. Fabricación de Estructura

Para la fabricación de la estructura se utiliza acero ASTM A36. Para la fabricación de los elementos estructurales se utilizan procesos de manufactura de corte, esmerilado y taladrado. Los elementos de la estructura que conforman los pórticos (vigas y columnas) son fabricados con tubos rectangulares de 80 mm x 40 mm, con un espesor de 3 mm., mientras que los elementos de la parte de la estructura que soporta al motor eléctrico son fabricados con tubos rectangulares de 2" x 1", con un espesor de 1/8". Para la fabricación de las placas de soporte se utilizan planchas de espesores de 1/4" y 1/8".

3.6.2. Ensamble del Módulo

3.6.2.1. Ensamble de Estructura

Para realizar el ensamble de los elementos estructurales de la estructura soporte se utiliza el proceso de soldadura SMAW. Se requiere emplear soldaduras de ranura y soldaduras de filete.

La estructura se compone de dos pórticos, por lo que primeramente se realiza el armado y soldeo de cada uno de ellos, luego se procede a armar y soldar la estructura completa uniendo ambos pórticos mediante las dos vigas principales y los arriostres intermedios. Finalmente, se realiza la soldadura de la placa de soporte principal y el voladizo que soporta el motor eléctrico. En la Figura 3.25 se muestra la estructura fabricada.



Figura 3.25 Estructura del Módulo de Fatiga

Fuente: Elaboración propia

3.6.2.2. Montaje de Chumaceras

Para el montaje de las chumaceras primero es necesario realizar una limpieza a los ejes, eliminando las rebabas que pudieran existir. Luego, se realiza el montaje de la primera chumacera, deslizándola sobre el eje; y finalmente, se realiza el ajuste de los prisioneros. De esta manera se realiza el montaje de dos chumaceras en cada eje, conductor y conducido.



Figura 3.26 Ensamble de eje y chumaceras

Fuente: Elaboración propia

3.6.2.3. Montaje de Chucks

Luego de realizado el montaje de las chumaceras, se realiza el montaje de los chucks en los ejes con ayuda de una prensa hidráulica. El ajuste entre los chucks y los ejes se da mediante un ajuste cónico.



Figura 3.27 Ensamble de chuck y eje

Fuente: Elaboración propia

3.6.2.4. Ensamble Final

Luego de realizar el ensamble de los ejes, se realiza el trazo de la posición de las chumaceras sobre la placa de soporte principal.



Figura 3.28 Distribución de componentes sobre estructura

Fuente: Elaboración propia

Seguidamente, se realiza el ajuste de los elementos de fijación de las chumaceras sobre la estructura y finalmente, se realiza el montaje y alineamiento del motor eléctrico y el acople entre el motor y el eje conductor.



Figura 3.29 Ensamble de motor eléctrico, acople y eje conductor

Fuente: Elaboración propia



Figura 3.30 Ensamble final del Módulo de Fatiga

Fuente: Elaboración propia

CAPITULO IV

4. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

4.1. Acero SAE 1045

Antes de iniciar los ensayos en el módulo de fatiga construido, es necesario conocer el material a estudiar en la presente investigación. Como se mencionó anteriormente, el material utilizado para analizar el comportamiento a fatiga es el acero SAE 1045. El acero SAE 1045 es un acero de medio carbono de alta calidad y que posee alta resistencia, es utilizado generalmente para la fabricación de componentes de maquinaria que no están sometidos a grandes esfuerzos, como ejes, pasadores, chavetas, etc. En la Tabla 4.1. se muestra la composición química del acero SAE 1045 y en la Tabla 4.2 se muestran sus principales propiedades físicas y mecánicas. La ficha técnica completa del acero SAE 1045 habitual se muestra en el ANEXO C.

Tabla 4.1 Composición química del acero SAE 1045

Componente	Carbono (C)	Silicio (Si)	Manganeso (Mn)
%	0.45%	0.30%	0.70%

Fuente: Bhöler (2021)

Tabla 4.2 Propiedades del acero SAE 1045

Propiedad	Unidad	Magnitud
Densidad	g/cm ³	7.85
Módulo de Elasticidad	GPa	200
Conductividad Térmica	W/m °C	52
Calor Específico	J/kg K	460
Coeficiente de Poisson	-	0.3
Resistencia a la Tracción	MPa	650
Esfuerzo de Fluencia	MPa	370
Dureza	HB	193

Fuente: Bhöler (2021)

Luego de adquirir el material, se realiza un ensayo de tracción en los laboratorios de la institución TECSUP para obtener los valores reales de la resistencia a la tracción y el esfuerzo de fluencia. En la Tabla 4.3 se muestran los resultados. El reporte de este ensayo de tracción se muestra en el ANEXO D.

Tabla 4.3 Resultados del ensayo de tracción.

Propiedad	Unidad	Magnitud
Resistencia a la Tracción	MPa	775
Esfuerzo de Fluencia	MPa	481

Fuente: Elaboración propia.

4.2. Procedimiento Experimental

El procedimiento experimental consiste en la realización de ensayos de fatiga a probetas de acero SAE 1045 con diferentes geometrías, generando diferentes casos de

concentración de esfuerzos. Estos ensayos se llevan a cabo en el módulo de ensayos de fatiga implementado. Los casos que se analizarán son los siguientes:

- A. Probeta sin concentración de esfuerzos (Probeta según norma ISO 1143).
- B. Probeta ranurada.

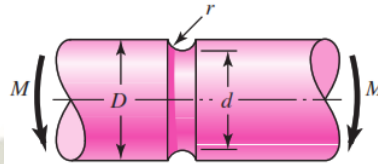


Figura 4.1 Eje ranurado

Fuente: Budynas & Nisbett (2011)

- C. Probeta con ranura de fondo plano ($r = 0$).
- D. Probeta con ranura de fondo plano con filetes ($r \geq 0$).

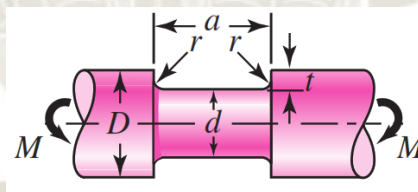


Figura 4.2 Eje con ranura de fondo plano

Fuente: Budynas & Nisbett (2011)

- E. Probeta con agujero transversal.

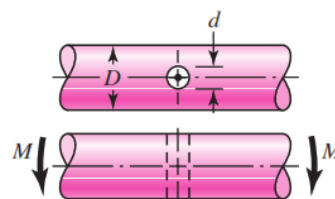


Figura 4.3 Eje con agujero trasversal

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

El objetivo de estos ensayos es obtener la curva S-N para cada caso de concentración de esfuerzos.

4.3. Probetas para Ensayos de Fatiga

4.3.1. Dimensiones de Probeta

Las probetas utilizadas para la realización de los ensayos de fatiga son fabricadas según la norma ISO 1143: “Metallic materials – Rotating bar vending fatigue testing” (ISO, 2010). Los diámetros recomendados para la probeta son 6, 7.5 y 9.5 milímetros. Para mayor comodidad de los ensayos a realizar, el diámetro a utilizar en los ensayos es el de 6 mm, de esta forma la ruptura de la probeta tarda menos tiempo y las cargas aplicadas son menores. Es deseable también que la relación entre el área de la sección de prueba y el área de las secciones de agarre de las probetas sea al menos de 3 a 1. Además, el radio de filetes de transición entre la zona de prueba y de agarre no debe ser menor a tres veces el diámetro. En la Figura 4.4 se muestra la forma de las probetas según la norma ISO 1143, mientras que en la Figura 5.5 se muestran las dimensiones reales de las mismas.

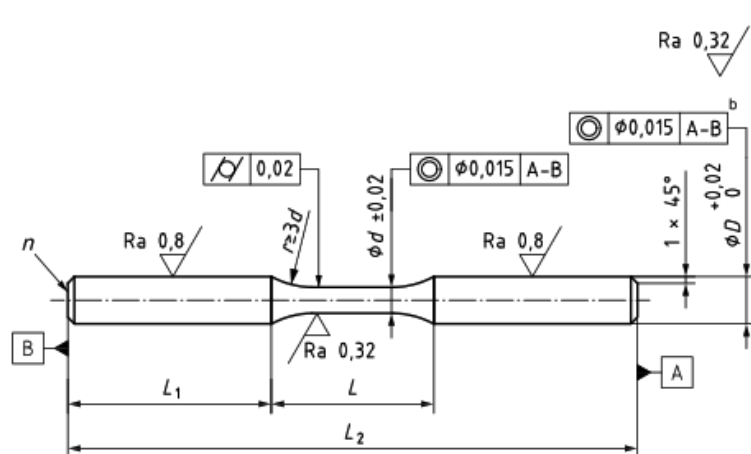


Figura 4.4 Forma y dimensiones típicas de la probeta para ensayos de fatiga

Fuente: ISO (2010)

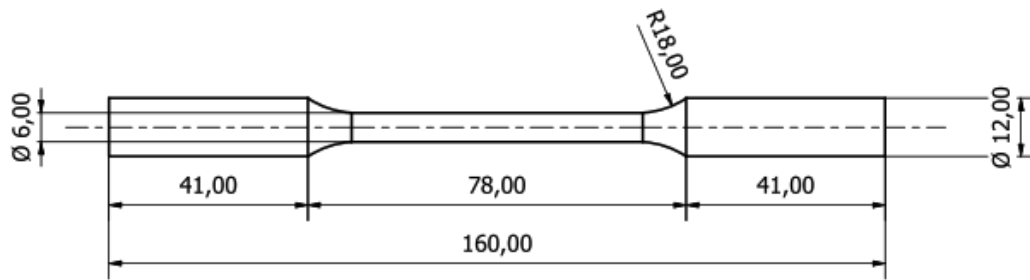


Figura 4.5 Dimensiones de probeta para ensayos de fatiga

Fuente: Elaboración propia

La probeta mostrada en la figura anterior es la que se utiliza para la validación del módulo y para hallar la curva S-N base, sin embargo, para propósitos de la presente investigación, también se fabrican probetas con diferentes geometrías para la generación de concentración de esfuerzos (casos mencionados en el procedimiento experimental). Las dimensiones definidas para estos casos se muestran a continuación:

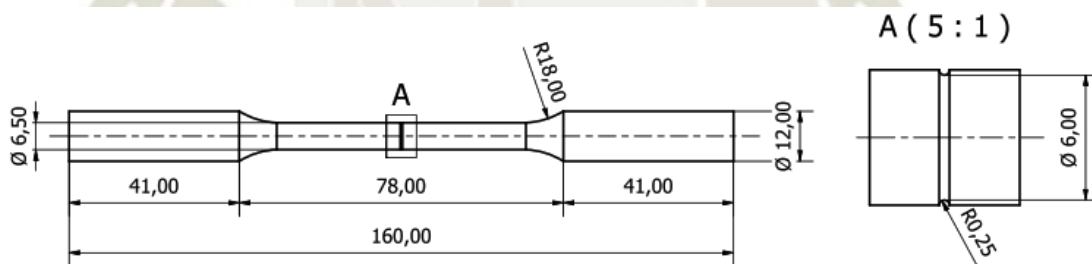


Figura 4.6 Dimensiones de probeta ranurada

Fuente: Elaboración propia

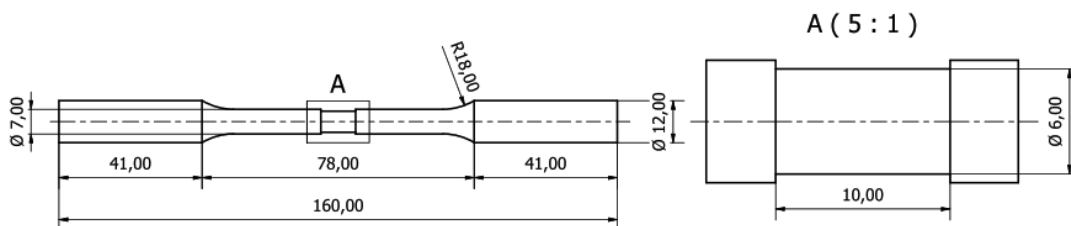


Figura 4.7 Dimensiones de probeta con ranura de fondo plano

Fuente: Elaboración propia

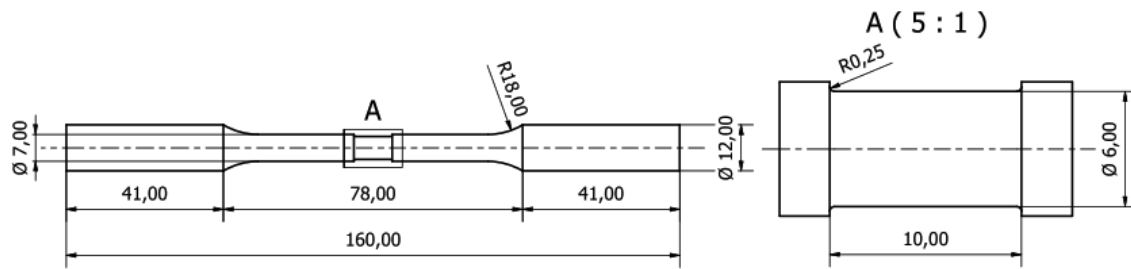


Figura 4.8 Dimensiones de probeta con ranura de fondo plano con filete

Fuente: Elaboración propia

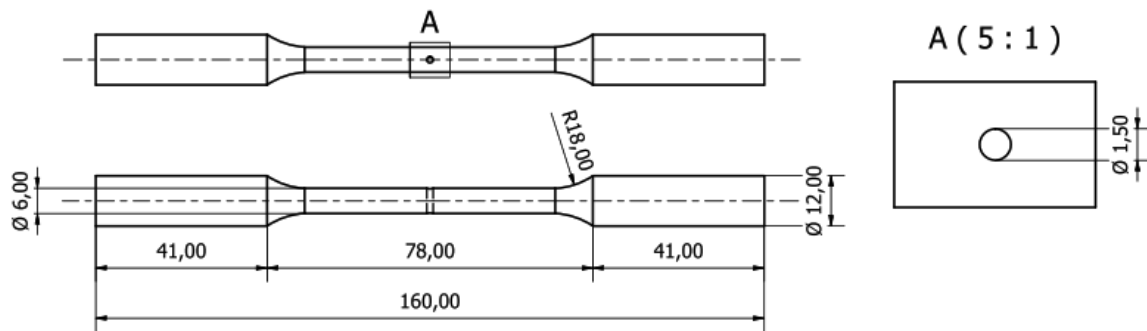


Figura 4.9 Dimensiones de probeta con agujero transversal

Fuente: Elaboración propia

4.3.2. Fabricación de Probetas

Luego de definir las dimensiones de la probeta, se procede a su fabricación. El maquinado de las probetas se realiza mediante un torno. En el caso de las probetas con agujeros transversales, los agujeros fueron realizados en un taladro de banco. Posteriormente, todas las probetas son pulidas para obtener un acabado superficial adecuado.



Figura 4.10 Proceso de fabricación de probetas

Fuente: Elaboración propia

4.4. Procedimiento del Ensayo de Fatiga

Luego de la fabricación de probetas se procede a realizar los ensayos de fatiga. El procedimiento para realizar los ensayos en el módulo de fatiga implementado se describe a continuación:

1. Conectar el cable de alimentación del equipo a una fuente monofásica de 220 V.
2. Montar la probeta en su posición. Para este paso es necesario retirar temporalmente el eje conducido junto con sus dos chumaceras, luego se introduce la probeta dentro de los chucks de sujeción y se colocan nuevamente en su posición el eje conducido y chumaceras.

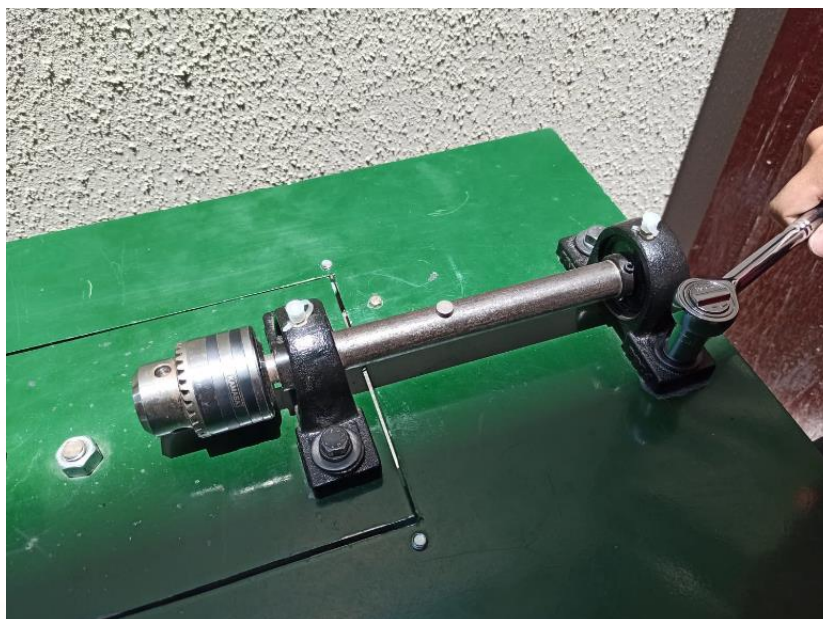


Figura 4.11 Desajuste de chumaceras y retiro de eje conducido

Fuente: Elaboración propia

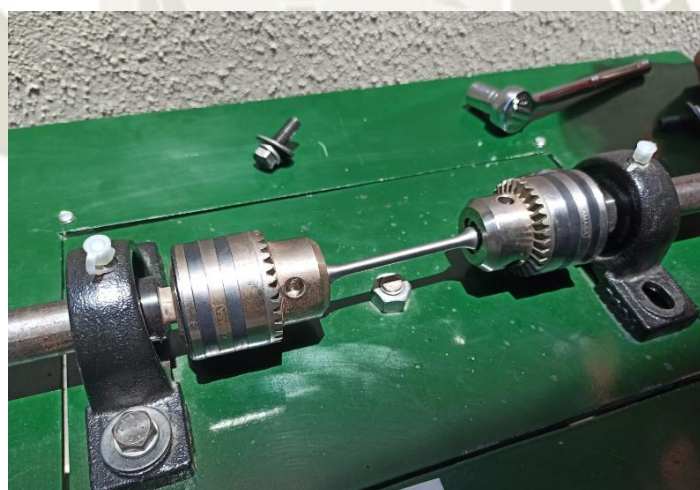


Figura 4.12 Montaje de probeta

Fuente: Elaboración propia



Figura 4.13 Reposición de eje conducido

Fuente: Elaboración propia

3. Ajustar la probeta mediante el ajuste en los chucks de sujeción utilizando la llave correspondiente.



Figura 4.14 Ajuste de probeta

Fuente: Elaboración propia

4. Retirar los seguros de la placa de fuerza por la parte inferior.

5. Energizar el equipo utilizando el botón verde del tablero eléctrico.

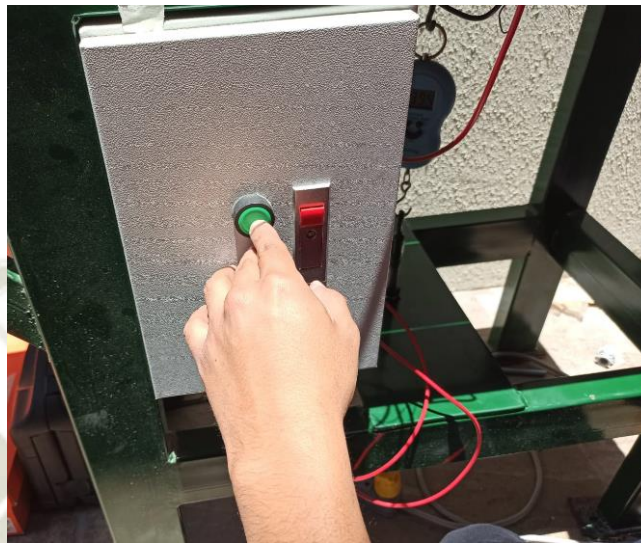


Figura 4.15 Energización del equipo

Fuente: Elaboración propia

6. Reiniciar el contador presionando el botón negro del tablero de control.

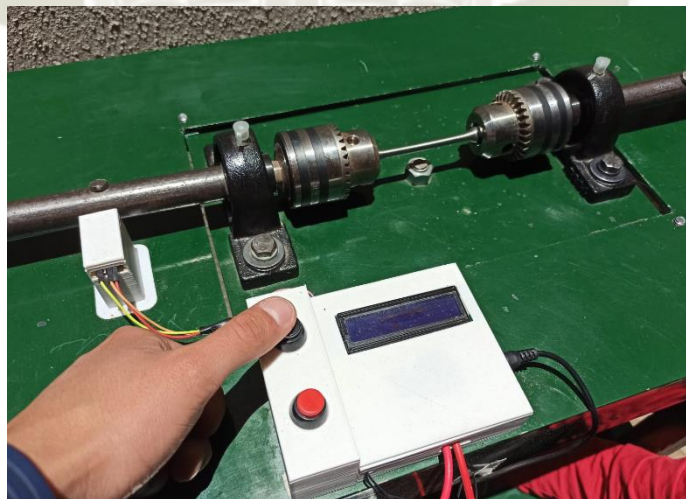


Figura 4.16 Reinicio de contador

Fuente: Elaboración propia

7. Accionar el motor presionando el botón rojo del tablero de control.

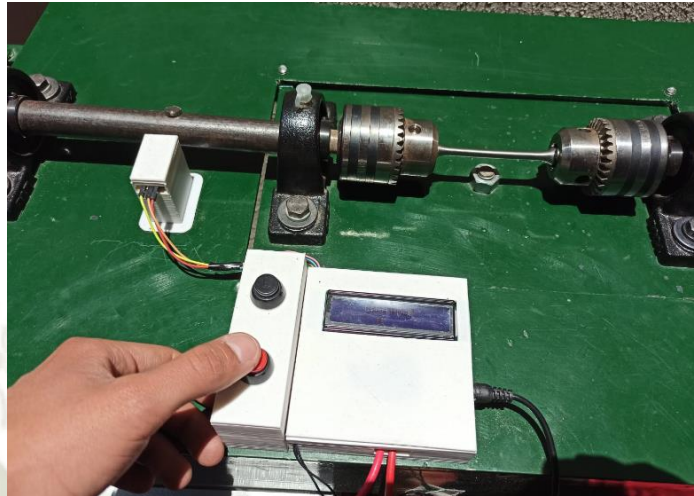


Figura 4.17 Accionamiento de motor

Fuente: Elaboración propia

8. Aplicar la fuerza deseada mediante la volante. La fuerza debe ser aplicada gradualmente y de forma continua. El valor de la fuerza ejercida por el tornillo se muestra en el dinamómetro digital.



Figura 4.18 Aplicación de fuerza

Fuente: Elaboración propia



Figura 4.19 Fuerza mostrada en dinamómetro digital

Fuente: Elaboración propia

9. Fin del ensayo. El ensayo termina cuando la probeta falla, es decir se fracture. Al momento de la falla, el equipo para automáticamente y muestra el número de ciclos.



Figura 4.20 Fin del ensayo

Fuente: Elaboración propia

4.5. Validación del Módulo de Fatiga

Luego de haber realizado la construcción del módulo de fatiga, se realiza la validación del mismo, para de esta forma, tener la certeza de que los resultados que nos entregue sean precisos y confiables. Para ello, se realizan ensayos en probetas normadas y se comparan con los valores teóricos. Los resultados obtenidos para el proceso de validación del módulo fueron se muestran en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4 Resultados ensayos para validación de módulo de fatiga

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)
1	11.00	508.69	10263	541.80
2	11.00	508.69	10396	541.29
3	11.50	531.82	8687	548.45
4	11.80	545.69	9909	543.19
5	12.00	554.94	9489	544.91
6	12.50	578.06	2853	595.02
7	13.00	601.18	1857	614.02
8	13.50	624.31	2005	610.58
9	14.00	647.43	1299	630.29

Fuente: Elaboración propia

Con estos resultados se puede elaborar la curva S-N correspondiente a los ensayos de validación, que se muestra en la Figura 4.21.

Curva S-N Ensayos Validación

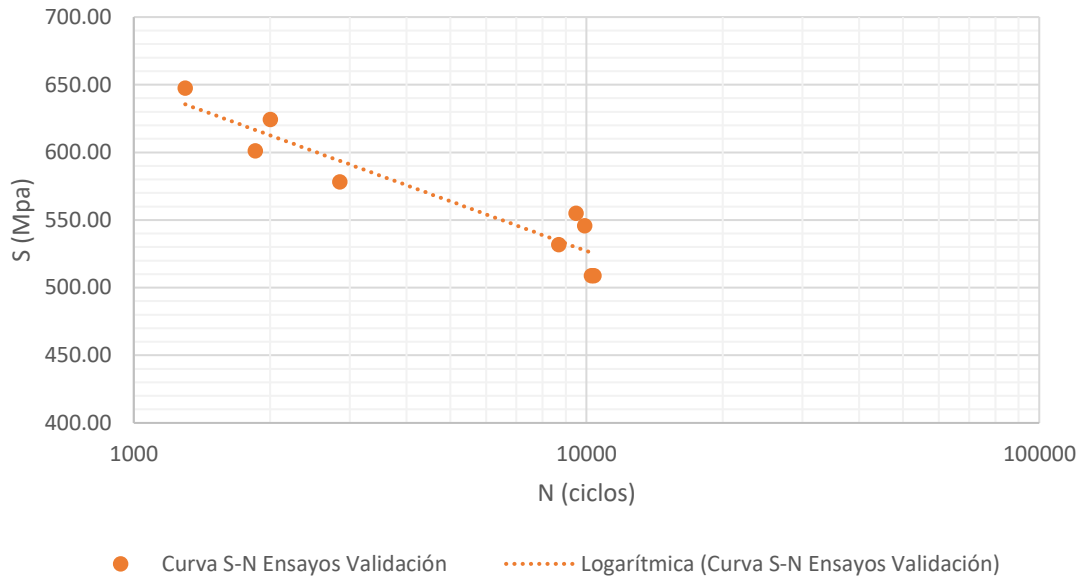


Figura 4.21 Curva S-N Ensayos Validación

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 4.22 se muestra la comparación de los resultados obtenidos en los ensayos de validación con los valores teóricos.

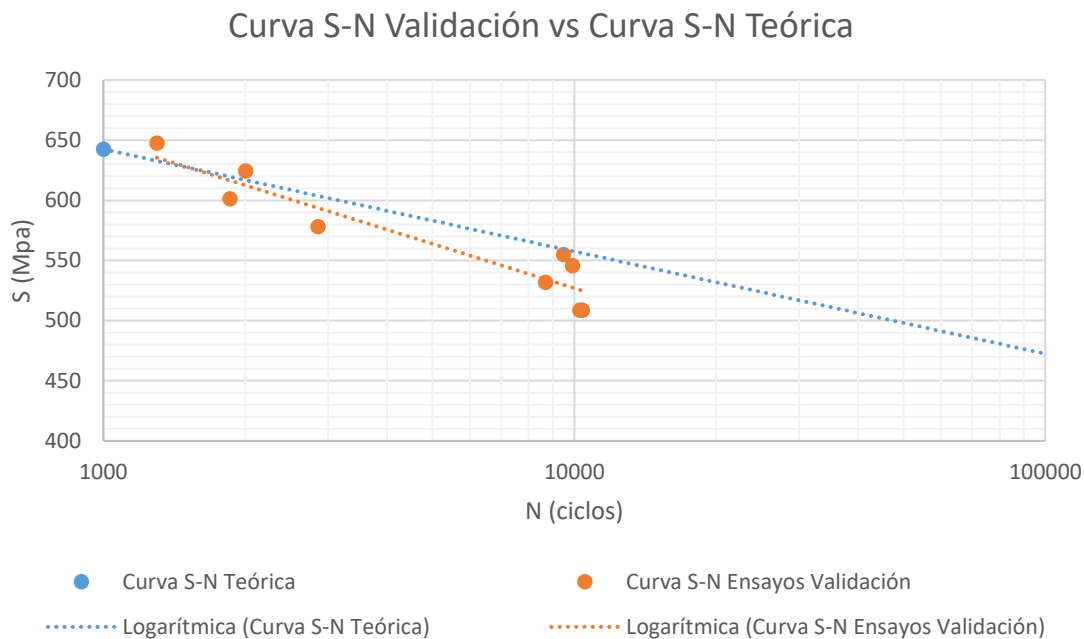


Figura 4.22 Curva S-N Validación vs Curva S-N Teórica

Fuente: Elaboración propia

Gráficamente podemos observar que los resultados obtenidos en las pruebas de validación se asemejan a los valores teóricos, sin embargo, para poder tener mayor precisión calcularemos el error de estos resultados, los cuales se muestran en la Tabla 4.5. El error máximo calculado para los resultados de validación fue de 6%, por lo que podemos dar como validado nuestro módulo de fatiga, el cual se utiliza para los ensayos de fatiga de la presente investigación.

Tabla 4.5 Error en resultados de validación

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)	Error Absoluto	Error Porcentual
1	11.00	508.69	10263	541.80	33.10	6.11%
2	11.00	508.69	10396	541.29	32.59	6.02%
3	11.50	531.82	8687	548.45	16.63	3.03%
4	11.80	545.69	9909	543.19	-2.50	-0.46%

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)	Error Absoluto	Error Porcentual
5	12.00	554.94	9489	544.91	-10.02	-1.84%
6	12.50	578.06	2853	595.02	16.96	2.85%
7	13.00	601.18	1857	614.02	12.83	2.09%
8	13.50	624.31	2005	610.58	-13.73	-2.25%
9	14.00	647.43	1299	630.29	-17.14	-2.72%

Fuente: Elaboración propia

4.6. Resultados de los Ensayos

Para la realización de los ensayos se hace la procura de un nuevo lote de acero SAE 1045, para el cual se realiza nuevamente un ensayo de tracción en los laboratorios de la institución TECSUP. Los resultados se muestran en la Tabla 4.6. El reporte de este ensayo se muestra en el ANEXO E.

Tabla 4.6 Resultados del ensayo de tracción a acero SAE 1045 para ensayos

Propiedad	Unidad	Magnitud
Resistencia a la Tracción	MPa	968
Esfuerzo de Fluencia	MPa	904

Fuente: Elaboración propia

Con este acero se realizan los ensayos experimentales para cada tipo de probeta, los resultados obtenidos se muestran a continuación.

4.6.1. Caso 1: Probeta sin Concentración de Esfuerzos

El primer grupo de ensayos se realiza en probetas sin ningún tipo de concentración de esfuerzos. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 4.7.

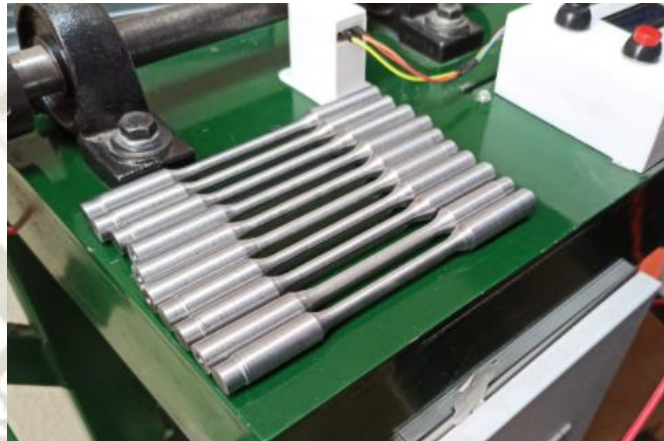


Figura 4.23 Probetas sin concentración de esfuerzos

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4.7 Resultados ensayos probeta sin concentración de esfuerzos

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)
1	14.09	651.59	7104
2	14.59	674.71	5951
3	15.05	695.99	3780
4	15.55	719.11	3150
5	16.01	740.38	2750

Fuente: Elaboración propia

Con los resultados obtenidos se puede graficar la curva S-N, mostrada en la Figura 4.24.

Curva S-N Resultados Ensayos Probeta sin Concentración de Esfuerzos

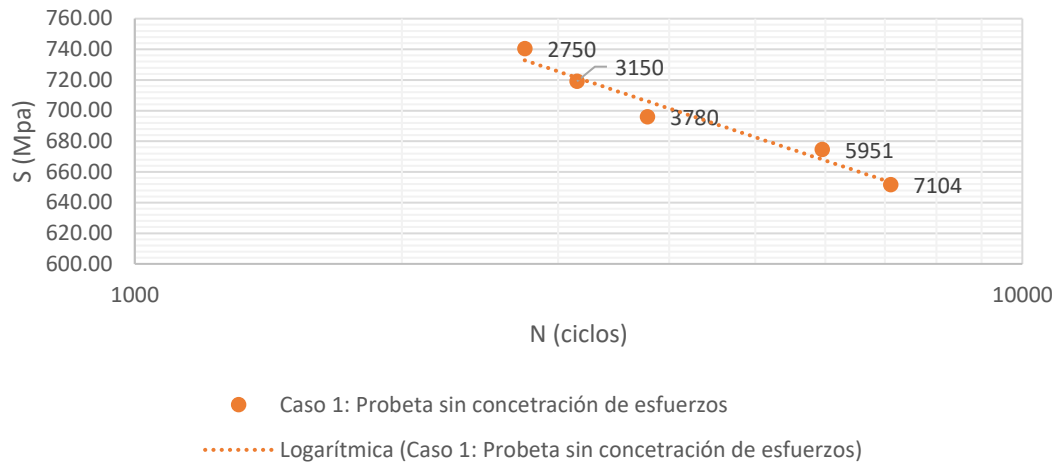


Figura 4.24 Curva S-N resultados ensayos de probeta sin concentración de esfuerzos

Fuente: Elaboración propia

4.6.2. Caso 2: Probeta Ranurada

El segundo grupo de ensayos se realiza en probetas ranuradas. Los resultados se muestran en la Tabla 4.8.



Figura 4.25 Probetas ranuradas.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4.8 Resultados ensayos probeta ranurada

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)
1	12.00	554.94	4010
2	13.00	601.18	3777
3	14.00	647.43	3417
4	15.00	693.67	1724
5	16.00	739.92	1293

Fuente: Elaboración propia

Con los resultados obtenidos se puede graficar la curva S-N, que se muestra en la Figura 4.26.

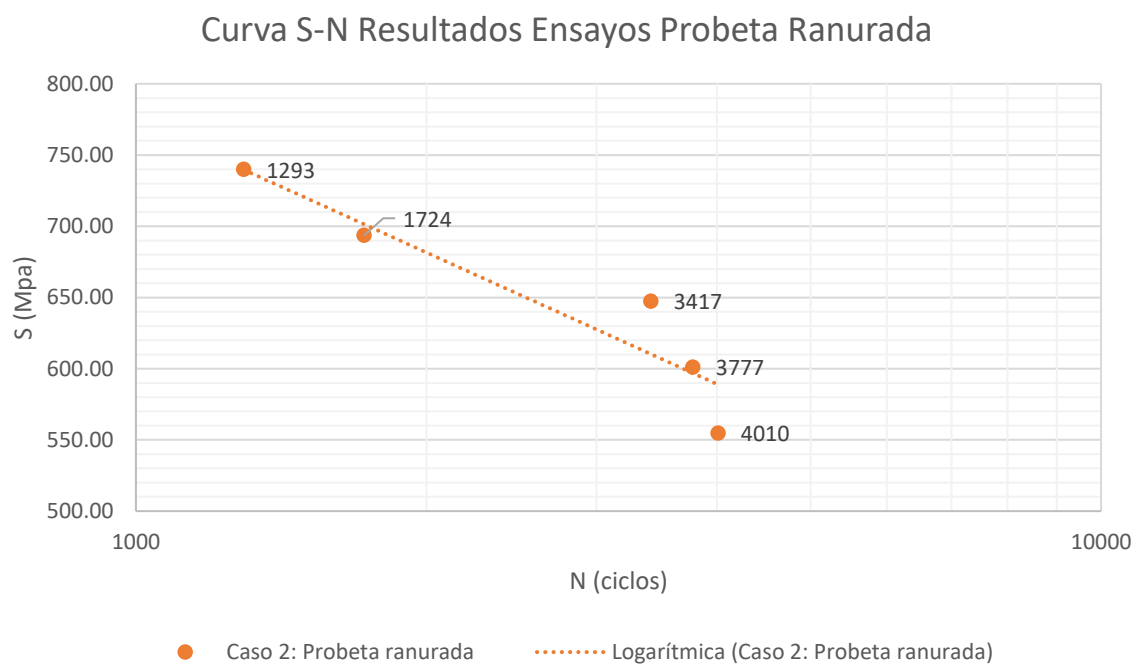


Figura 4.26 Curva S-N ensayos probeta ranurada

Fuente: Elaboración propia

4.6.3. Caso 3: Probeta con Ranura de Fondo Plano

El tercer grupo de ensayos se realiza en probetas con ranura de fondo plano. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 4.27.



Figura 4.27 Probetas con ranura de fondo plano

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4.9 Resultados ensayo probeta con ranura de fondo plano

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)
1	10.00	462.45	6000
2	12.00	554.94	4852
3	13.00	601.18	2750
4	14.00	647.43	2050
5	16.00	739.92	1320

Fuente: Elaboración propia.

Con estos resultados se puede graficar la curva S-N, que se muestra en la Figura 4.28.

Curva S-N Resultados Ensayos Probeta con Ranura de Fondo Plano

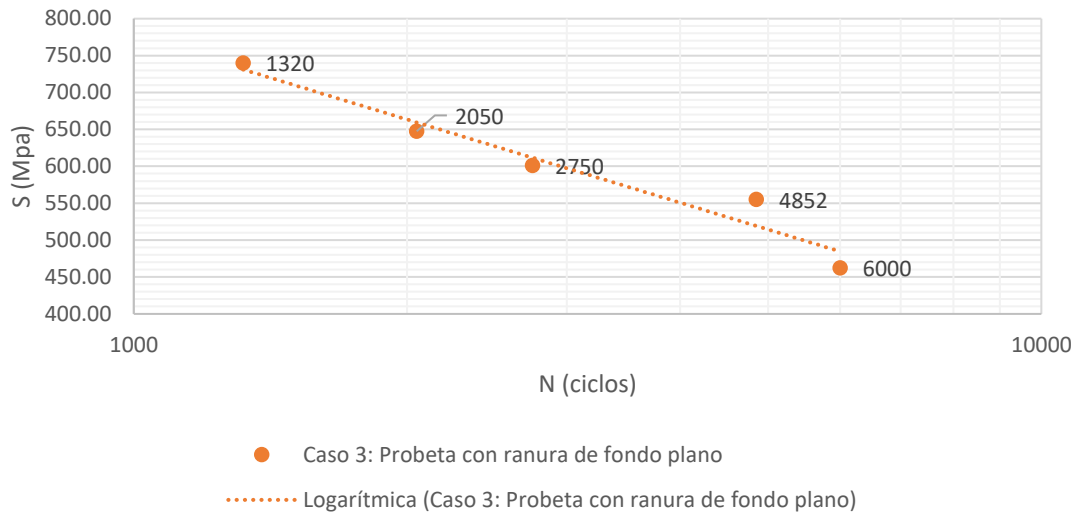


Figura 4.28 Curva S-N ensayos probeta con ranura de fondo plano

Fuente: Elaboración propia

4.6.4. Caso 4: Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete

El cuarto grupo de ensayos se realiza en probetas con ranura de fondo plano con filete en el cambio de sección. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 4.10.

Tabla 4.10 Resultados ensayos probeta con ranura de fondo plano con filete

Nº de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)
1	10.00	462.45	4500
2	12.00	554.94	3100
3	13.00	601.18	3000
4	14.00	647.43	1900
5	16.00	739.92	1000

Fuente: Elaboración propia

Con estos resultados se obtiene la curva S-N, mostrada en la Figura 4.29.

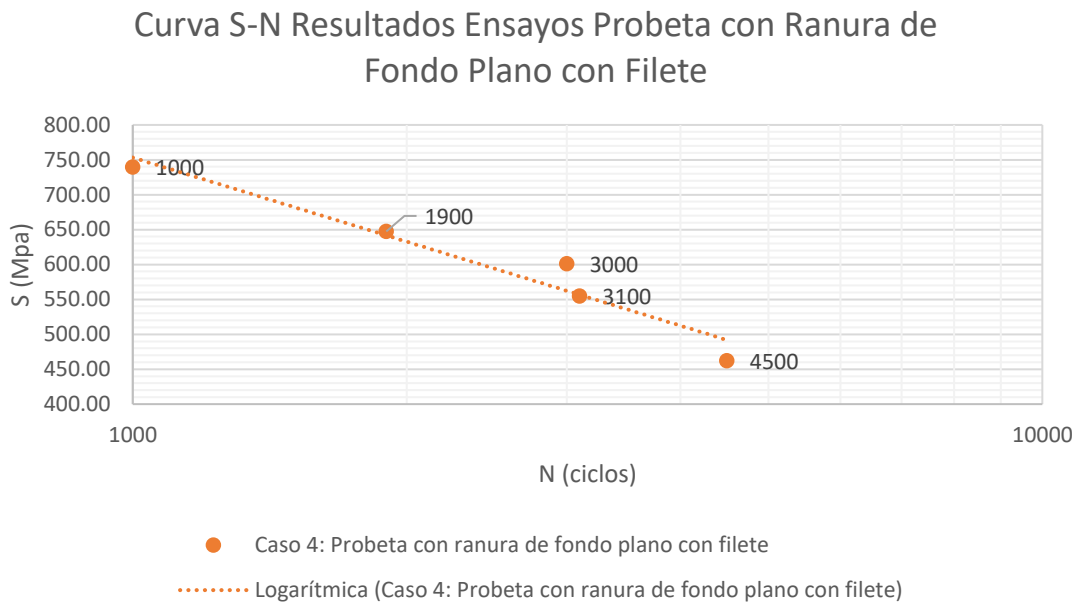


Figura 4.29 Curva S-N ensayos probeta con ranura de fondo plano con filete

Fuente: Elaboración propia

4.6.5. Caso 5: Probeta con Agujero Transversal

El quinto grupo de ensayos se realiza en probetas con agujero transversal. Los resultados de los ensayos se muestran en la Tabla 4.11.



Figura 4.30 Probetas con agujero transversal.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 4.11 Resultados ensayos probeta con agujero transversal

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)
1	4.00	184.98	2894
2	7.00	323.71	1828
3	10.00	462.45	1234
4	11.00	508.69	1141
5	12.00	554.94	1086

Fuente: Elaboración propia

Con estos resultados se obtiene la curva S-N, que se muestran en la Figura 4.31.

Curva S-N Resultados Ensayos Probeta con Agujero Transversal

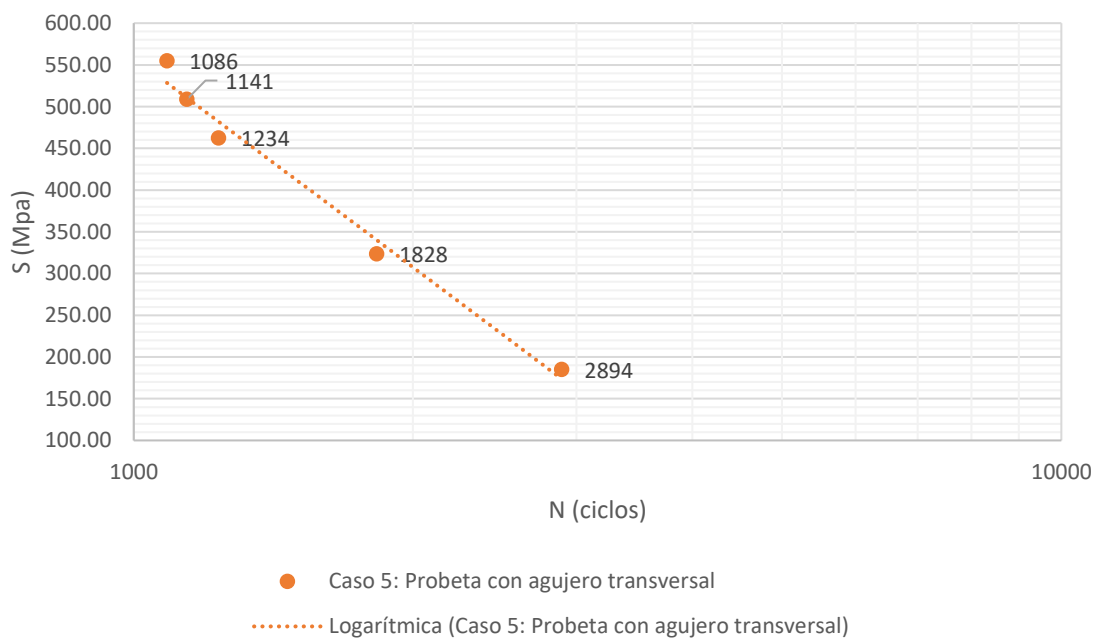


Figura 4.31 Curva S-N ensayos probeta con agujero transversal

Fuente: Elaboración propia

4.7. Análisis de Resultados

Luego de realizar los ensayos para los diferentes casos de concentración de esfuerzos, se analizan los resultados obtenidos, para poder calcular el efecto de estos concentradores de esfuerzos en la resistencia a la fatiga. En la Figura 4.32 se muestra la comparación de las curvas S-N para cada caso de concentración de esfuerzos ensayado.

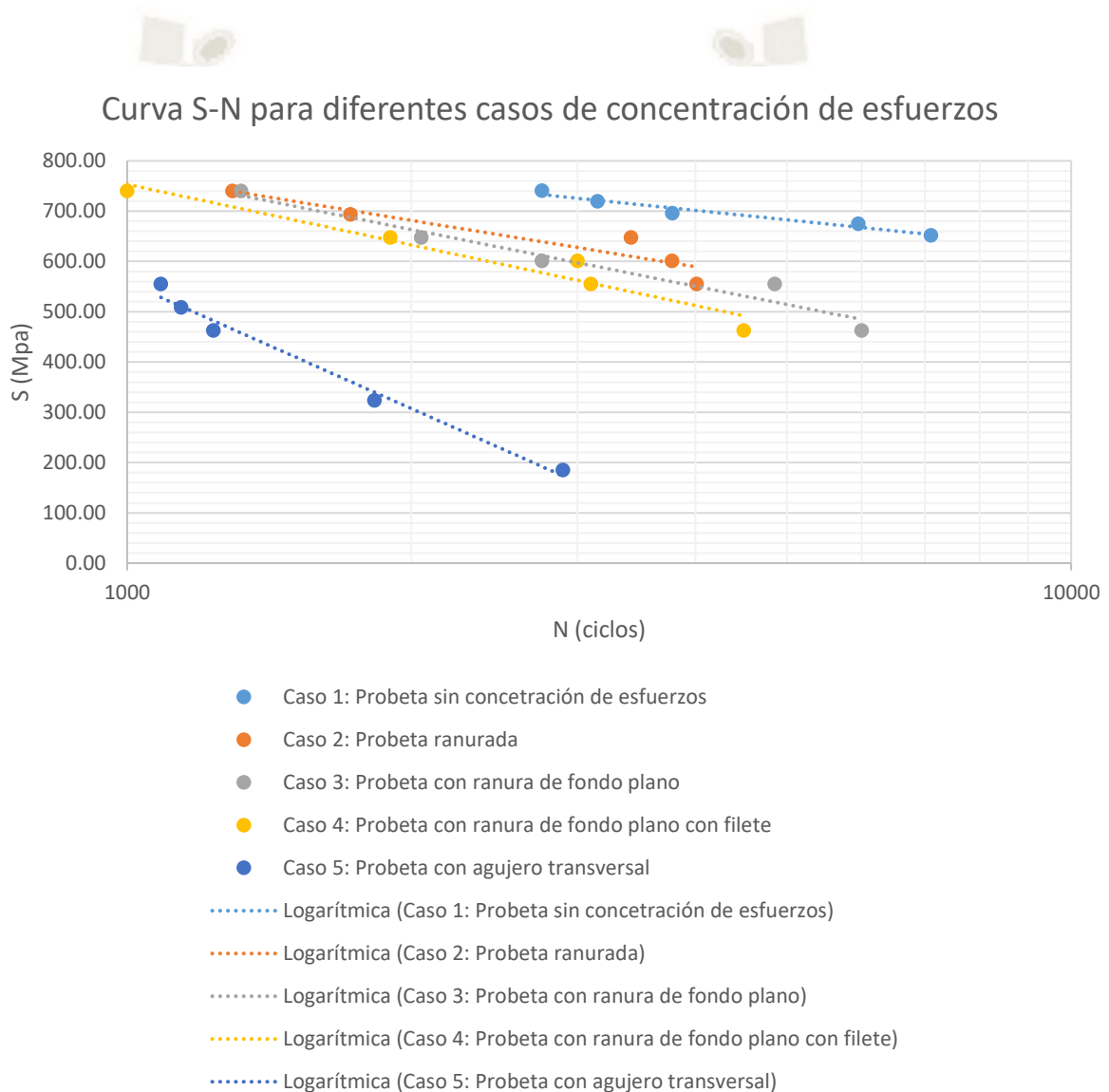


Figura 4.32 Curva S-N para diferentes casos de concentración de esfuerzos

Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la gráfica anterior, la concentración de esfuerzos en cada caso produce una disminución en la resistencia a la fatiga. A continuación, se calcula la disminución de la misma para cada caso de concentración de esfuerzo estudiado.

4.7.1. Caso 2: Probeta Ranurada

Los resultados para el caso N° 2, probeta ranurada, se muestran en la Tabla 4.12. De acuerdo a estos resultados se determina que el efecto en la resistencia a la fatiga para el caso de la probeta ranurada es la disminución en un 21.63% en el caso más crítico.

Tabla 4.12 Efecto en la resistencia a la fatiga en probeta ranurada

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)	Variación	Variación Porcentual
1	12.00	554.94	4010	708.09	153.15	21.63%
2	13.00	601.18	3777	711.02	109.84	15.45%
3	14.00	647.43	3417	715.95	68.52	9.57%
4	15.00	693.67	1724	750.52	56.85	7.57%
5	16.00	739.92	1293	765.56	25.64	3.35%

Fuente: Elaboración propia

4.7.2. Caso 3: Probeta con Ranura de Fondo Plano

Los resultados para el caso N° 3, probeta con ranura de fondo plano, se muestran en la Tabla 4.13. De acuerdo a estos resultados se determina que el efecto en la resistencia a la fatiga para el caso de la probeta con ranura de fondo plano es la disminución en un 32.85% en el caso más crítico.

Tabla 4.13 Efecto en probeta con ranura de fondo plano

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)	Variación	Variación Porcentual
1	10.00	462.45	6000	688.69	226.24	32.85%
2	12.00	554.94	4852	698.85	143.91	20.59%
3	13.00	601.18	2750	726.75	125.56	17.28%
4	14.00	647.43	2050	741.61	94.19	12.70%
5	16.00	739.92	1320	764.47	24.55	3.21%

Fuente: Elaboración propia

4.7.3. Caso 4: Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete

Los resultados obtenidos para el caso N° 4, probeta con ranura de fondo plano con filete, se muestra en la Tabla 4.14. De acuerdo a estos resultados se determina que el efecto en la resistencia a la fatiga para el caso de la probeta con ranura de fondo plano con filete es la disminución en un 34.17% en el caso más crítico.

Tabla 4.14 Efecto en probeta con ranura de fondo plano con filete

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)	Variación	Variación Porcentual
1	10.00	462.45	4500	702.49	240.04	34.17%
2	12.00	554.94	3100	720.77	165.83	23.01%
3	13.00	601.18	3000	722.40	121.22	16.78%
4	14.00	647.43	1900	745.51	98.08	13.16%
5	16.00	739.92	1000	779.24	39.32	5.05%

Fuente: Elaboración propia

4.7.4. Caso 5: Probeta con Agujero Transversal

Los resultados obtenidos para el caso N° 5, probeta con agujero transversal, se muestran en la Tabla 4.15. De acuerdo a estos resultados se determina que el efecto en la resistencia a la fatiga para el caso de la probeta con agujero transversal es la disminución en un 74.46% en el caso más crítico.

Tabla 4.15 Efecto en la resistencia a la fatiga en probeta con agujero transversal

N° de Ensayo	Carga	S	N (Ciclos de vida)	S	Variación	Variación Porcentual
		(Esfuerzo Ensayo)		(Esfuerzo Teórico)		
1	4.00	184.98	2894	724.19	539.21	74.46%
2	7.00	323.71	1828	747.50	423.78	56.69%
3	10.00	462.45	1234	768.03	305.58	39.79%
4	11.00	508.69	1141	772.19	263.49	34.12%
5	12.00	554.94	1086	774.82	219.88	28.38%

Fuente: Elaboración propia

4.7.5. Comparación de Resultado Experimental con Efecto Teórico

En la Tabla 4.16 se comparan los resultados del efecto de la concentración de esfuerzos en la resistencia a la fatiga obtenidos mediante los ensayos experimentales con el efecto teórico.

Tabla 4.16 Efecto en la resistencia a la fatiga teórico vs experimental

Caso	Sensibilidad a la muesca (q)	Kt	Kf	Efecto teórico	Efecto experimental
2	0.70	2.20	1.84	45.65%	21.63%
3	0.70	7.20	5.34	81.24%	32.85%
4	0.70	2.90	2.33	57.08%	34.17%
5	0.88	1.95	1.84	45.53%	74.46%

Fuente: Elaboración propia



CAPITULO V

5. ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

5.1. Implementación del Modelo por Elementos Finitos

De acuerdo a los objetivos planteados en la presente tesis, los resultados obtenidos mediante el procedimiento experimental descrito en el capítulo anterior son comparados con los resultados obtenidos mediante un análisis por elementos finitos. Para la realización de este análisis se utiliza el software ANSYS. A continuación, se describen los pasos realizados para la implementación de este modelo por elementos finitos:

A. Selección del Sistema de Análisis

Dentro del entorno de ANSYS tenemos diversos sistemas de análisis disponibles para poder utilizar según nuestras necesidades. En la Figura 5.1 se muestran algunos de estos sistemas. Para la aplicación que se requiere, se selecciona el sistema de análisis estático estructural. En la Figura 5.2 se muestra los elementos que componen el análisis, que podemos resumir en información de entrada y de salida.

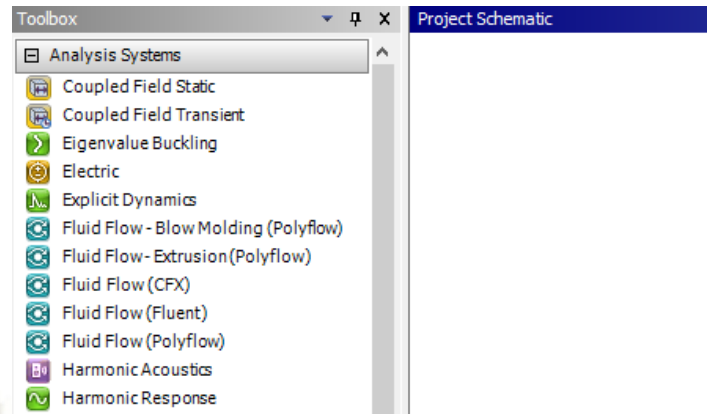


Figura 5.1 Sistemas de análisis disponibles en ANSYS

Fuente: Software ANSYS

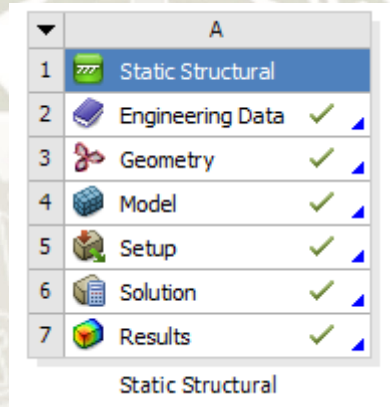


Figura 5.2 Elementos del análisis en ANSYS

Fuente: Software ANSYS

B. Datos de Ingeniería

Como primera parte del análisis se selecciona el material a estudiar, en nuestro caso es el acero AISI 1045, sin embargo, el software no contiene dentro de sus librerías este material, por lo que se debe añadir un nuevo material con todas las características y propiedades del acero AISI 1045.

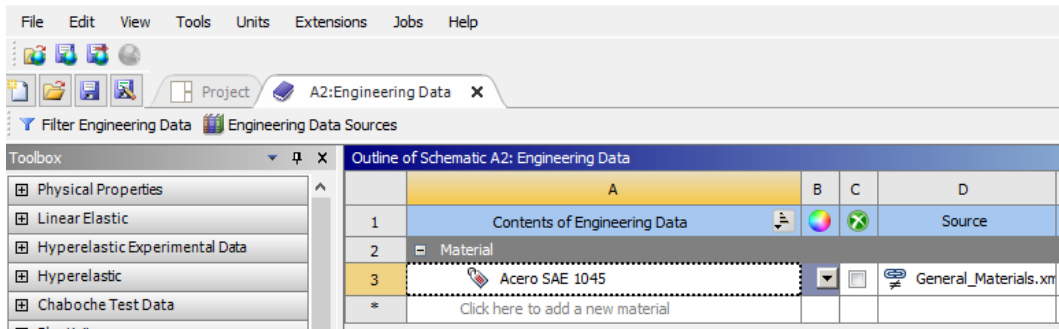


Figura 5.3 Creación de nuevo material acero AISI 1045

Fuente: Elaboración propia

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
12	Strain-Life Parameters				
20	S-N Curve	Tabular			
24	Tensile Yield Strength	480	MPa		
25	Compressive Yield Strength	480	MPa		
26	Tensile Ultimate Strength	755	MPa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		
28	Isotropic Thermal Conductivity	60.5	W m ⁻¹ C ⁻¹		

Figura 5.4 Propiedades del nuevo material

Fuente: Elaboración propia

Ya que se realizará un análisis de fatiga, es importante ingresar los datos correspondientes a la curva S-N del material. En la Figura 5.5 se muestran los datos a ingresar para poder obtener el comportamiento a fatiga.

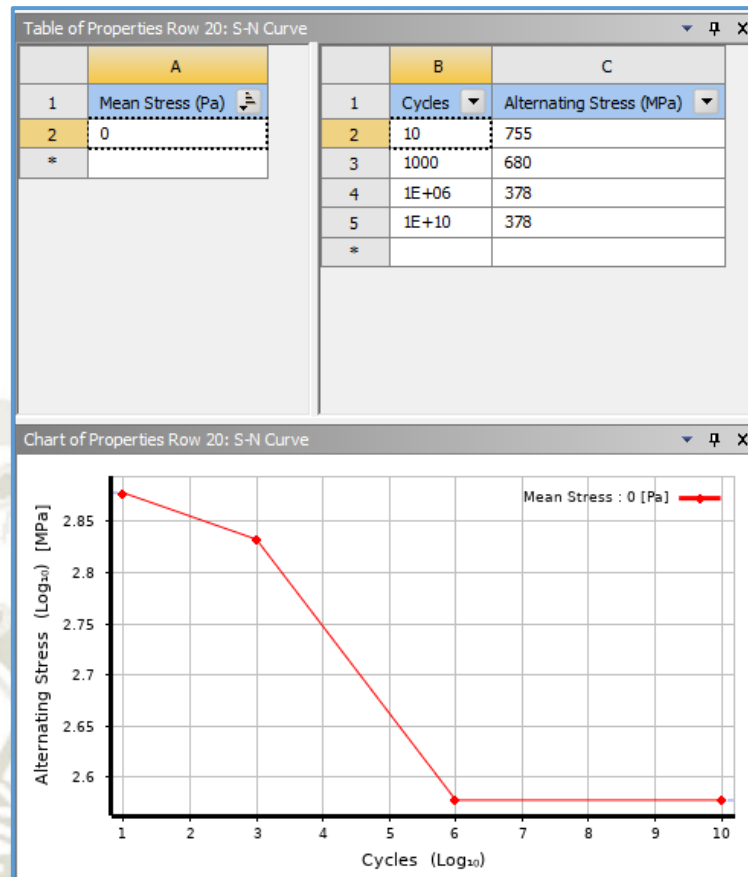


Figura 5.5 Ingreso de datos de curva S-N del material.
Fuente: Elaboración propia.

C. Geometría

Luego de ingresar los datos de ingeniería se ingresa la información correspondiente a la geometría del componente a analizar, en este caso la probeta utilizada en los ensayos de fatiga. En la Figura 5.6 se muestra el modelado de la probeta.

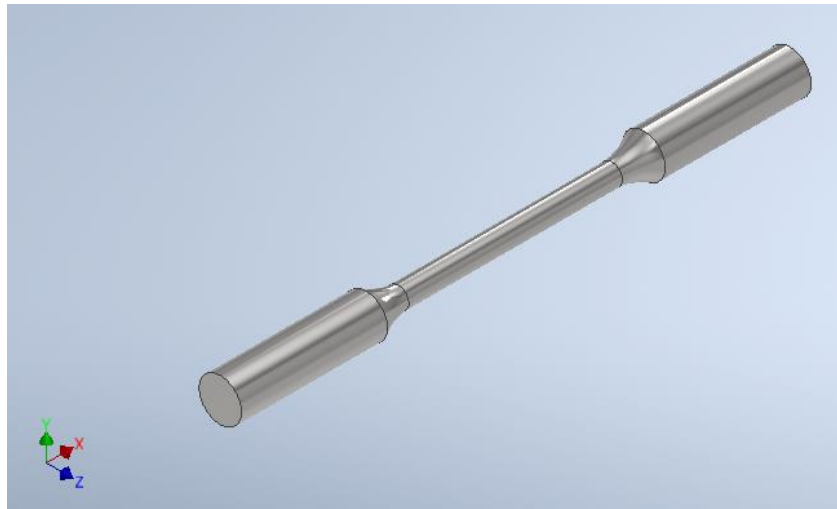


Figura 5.6 Modelado de probeta

Fuente: Elaboración propia

Para efectos de poder realizar la simulación (aplicación de soportes y fuerzas) es necesaria una variación en el modelado de la probeta, sin embargo, los resultados que se analizan son los que forman parte de la geometría inicial de la probeta. En la Figura 5.7 se muestra la variación del modelo de la probeta para efectos del análisis.



Figura 5.7 Variación de probeta para simulación.

Fuente: Elaboración propia.

D. Modelo

En este apartado del análisis se genera la malla, además se ingresan y representan las condiciones en las que se encuentra la probeta.

Primeramente, se genera la malla correspondiente para realizar el análisis y se ajustan las características de la misma.

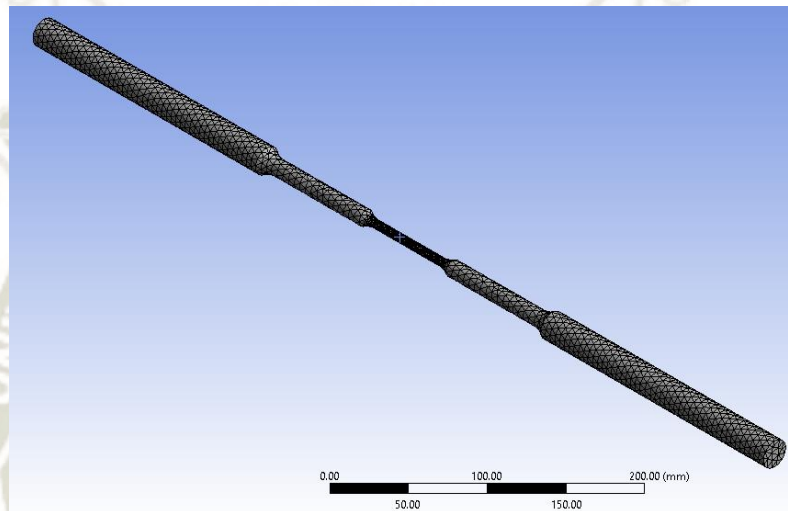


Figura 5.8 Generación de malla en el elemento a analizar

Fuente: Elaboración propia

Luego se ingresan los apoyos de la probeta, en este caso se representan los apoyos en los extremos de la probeta a la distancia donde se encuentran las chumaceras fijas del módulo. Se considera que estos apoyos no permiten desplazamiento en ninguno de los ejes, pero permiten libre rotación.

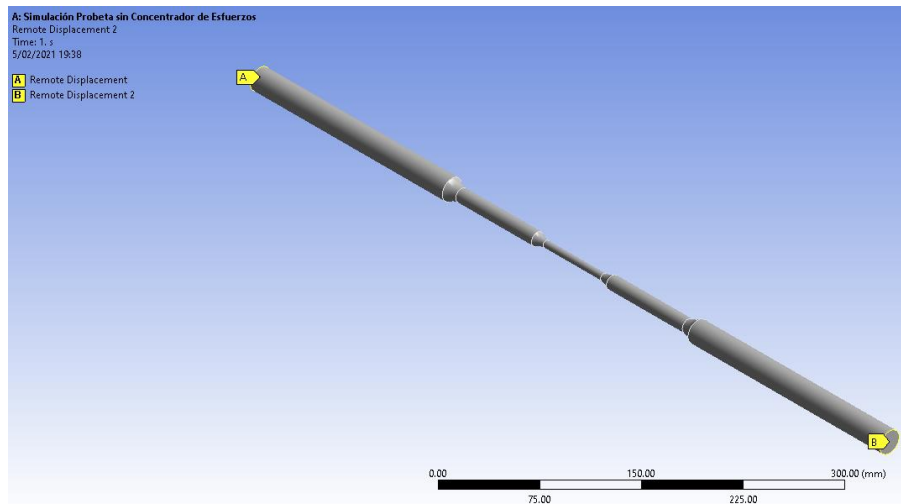


Figura 5.9 Representación de apoyos de probeta - ANSYS

Fuente: Elaboración propia

Luego de ingresar los apoyos se ingresan las fuerzas que actúan sobre la probeta, estas fuerzas se ubican en la posición de las chumaceras móviles donde se transmite la carga aplicada. La fuerza que se ingresa corresponde a la carga máxima que se utilizará en los ensayos.

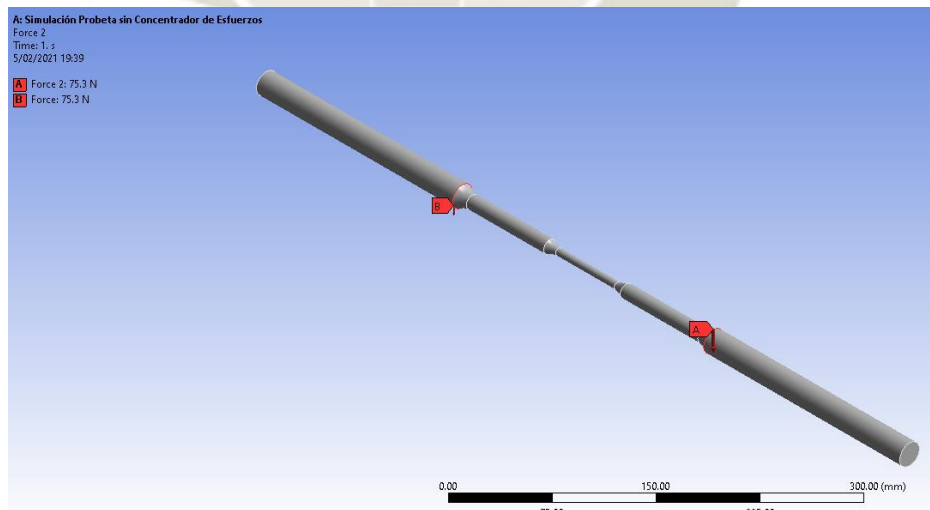


Figura 5.10 Representación de fuerzas en probeta - ANSYS

Fuente: Elaboración propia

E. Resultados

Luego de ingresar las características del elemento a analizar se debe añadir y configurar los resultados que deseamos obtener, éstos son lo que se visualizarán luego de la simulación. Para nuestra aplicación, se añaden dos tipos de resultados: el esfuerzo equivalente (Von Mises) y la vida a fatiga.

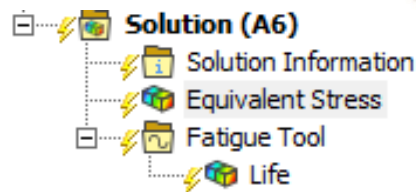


Figura 5.11 Selección de resultados para la simulación

Fuente: Elaboración propia

Luego de ingresar toda la información de entrada indicada en los pasos anteriores se procede a resolver la simulación. De esta manera se completa la implementación del modelo por el método de elementos finitos para la simulación del comportamiento de la probeta sometida a fatiga.

5.2. Validación del Modelo por Elementos Finitos

Luego de implementar el modelo FEM, este debe ser validado para garantizar que los resultados que entregue tengan la precisión y confiabilidad para nuestra aplicación. Para la validación de este modelo los resultados obtenidos en la simulación se comparan con los valores teóricos.

5.2.1. Resultados Esfuerzo de Von Mises

Los resultados de la simulación correspondientes al esfuerzo de Von Mises se muestran en la Figura 5.12. Estos resultados fueron obtenidos utilizando una carga aproximada de 15.5 kg.

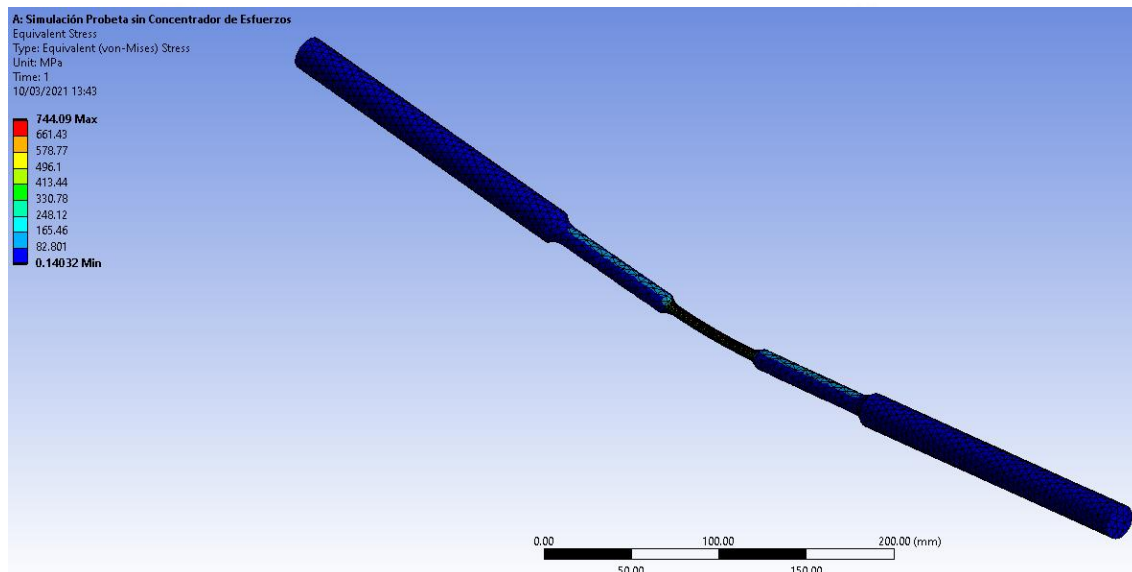


Figura 5.12 Resultados de simulación - Esfuerzo de Von Mises

Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la figura anterior, el valor de esfuerzo máximo que nos muestra la simulación es 744.09 MPa. El valor del esfuerzo real teórico se calcula con la siguiente ecuación:

$$\sigma_r = \frac{M_{\text{máx}} c}{I}$$

El momento máximo es igual a:

$$M_{\text{máx}} = \frac{Q \cdot d_{AB}}{2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 15200 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Entonces, es esfuerzo real es:

$$\sigma_r = 716.8 \text{ MPa}$$

El error absoluto obtenido en el modelo por elementos finitos es:

$$\varepsilon_a = \sigma_r - \sigma$$

$$\varepsilon_a = -27.29 \text{ MPa}$$

El error relativo porcentual es:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon_a}{\sigma_r} \times 100$$

$$\varepsilon_r = 3.81 \%$$

5.2.2. Resultados Vida a Fatiga

De la misma forma en que se analizaron los resultados del esfuerzo de Von Mises, a continuación, se comparan los resultados correspondientes de vida a fatiga. En la Tabla 5.1 se muestran los resultados obtenidos en la simulación.

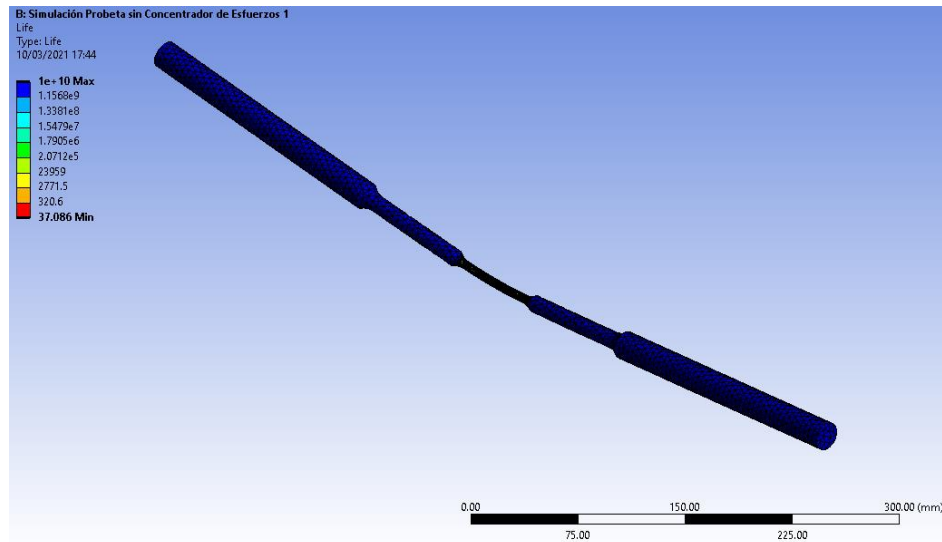


Figura 5.13 Resultados de simulación - Vida a fatiga

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5.1 Resultados de simulación para validación de modelo - Vida a fatiga

Nº de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Simulación)	N (Ciclos de vida)
1	78.00	381.08	908890
2	80.00	390.85	674780
3	85.00	415.28	330700
4	90.00	439.71	168810
5	95.00	464.14	89367
6	100.00	488.57	48879
7	105.00	513.00	27533
8	110.00	537.42	15929
9	115.00	561.85	9442
10	120.00	586.28	5723
11	125.00	610.71	3541
12	130.00	635.14	2232
13	135.00	659.57	1432

Fuente: Elaboración propia

Con los resultados obtenidos se puede elaborar la curva S-N correspondiente a los resultados obtenidos en la simulación. En la Figura 5.15 se muestra la comparación entre la curva S-N resultante de la simulación y la curva S-N teórica.

Curva S-N Validación Simulación

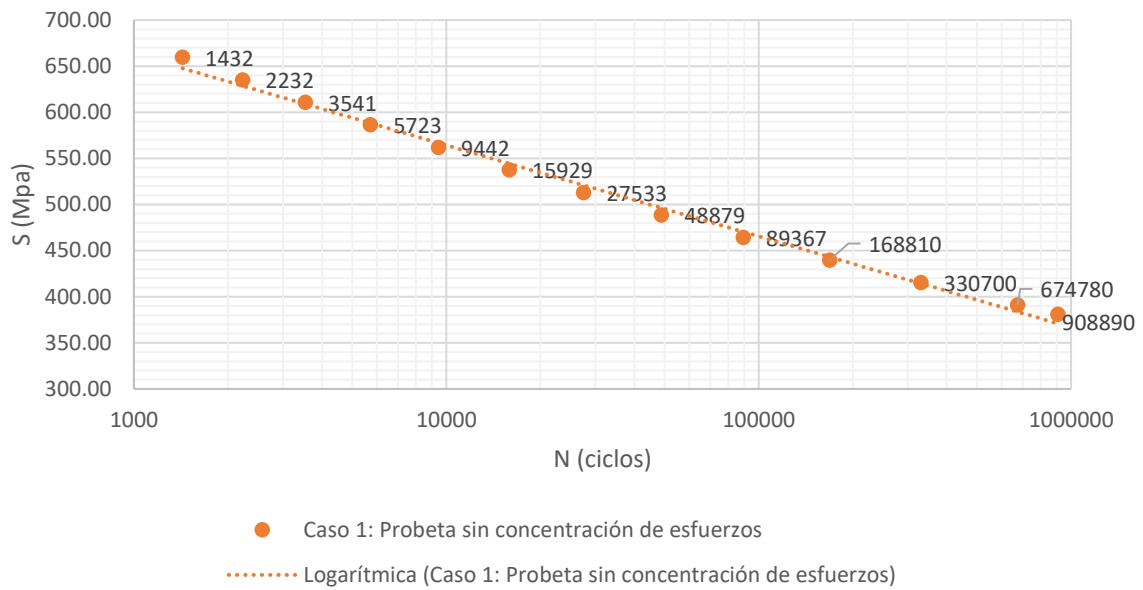


Figura 5.14 Curva S-N Validación Simulación ANSYS

Fuente: Elaboración propia

Curva S-N Validación Simulación

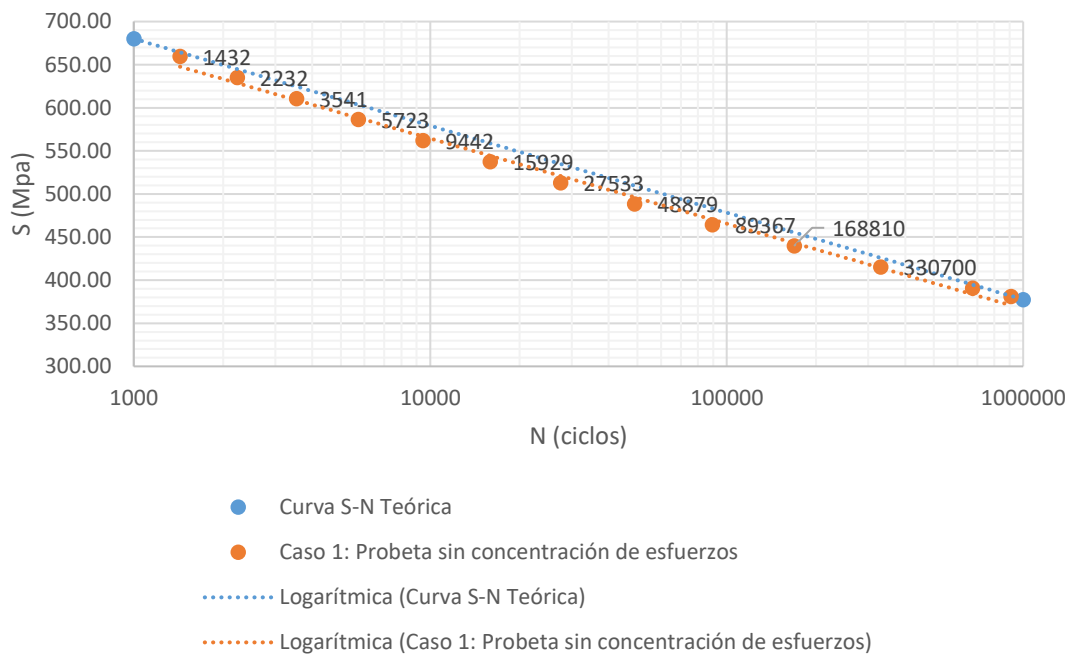


Figura 5.15 Curva S-N Validación Simulación vs Curva S-N Teórica

Fuente: Elaboración propia

Gráficamente se puede observar la similitud entre la curva S-N de los resultados para la validación del modelo con la curva S-N teórica, sin embargo, hallaremos el error en estos resultados para mayor precisión. En la Tabla 5.2 se muestra el error para cada resultado de la simulación.

Tabla 5.2 Error en resultados de validación de simulación

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Simulación)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)	Error Absoluto	Error Porcentual
1	78.00	381.08	908890	380.59	-0.49	-0.13%
2	80.00	390.85	674780	390.37	-0.48	-0.12%
3	85.00	415.28	330700	414.82	-0.46	-0.11%
4	90.00	439.71	168810	439.28	-0.43	-0.10%
5	95.00	464.14	89367	463.74	-0.40	-0.09%
6	100.00	488.57	48879	488.20	-0.37	-0.08%
7	105.00	513.00	27533	512.67	-0.33	-0.06%
8	110.00	537.42	15929	537.14	-0.28	-0.05%
9	115.00	561.85	9442	561.61	-0.24	-0.04%
10	120.00	586.28	5723	586.08	-0.20	-0.03%
11	125.00	610.71	3541	610.56	-0.15	-0.02%
12	130.00	635.14	2232	635.04	-0.10	-0.02%
13	135.00	659.57	1432	659.52	-0.05	-0.01%

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los resultados obtenidos en el modelo, tanto en el resultado del esfuerzo de Von Mises, teniendo un error del 3%, así como en el resultado de vida a fatiga, teniendo un error del 0.13%, podemos dar como válido el modelo implementado.

5.3. Resultados del Análisis de Fatiga por Elementos Finitos

5.3.1. Caso 1: Probeta sin Concentración de Esfuerzos

Los resultados obtenidos en el paso anterior de validación del modelo corresponden a los resultados del caso 1: probeta sin concentración de esfuerzos.

5.3.2. Caso 2: Probeta Ranurada

En la Tabla 5.3 se muestran los resultados de la simulación para la probeta ranurada, y en la Figura 5.16 se muestra la curva S-N para estos resultados.

Tabla 5.3 Resultados simulación - Probeta ranurada

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)
1	40.00	195.43	875490
2	45.00	219.86	219030
3	50.00	244.28	63418
4	55.00	268.71	20667
5	60.00	293.14	7425.5
6	65.00	317.57	2895.9
7	70.00	342.00	1211.1

Fuente: Elaboración propia

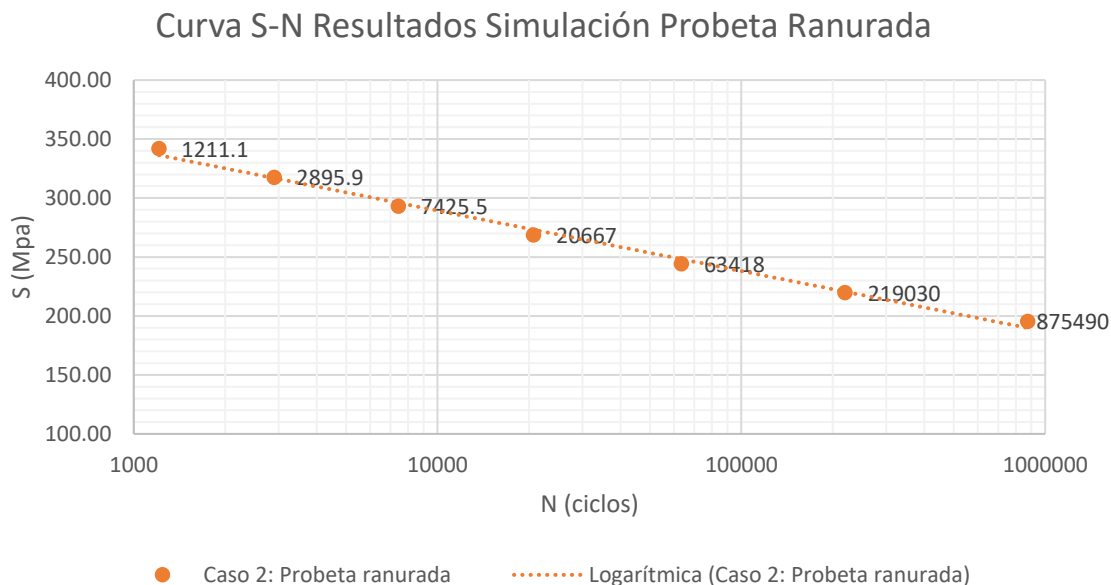


Figura 5.16 Curva S-N Resultados Simulación Probeta Ranurada

Fuente: Elaboración propia

5.3.3. Caso 3: Probeta con Ranura de Fondo Plano

En la Tabla 5.4 se muestran los resultados de la simulación para la probeta con ranura de fondo plano, y en la Figura 5.17 se muestra la curva S-N para estos resultados.

Tabla 5.4 Resultados simulación - Probeta con ranura de fondo plano

Nº de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)
1	70.00	342.00	744610
2	75.00	366.43	330710
3	80.00	390.85	154780
4	85.00	415.28	75855
5	90.00	439.71	38722
6	95.00	464.14	20499
7	100.00	488.57	11212
8	105.00	513.00	6315.5
9	110.00	537.42	3653.7
10	115.00	561.85	2165.9
11	120.00	586.28	1312.8

Fuente: Elaboración propia

Curva S-N Resultados Simulación Probeta con Ranura de Fondo Plano

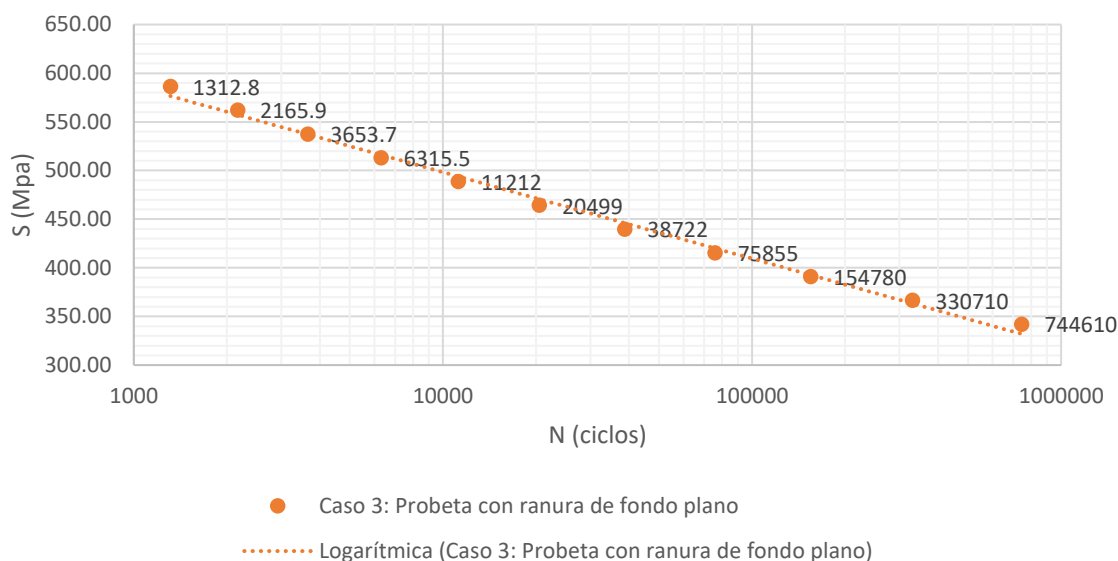


Figura 5.17 Curva S-N Resultados Simulación Probeta con Ranura de Fondo Plano

Fuente: Elaboración propia

5.3.4. Caso 4: Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete

En la Tabla 5.5 se muestran los resultados de la simulación para la probeta con ranura de fondo plano con filete, y en la Figura 5.18 se muestra la curva S-N para estos resultados.

Tabla 5.5 Resultados simulación - Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete

Nº de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)
1	50.00	244.28	746430
2	55.00	268.71	243250
3	60.00	293.14	87399
4	65.00	317.57	34058
5	70.00	342.00	14254
6	75.00	366.43	6330.9
7	80.00	390.85	2963
8	85.00	415.28	1452.1

Fuente: Elaboración propia

Curva S-N Resultados Simulación Probeta con Ranura de Fondo
Plano con Filete

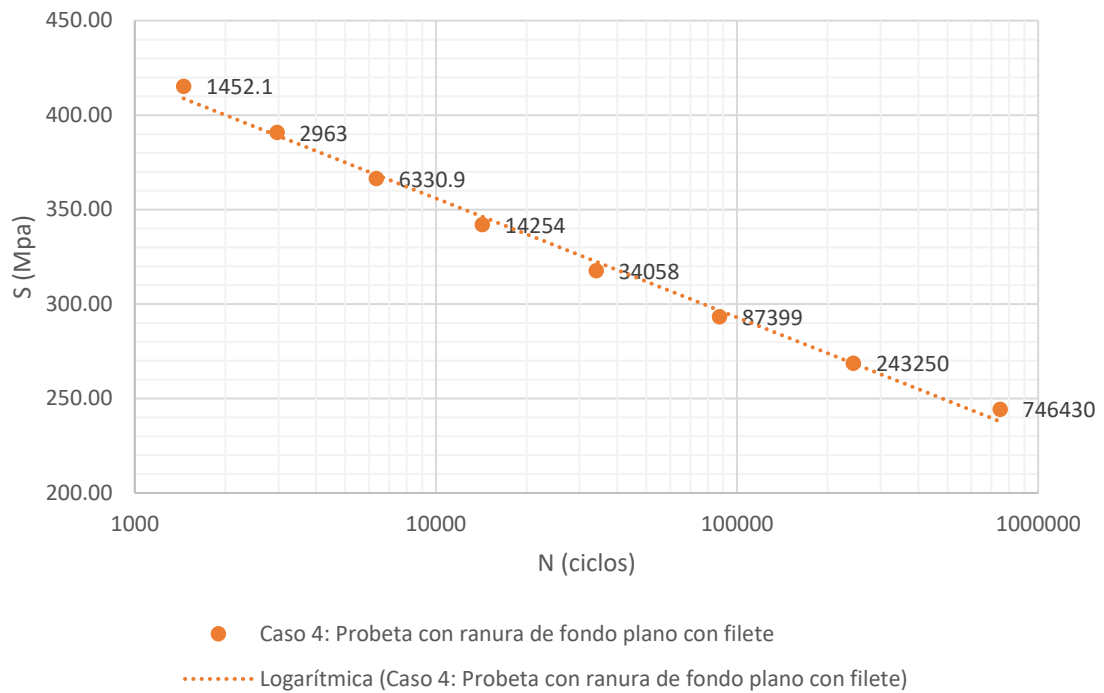


Figura 5.18 Curva S-N Resultados Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete

Fuente: Elaboración propia.

5.3.5. Caso 5: Probeta con Agujero Transversal

En la Tabla 5.6 se muestran los resultados de la simulación para la probeta con agujero transversal, y en la Figura 5.18 se muestra la curva S-N para estos resultados.

Tabla 5.6 Resultados simulación - Probeta con agujero transversal

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)
1	33.00	161.23	833770
2	35.00	171.00	417280
3	40.00	195.43	86740
4	45.00	219.86	21700
5	50.00	244.28	6283.1
6	55.00	268.71	2047.6

Fuente: Elaboración propia

Curva S-N Resultados Simulación Probeta con Agujero Transversal

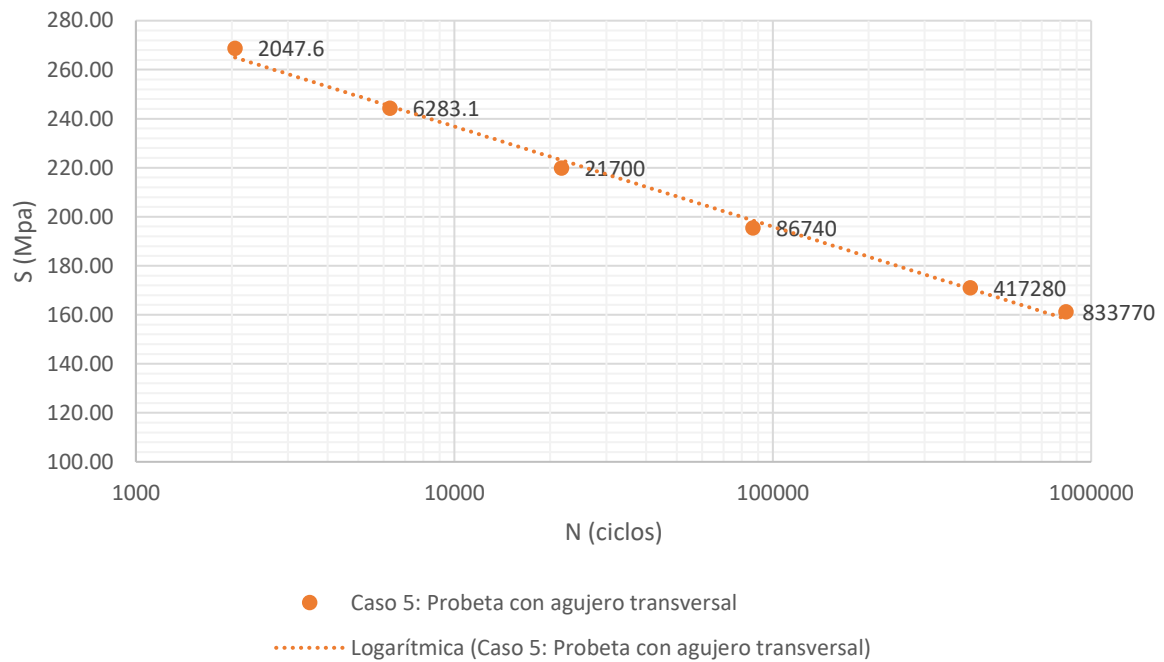


Figura 5.19 Curva S-N Resultados Simulación Probeta con Agujero transversal

Fuente: Elaboración propia

5.4. Análisis de Resultados

Luego de haber realizado las simulaciones para los diferentes casos de concentración de esfuerzos, se analizan los resultados obtenidos para poder calcular el efecto de estos concentradores de esfuerzos en la resistencia a la fatiga. En la Figura 5.20 se puede observar la comparación entre las curvas S-N para cada caso de concentración de esfuerzos simulado.

Curva S-N para diferentes casos de concentración de esfuerzos

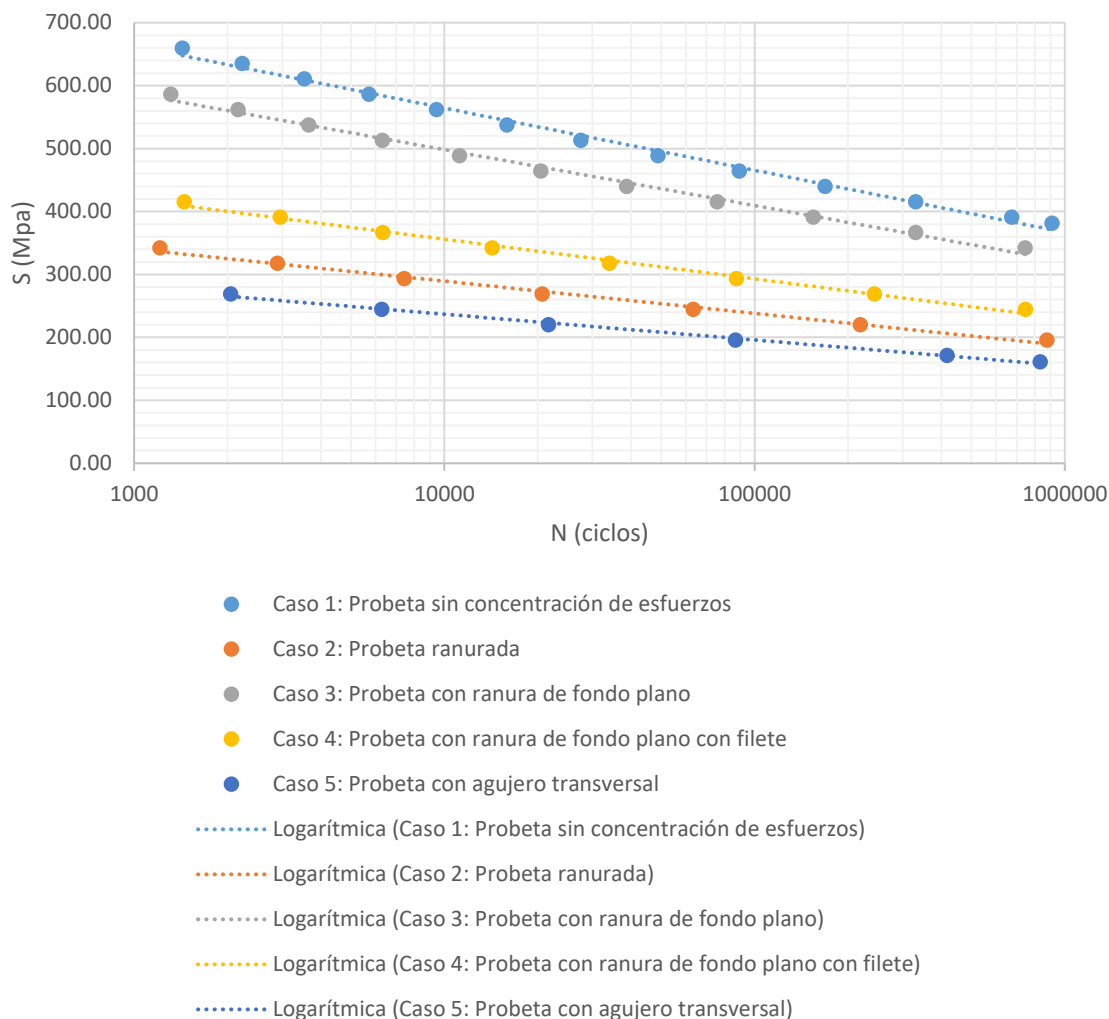


Figura 5.20 Curva S-N para diferentes casos de concentración de esfuerzos

Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar en la gráfica anterior, la concentración de esfuerzos en cada caso produce una disminución en la resistencia a la fatiga. A continuación, se calcula la disminución de la misma para cada caso de concentración de esfuerzo estudiado.

5.4.1. Caso 2: Probeta Ranurada

Para el caso N° 2, probeta ranurada, se tiene los siguientes resultados referentes al efecto en la resistencia a la fatiga:

Tabla 5.7 Efecto en la resistencia a la fatiga en probeta ranurada

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)	Variación	Variación Porcentual
1	40.00	195.43	875490	381.80	186.37	48.81%
2	45.00	219.86	219030	429.64	209.78	48.83%
3	50.00	244.28	63418	477.49	233.21	48.84%
4	55.00	268.71	20667	525.35	256.64	48.85%
5	60.00	293.14	7425.5	573.23	280.09	48.86%
6	65.00	317.57	2895.9	621.11	303.54	48.87%
7	70.00	342.00	1211.1	668.99	326.99	48.88%

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los resultados obtenidos se determina que el efecto en la resistencia a la fatiga para el caso de la probeta ranurada es la disminución promedio en un 48.85%.

5.4.2. Caso 3: Probeta con Ranura de Fondo Plano

Para el caso N° 3, probeta con ranura de fondo plano, se tiene los siguientes resultados referentes al efecto en la resistencia a la fatiga:

Tabla 5.8 Efecto en probeta con ranura de fondo plano

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)	Variación	Variación Porcentual
1	70.00	342.00	744610	387.10	45.10	11.65%
2	75.00	366.43	330710	414.82	48.39	11.67%
3	80.00	390.85	154780	442.54	51.69	11.68%
4	85.00	415.28	75855	470.26	54.98	11.69%
5	90.00	439.71	38722	497.99	58.28	11.70%
6	95.00	464.14	20499	525.72	61.58	11.71%

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)	Variación	Variación Porcentual
7	100.00	488.57	11212	553.45	64.88	11.72%
8	105.00	513.00	6315.5	581.19	68.19	11.73%
9	110.00	537.42	3653.7	608.93	71.51	11.74%
10	115.00	561.85	2165.9	636.67	74.82	11.75%
11	120.00	586.28	1312.8	664.41	78.13	11.76%

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los resultados obtenidos se determina que el efecto en la resistencia a la fatiga para el caso de la probeta con ranura de fondo plano es la disminución promedio en un 11.71%.

5.4.3. Caso 4: Probeta con Ranura de Fondo Plano con Filete

Para el caso N° 4, probeta con ranura de fondo plano con filete, se tiene los siguientes resultados referentes al efecto en la resistencia a la fatiga:

Tabla 5.9 Efecto en probeta con ranura de fondo plano con filete

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)	Variación	Variación Porcentual
1	50.00	244.28	746430	387.02	142.74	36.88%
2	55.00	268.71	243250	425.82	157.11	36.90%
3	60.00	293.14	87399	464.62	171.48	36.91%
4	65.00	317.57	34058	503.46	185.89	36.92%
5	70.00	342.00	14254	542.25	200.25	36.93%
6	75.00	366.43	6330.9	581.07	214.64	36.94%
7	80.00	390.85	2963	619.90	229.05	36.95%
8	85.00	415.28	1452.1	658.73	243.45	36.96%

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los resultados obtenidos se determina que el efecto en la resistencia a la fatiga para el caso de la probeta con ranura de fondo plano con filete es la disminución promedio en un 36.92%.

5.4.4. Caso 5: Probeta con Agujero Transversal

Para el caso N° 5, probeta con agujero transversal, se tiene los siguientes resultados referentes al efecto en la resistencia a la fatiga:

Tabla 5.10 Efecto en la resistencia a la fatiga en probeta con agujero transversal

N° de Ensayo	Carga	S (Esfuerzo Ensayo)	N (Ciclos de vida)	S (Esfuerzo Teórico)	Variación	Variación Porcentual
1	33.00	161.23	833770	383.39	222.16	57.95%
2	35.00	171.00	417280	406.68	235.68	57.95%
3	40.00	195.43	86740	464.92	269.49	57.96%
4	45.00	219.86	21700	523.17	303.31	57.98%
5	50.00	244.28	6283.1	581.44	337.16	57.99%
6	55.00	268.71	2047.6	639.72	371.01	58.00%

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los resultados obtenidos se determina que el efecto en la resistencia a la fatiga para el caso de la probeta con agujero transversal es la disminución promedio en un 57.97%.

5.5. Comparación de Resultados Teórico, Experimental y Simulación

En la Tabla 5.11 y en la Figura 5.21 se compara el efecto de la concentración de esfuerzos en la resistencia a la fatiga obtenidos mediante el procedimiento experimental, el efecto obtenido mediante la simulación por elementos finitos, y el efecto teórico.

Tabla 5.11 Efecto en la resistencia a la fatiga teórico vs experimental vs simulación

Caso	Efecto teórico	Efecto experimental	Efecto simulación
2	45.65%	21.63%	48.85%
3	81.27%	32.85%	11.71%
4	57.08%	34.17%	36.92%
5	45.53%	74.46%	57.95%

Fuente: Elaboración propia

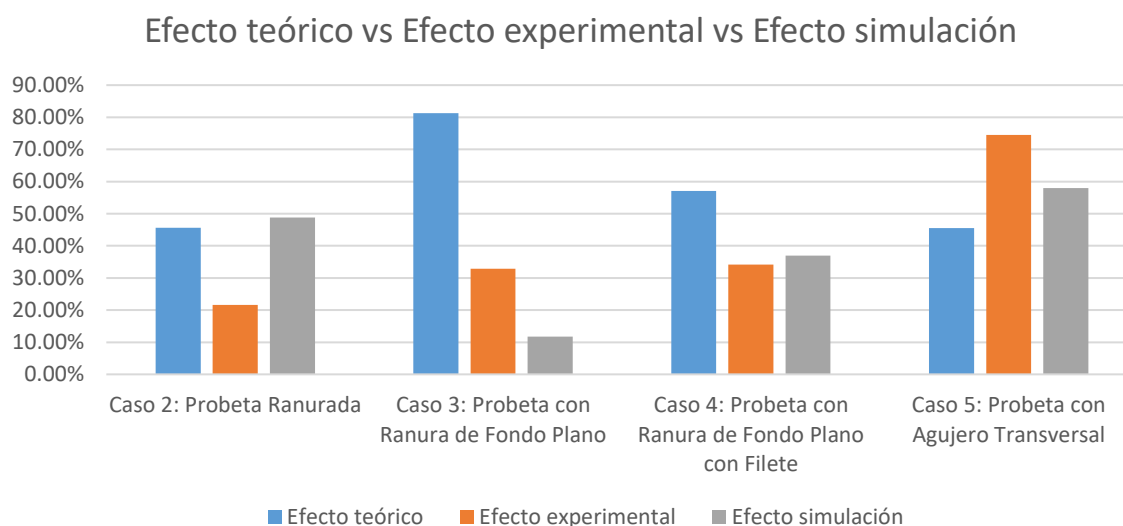


Figura 5.21 Efecto teórico vs Efecto experimental vs Efecto simulación

Fuente: Elaboración propia

Para el caso 2 (probeta ranurada) se observa que el efecto teórico coincide con el efecto obtenido mediante la simulación, sin embargo, el efecto obtenido mediante el procedimiento experimental es mucho menor.

Para el caso 3 (probeta con ranura de fondo plano) se observa bastante diferencia entre el efecto teórico y los efectos obtenidos mediante el procedimiento experimental y la simulación.

Para el caso 4 (probeta con ranura de fondo plano con filete) se observa que el efecto obtenido mediante el procedimiento experimental coincide con el efecto obtenido mediante la simulación, siendo un poco menores al efecto teórico.

Finalmente, para el caso 5 (probeta con agujero transversal) se observa que el efecto teórico es semejante al efecto teórico esperado, sin embargo, el efecto obtenido mediante el procedimiento experimental es mayor.



CONCLUSIONES

Mediante el estudio teórico experimental realizado en la presente investigación se logró evaluar el efecto de cuatro casos de concentraciones de esfuerzos en la resistencia a la fatiga del acero SAE 1045, obteniendo como resultado que la concentración de esfuerzos produce una disminución considerable en la resistencia a la fatiga.

Para poder realizar este estudio se realizó el diseño de la parte estructural y el sistema de transmisión de movimiento rotativo del módulo de ensayos de fatiga por flexión rotativa, y posteriormente se realizó la construcción de dicho módulo, el cual fue validado para la realización de los ensayos de fatiga de la presente investigación.

Mediante los ensayos de fatiga realizados en probetas de acero SAE 1045 se demostró que la presencia de concentraciones de esfuerzos produce una reducción de la resistencia a la fatiga del material. Con los resultados obtenidos de los ensayos, se logró elaborar las curvas de esfuerzo-fatiga (S-N) para cada tipo de concentración de esfuerzo estudiado, verificando gráficamente la disminución de la resistencia a la fatiga.

Además, se implementó un modelo por elementos finitos utilizando el software ANSYS donde se analizó el efecto de la concentración de esfuerzos en la resistencia a la fatiga del acero SAE 1045 para los cuatro casos estudiados, obteniendo el mismo resultado de disminución de la resistencia a la fatiga.

Finalmente, los resultados experimentales y los resultados obtenidos por elementos finitos fueron comparados con el comportamiento teórico esperado, observándose semejanza en algunos casos y variación en otros, los cuales pueden depender de diversos factores, sin embargo, en todos los resultados se demuestra la disminución en la resistencia a la fatiga.

RECOMENDACIONES

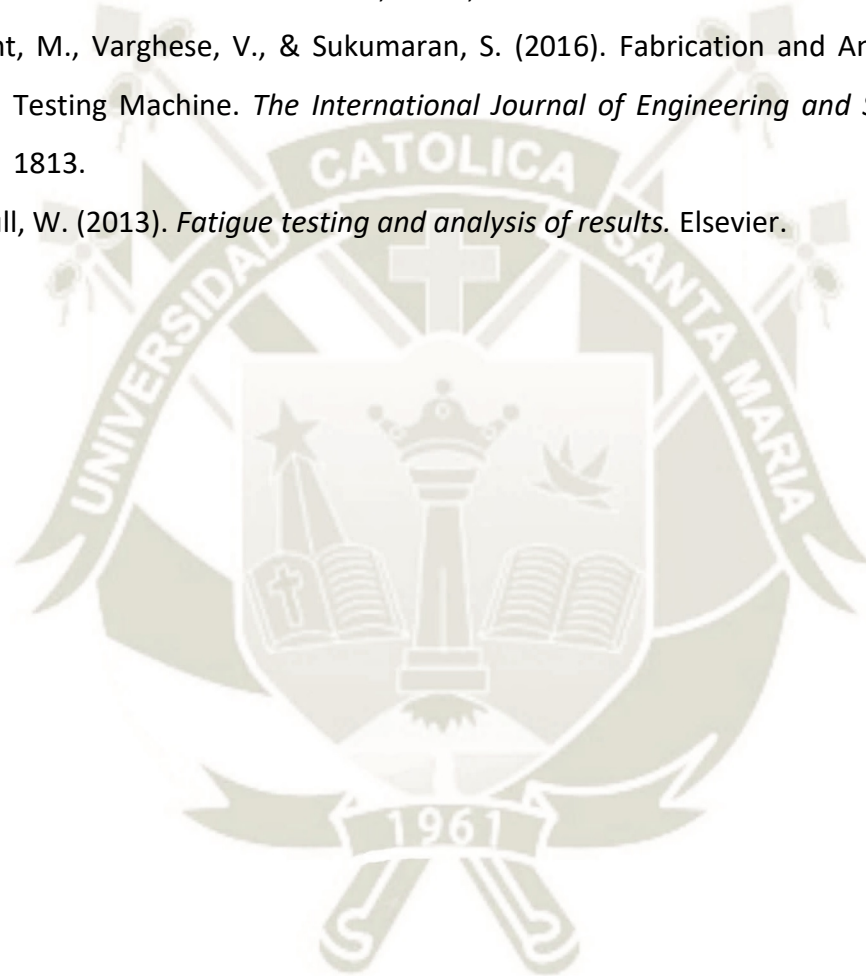
- Se recomienda el rediseño del sistema de colocación de probetas en el módulo de fatiga, evitando de esta manera el desmontaje de las chumaceras del eje conducido, lo cual puede provocar el desalineamiento de los componentes.
- Se sugiere implementar un variador de frecuencia en el motor para poder obtener resultados a un mayor número de ciclos y no limitarse a la velocidad del motor y el tiempo de los ensayos, obteniendo de esta una curva S-N más completa.
- De acuerdo a la naturaleza estadística de la fatiga se recomienda la realización de una mayor cantidad de ensayos para obtener resultados más precisos.
- Se recomienda continuar con el estudio del efecto de la concentración de esfuerzos realizando ensayos para otros casos diferentes de concentración de esfuerzos.
- Se recomienda implementar un sistema computarizado que permita guardar los resultados de cada ensayo y mostrar la curva S-N resultante.
- Se sugiere implementar en el módulo de fatiga un sistema que permita estudiar el comportamiento a fatiga en ambientes corrosivos.
- Se recomienda mejorar el equipo de medición de la carga aplicada para obtener resultados más precisos.

REFERENCIAS

- AISC. (1994). *Load & Resistance Factor Design* (2 ed.). USA.
- Askeland, D. R., & Phulé, P. P. (2004). *Ciencia e ingeniería de materiales* (Cuarta ed.). México D.F., México: Thomson.
- ASTM. (2002). *E 466. Standard practice for conducting force controlled constant amplitude axial fatigue tests of metallic materials*. U.S.A.
- ASTM. (2004). *E 468. Standard practice for presentation of constant amplitude fatigue test results for metallic materials*. U.S.A.
- ASTM. (2015). *E 739. Standard practice for statistical analysis of linear or linearized stress-life (S-N) and strain-life (ϵ -N) fatigue data*. U.S.A.
- Barsom, J. M., & McNicol, R. C. (1974). Effect of stress concentration on fatigue-crack initiation in HY-130 steel. *Fracture Toughness and slow-stable cracking*. ASTM International.
- Bhöler. (s.f.). *Ficha Técnica Acero SAE 1045*.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México D.F., México: McGraw-Hill.
- Calama, D. (s.f.). *Modelado numérico para la iniciación y crecimiento de grietas en fatiga por fretting con contacto plano*. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, Sevilla, España.
- Callister, W. D. (2002). *Introducción a la ciencia e ingeniería de materiales*. Barcelona, España: Reverté.
- Camacho Amado, J. (2009). *Diseño y fabricación de una máquina para pruebas de fatiga por carga en voladizo*. Universidad de Los Andes, Bogotá.
- Compañía Internacional Transmisiones S.A. (2012). *Acoplamiento Elástico*.
- Este, P., Sáenz, P., & Laura, A. (2004). Evaluación de la resistencia a fatiga y límite de fatiga de aceros de medio y bajo carbono. *Ingeniería UC*, 11(1), 69-75.
- García Lazo, P. F. (2009). *Análisis de fatiga en piezas mecánicas usando el método de los elementos finitos*. Tesis de pregrado, Universidad de Piura, Piura, Perú.

- Gondar, G. J., & Rodríguez, R. J. (2007). *Diseño y construcción de una máquina para ensayos de fatiga de muestras planas por flexión rotativa*. Tesis de pregrado, universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
- Hendrickson, D. (2013). *Fatigue Failure Due to Variable Loading*. Department of Computer Science, Physics, and Engineering-University of Michigan.
- Hernandis Ortuño, B. (2010). *Metodología de diseño*.
- ISO. (2010). *1143. Metallic materials - Rotating bar bending fatigue testing* (Segunda ed.). Itlica. (2020). *Prisoner Allen Negro*. Obtenido de <https://italica.pe/producto/prisionero-allen-nf-1-4-x-1-2/>
- Medina, O. J., & Oropeza, R. L. (2005). *Diseño, construcción y puesta en funcionamiento de una máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa*. Tesis de pregrado, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.
- Nogueira, R., Meggiolaro, M. A., & Castro, J. (2017). A Fast Rotating Bending Fatigue Test Machine. *COBEM 2017-1824*.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas. Un enfoque integrado* (Cuarta ed.). México: Pearson.
- Piccini Huamán, F. (2002). *Estudio de la teoría de la fatiga en aceros comerciales AISI 1020, 1045 y 4340*. Tesis de pregrado, Universidad de Piura, Piura, Perú.
- Pogrebnyak, A. D., Regul'skii, M. N., & Zheldubovskii, A. V. (2013). Assessment of the effect of stress concentration on the fatigue resistance of structural materials under asymmetrical loading. *Strength of Materials*, 45(1), 82-92.
- Pook, J. L. (1983). *The Role of Crack Growth in Metal Fatigue*. Londres.
- Rosso Talaigua, C. M., & Cogollo Bello, D. J. (2017). *Diseño y Construcción de una Máquina de Ensayos de Fatiga bajo la Norma ASTM E466 para el Laboratorio de Materiales y Procesos de la Universidad de Córdoba*. Montería.
- Sanabria Becerra, W. M., Pardo Cuervo, O. H., & Torres Gómez, R. d. (2015). Evaluación del límite de resistencia a la corrosión fatiga del aero sae 1020 en ambiente ácido. *Tecnura*, 19(43), 84-92.
- Sepahpour, B. (2014). A Practical Educational Fatigue Testing Machine. *ASEE Annual Conference & Exposition*, 24-90.

- Siza , R. M., & Chango, D. M. (2012). *Diseño y construcción de una máquina para realizar ensayo de fatiga por flexión rotativa utilizando PC*. Escuela Politécnica del Ejército, Latacunga, Ecuador.
- SKF. (2015). *Rodamientos Y y unidades de rodamientos Y SKF energéticamente eficientes*.
- Tobar , M. F., & Carrillo, J. M. (2010). *Rediseño y construcción de una máquina para ensayos de resistencia a la fatiga por flexión con viga rotatoria Versión II*. Tesis de pregrado, Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador.
- Vincent, M., Varghese, V., & Sukumaran, S. (2016). Fabrication and Analysis of Fatigue Testing Machine. *The International Journal of Engineering and Science*, 5, 2319-1813.
- Weibull, W. (2013). *Fatigue testing and analysis of results*. Elsevier.



ANEXOS

ANEXO A: CARACTERÍSTICAS DE RODAMIENTOS Y SKF E2 CON SOPORTE DE PIE Y PRISIONEROS – CATÁLOGO SKF

ANEXO B: CARACTERÍSTICAS DE ACOPLAMIENTOS ELÁSTICOS LOVEJOY

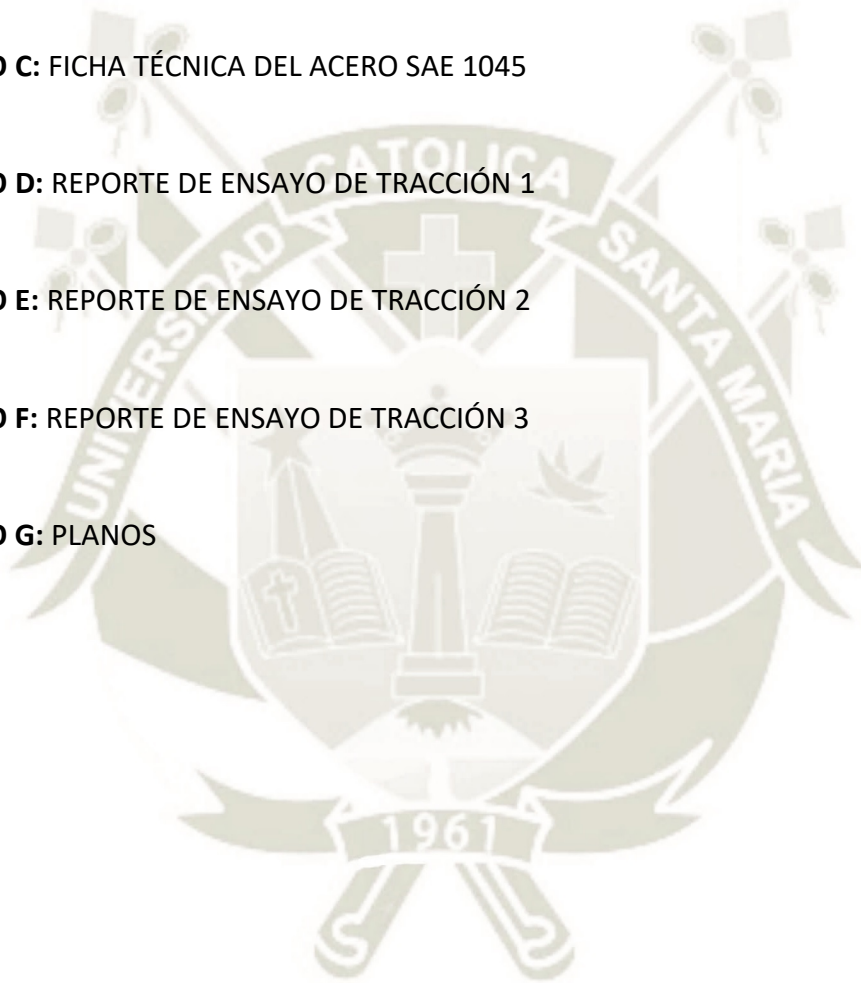
ANEXO C: FICHA TÉCNICA DEL ACERO SAE 1045

ANEXO D: REPORTE DE ENSAYO DE TRACCIÓN 1

ANEXO E: REPORTE DE ENSAYO DE TRACCIÓN 2

ANEXO F: REPORTE DE ENSAYO DE TRACCIÓN 3

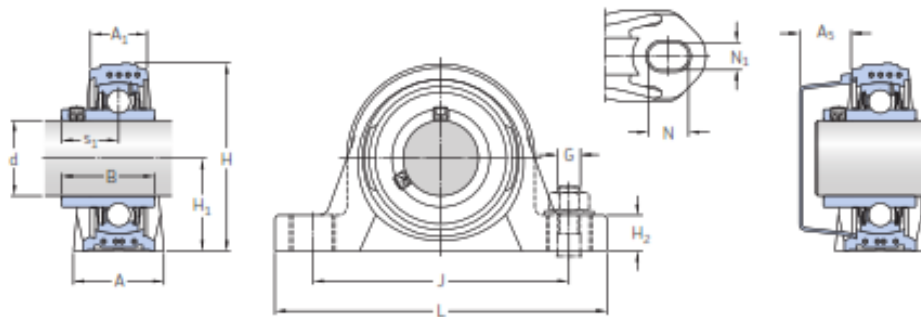
ANEXO G: PLANOS



ANEXO A

Unidades de rodamientos Y SKF E2 con soporte de pie de material compuesto y prisioneros, para ejes métricos

d 20 – 40 mm



Dimensiones

d	A	A ₁	B	H	H ₁	H ₂	J	L	N	N ₁	G	s ₁	A ₂
mm													
20	32	21	31	64	33,3	16	96	126	17,6	12,4	M10	18,3	18,5
25	32	22	34,1	70,5	36,5	16	105	134	17,6	12,4	M10	19,8	18
30	40	25	38,1	82	42,9	19	121	159	21,4	14,4	M12	22,2	20
35	45	27	42,9	93	47,6	19	126	164	21,4	14,4	M12	25,4	22
40	48	30	49,2	99	49,2	19	136	176	21,4	14,4	M12	30,2	23,5

Capacidad de carga básica dinámica	Carga límite de fatiga	Velocidad límite	Masa	Designación del soporte	Designación del rodamiento	Designación adecuada de la tapa lateral	Designación de la unidad	
C	C ₀	r. p. m.	kg	-	-	-	-	
kN	kN							
12,7	6,55	0,28	8 500	0,25	SYK 504	E2.YAR 204-2F	ECY 204	SYK 20 TEF
14	7,8	0,335	7 000	0,31	SYK 505	E2.YAR 205-2F	ECY 205	SYK 25 TEF
19,5	11,2	0,475	6 300	0,48	SYK 506	E2.YAR 206-2F	ECY 206	SYK 30 TEF
25,5	15,3	0,655	5 300	0,68	SYK 507	E2.YAR 207-2F	ECY 207	SYK 35 TEF
30,7	19	0,8	4 800	0,86	SYK 508	E2.YAR 208-2F	ECY 208	SYK 40 TEF

ANEXO B

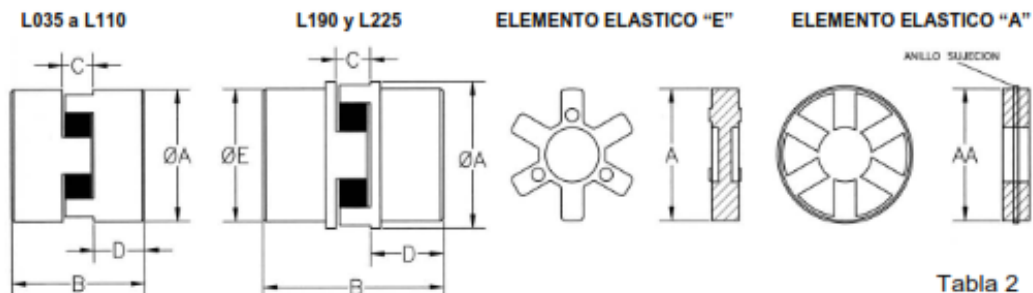


Tabla 2

DIMENSIONES (cotas en mm)									MATERIAL MANGON				
(x) Material standard									ACERO SINT.	FUNDICION	ALUMINIO	ACERO INOX.	BRONCE
TIPOS	d máx.	A	B	C	D	E	AA	Peso Kg.					
L.035	10	15.9	20.6	7.1	6.8	15.9		0.05	x			x	
L.050	15	27.4	43.6	12.2	15.7	27.4		0.14	x		x	x	
L.070	19	34.5	50.8	12.2	19.0	34.5		0.27	x		x	x	
L.075	24	44.5	54.0	12.7	20.8	44.5		0.45	x		x	x	x
L.090	28	53.6	54.0	13.2	20.8	53.6	65	0.68	x		x	x	x
L.095	28	53.6	63.5	13.2	25.4	53.6	65	0.81	x		x	x	x
L.100	35	64.3	89.0	18.0	35.0	64.3	78	1.58	x		x	x	x
L.110	42	84.1	108.0	22.3	42.7	84.1	98	2.97	x		x	x	x
L.150	48	95.3	114.3	25.4	44.4	95.3	116	4.10	x		x	x	x
L.190	55	114.3	123.8	25.4	49.3	101.6	132	7.65		x		x	x
L.225	65	127.0	136.5	25.4	55.4	108.0	138	10.35		x		x	

PAR NOMINAL TRANSMISIBLE

Factor de par (ver tabla 1)

Tabla 3

TIPOS	PAR Nm			KW Potencia transmitida a diferentes velocidades			NBR	Momento de inercia kg-cm ²
	E + A	H	U	750	1000	1500		
	NBR	HYTREL	URETANO					
L.035	0.4			0.030	0.040	0.060	0.120	0.01
L.050	3.0	5.6	4.5	0.230	0.310	0.465	0.930	0.2
L.070	4.9	12.9	7.3	0.380	0.510	0.765	1.53	0.3
L.075	10.2	25.6	15.3	0.795	1.06	1.59	3.18	1
L.090	16.3	45.3	24.4	1.27	1.71	2.56	5.11	2
L.095	21.9	63.4	32.9	1.71	2.28	3.42	6.84	3
L.100	47.1	128.0	70.7	3.68	4.90	7.45	14.70	8
L.110	89.5	256.0	134.0	6.98	9.30	14.00	27.90	26
L.150	140.0	419.0	210.0	11.00	14.60	21.90	43.80	34
L.190	195.0	529.0	293.0	15.20	20.30	30.50	60.90	115
L.225	264.0	704.0	397.0	20.60	27.50	41.30	82.50	190

Mangones con agujeros mecanizados (mm) a tolerancia H7 con chavetero según DIN 6885, incluyendo tornillo prisionero sobre chaveta (stock standard).

Tabla 4

Diam.	8	9	10	11	12	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	
L.035	x																										
L.050	x	*	*	*	*	*	*																				
L.070			*	*	*	*	*	*	*		*																
L.075			*	*	*	*	*	*	*	*	*			*													
L.090			*		*	*	*	*	*	*	*	*		*	*												
L.095					*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*											
L.100						*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.110								*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.150											*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.190																	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L.225																	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

ANEXO C

H	AISI : 1045 DIN : CK 45 W N° : 1.1181
---	---

Tipo de aleación promedio : C 0,45 Si 0,3 Mn 0,7 %
 Color de identificación : Rojo - Blanco - Rojo
 Estado de suministro : Dureza natural 193 HB máx.

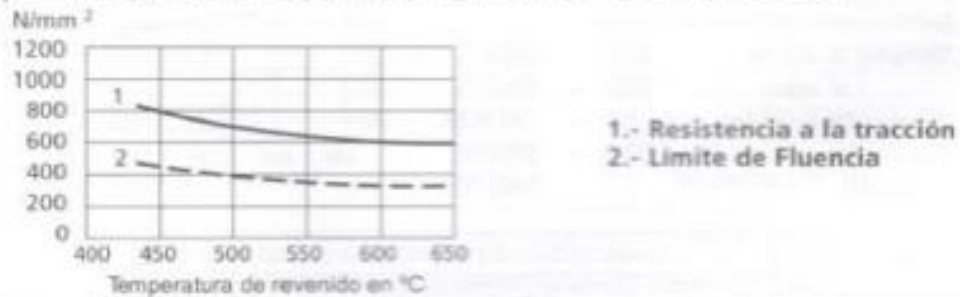
ACERO FINO AL CARBONO DE ALTA CALIDAD
Gran pureza de fabricación y estricto control de calidad.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos sometidos a esfuerzos normales. Árboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, ganchos, pines de sujeción, pasadores, cuñas, chavetas, etc. También para herramientas de mano, portamatrices, etc.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO


Forjar:	1100 - 850 °C
Normalizar:	840 - 870 °C
Recocer:	650 - 700 °C
Enfriamiento lento en el horno	
Temple: al agua (*)	820 - 850 °C
Dimensiones menores: al aceite	830 - 860 °C
Revenido: Según el uso	100 - 300 °C
Nitrurado: en baño de sal	580 °C

SOLDADURA: Con soldadura especial de alta resistencia. Según tamaño y complejidad del trabajo, se recomienda un pre-calentamiento. Electrodo BÖHLER UTP 6020 ó 6824LC.



Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS				
	Diámetro mm.	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (Lo = 5d) mín. %	Contracción mín. %
Natural	-	370	650	15	35
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	-

ANEXO D


24.05.21

Informe de ensayos

Cliente :	Tipo de probeta :	
Orden-Nº. :	Pretratamiento :	
Norma de ensayo : ASTM E 8	Analista :	
Tipo e identificación :	Observación :	
Material :	Datos máquina :	
Toma de la muestra :		

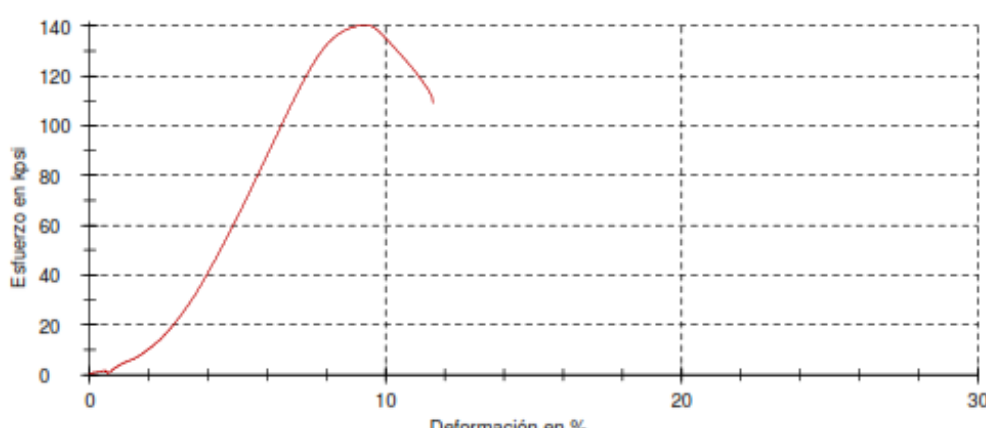
Precarga :	0.3 kpsi	Velocidad en la zona de fluencia :	0.05 1/min
Velocidad módulo-E :	100 kpsi/min	Velocidad de ensayo :	0.5 1/min
Velocidad límite de fluencia :	100 kpsi/min		

Resultados de ensayo:

Nr	E MPa	Y _{0.1} MPa	Y _{0.2} MPa	Y _{0.5} MPa	EUL _{0.5} MPa	Y _{0.2} /R _m %	YPE %	R _m MPa	F _m kN	A _{gt (corr.)} %	A _g %	R _B MPa	A _{t (corr.)} %	A _{50.8} %
2	17300	868.1	904.7	945.7	10.8	93.45	-	968.1	25.93	6.81	1.21	752.3	9.1	4.7

Nr	L ₀ mm	L _c in	d ₀ mm	Sección in ²	L ₀ mm	A _{manusil} %	d1 _u mm	d2 _u mm	L _u mm	Z %
2	66.09	2.60	5.84	0.04	60.1	4.0	4.4	4.6	62.5	41

Gráfico Serie:



Deformación en %

Zwick / Roell


24.05.21

Estadística:

Serie n = 1	E MPa	Y _{0,1} MPa	Y _{0,2} MPa	Y _{0,5} MPa	EUL _{0,5} MPa	Y _{0,2} /R _m %	YPE %	R _m MPa	F _m kN	A _{gt (corr.)} %	A _g %	R _B MPa	A _{t (corr.)} %	A _{50,8} %
\bar{x}	17300	868.1	904.7	945.7	10.8	93.45	-	968.1	25.93	6.81	1.21	752.3	9.1	4.7
s	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
v	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Serie n = 1	L ₀ mm	L _c in	d ₀ mm	Sección in ²	L ₀ mm	A _{manual} %	d1 _u mm	d2 _u mm	L _u mm	Z %
\bar{x}	66.09	2.60	5.84	0.04	60.1	4.0	4.4	4.6	62.5	41
s	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
v	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

ANEXO E


02.03.21

Informe de ensayos

Cliente :	Tipo de probeta :	Orden-Nº :	Pretratamiento :
Norma de ensayo : ASTM E 8	Analista :	Tipo e identificación :	Observación :
Material :	Datos máquina :	Toma de la muestra :	

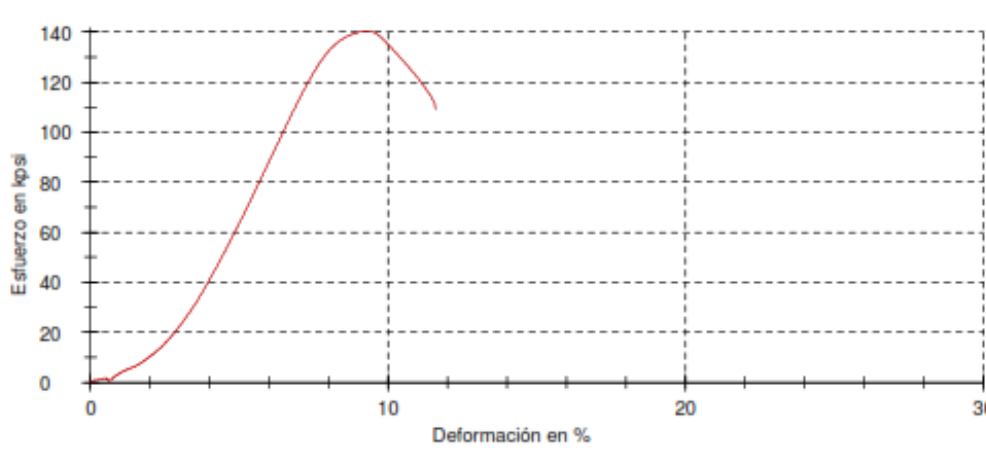
Precarga : 0.3 kpsi	Velocidad en la zona de fluencia : 0.05 1/min
Velocidad módulo-E : 100 kpsi/min	Velocidad de ensayo : 0.5 1/min
Velocidad límite de fluencia : 100 kpsi/min	

Resultados de ensayo:


Nr	E	Y _{0.1}	Y _{0.2}	Y _{0.5}	EUL _{0.5}	Y _{0.2} /R _m	YPE	R _m	F _m	A _{gt (corr.)}	A _g	R _B	A _{t (corr.)}	A _{30.8}
MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	%	%	MPa	kN	%	%	MPa	%	%
2	11800	420.5	450.6	500.2	10.8	93.45	-	755.0	21.84	16.28	9.46	572.9	27.3	22.3

Nr	L ₀	L _c	d ₀	Sección	L ₀	A _{manus}	d1 _u	d2 _u	L _u	Z
	mm	in	mm	in ²	mm	%	mm	mm	mm	%
2	30.06	2.60	5.84	0.04	23.9	25.6	4	4.1	29.9	54

Gráfico Serie:



ANEXO F


02.03.21

Informe de ensayos

Cliente :	Tipo de probeta :	
Orden-Nº :	Pretratamiento :	
Norma de ensayo : ASTM E 8	Analista :	
Tipo e identificación :	Observación :	
Material :	Datos máquina :	
Toma de la muestra :		

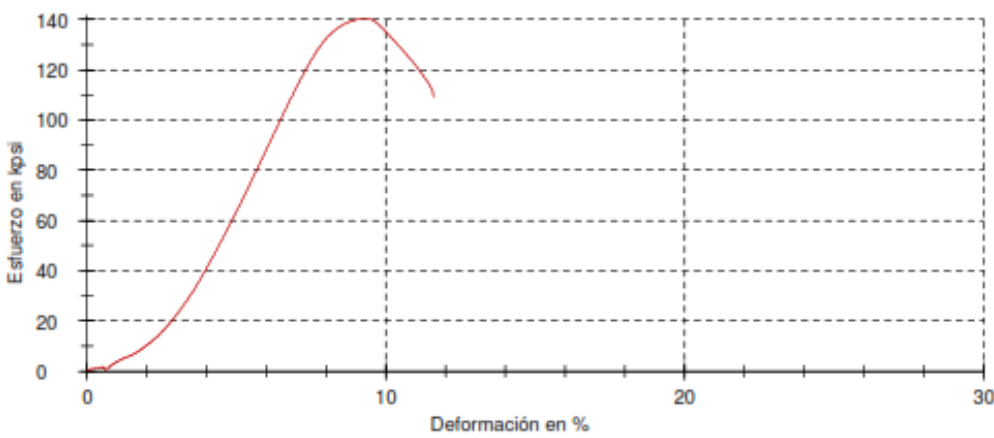
Precarga :	0.3 kpsi	Velocidad en la zona de fluencia :	0.05 1/min
Velocidad módulo-E :	100 kpsi/min	Velocidad de ensayo :	0.5 1/min
Velocidad límite de fluencia :	100 kpsi/min		

Resultados de ensayo:

	E	Y _{0.1}	Y _{0.2}	Y _{0.5}	EUL _{0.5}	Y _{0.2} /R _m	YPE	R _m	F _m	A _{gt (corr.)}	A _g	R _B	A _{t (corr.)}	A _{30.8}
NMPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	%	%	MPa	KN	%	%	MPa	%	%
2	11800	420.5	450.6	500.2	10.8	93.45	-	755.0	21.84	16.28	9.46	572.9	27.3	22.3

Nr	L ₀	L _c	d ₀	Sección	L ₀	A _{manusa}	d1 _u	d2 _u	L _u	Z
	mm	in	mm	in ²	mm	%	mm	mm	mm	%
2	30.06	2.60	5.84	0.04	23.9	25.6	4	4.1	29.9	54

Gráfico Serie:

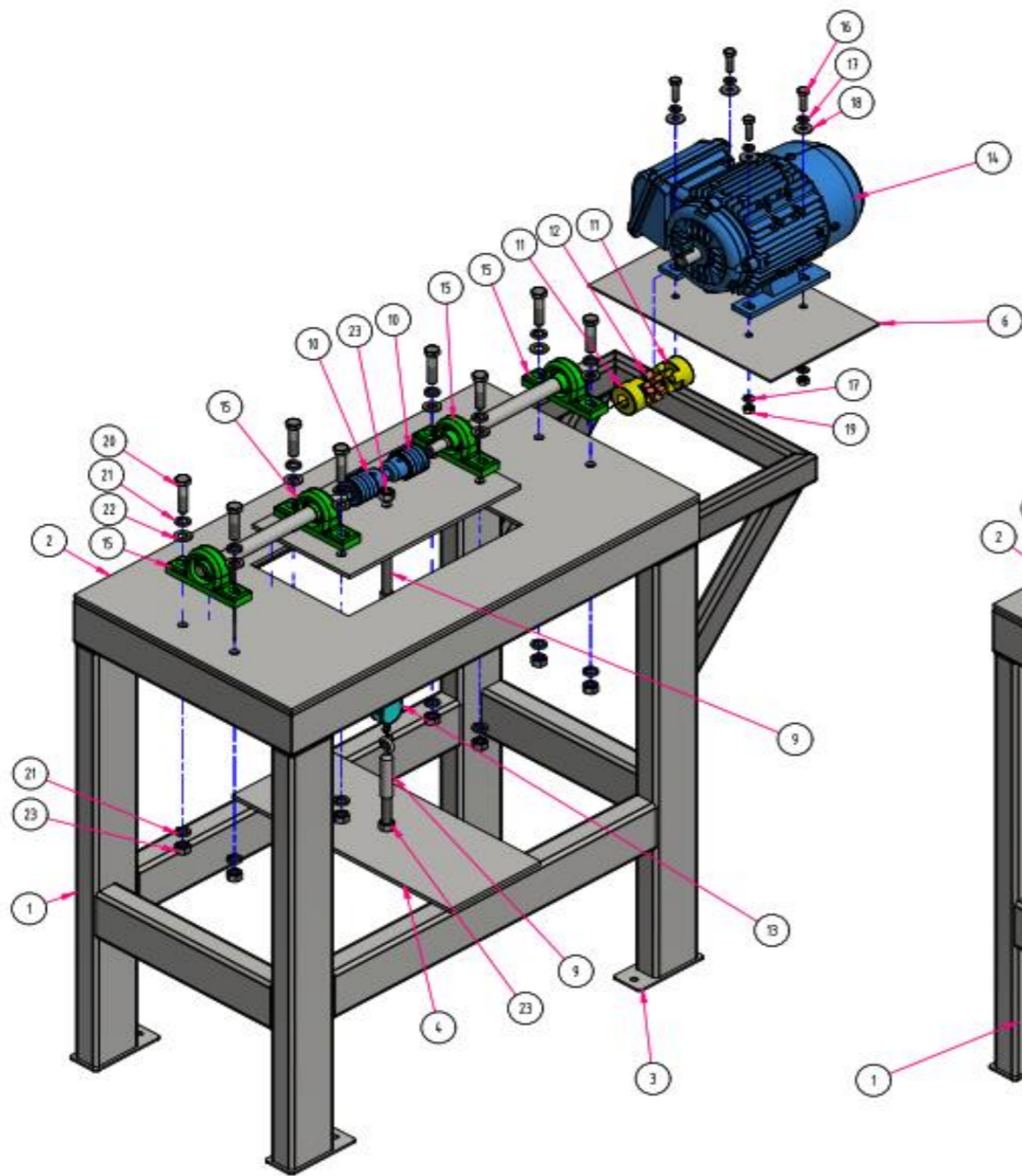


Deformación en %

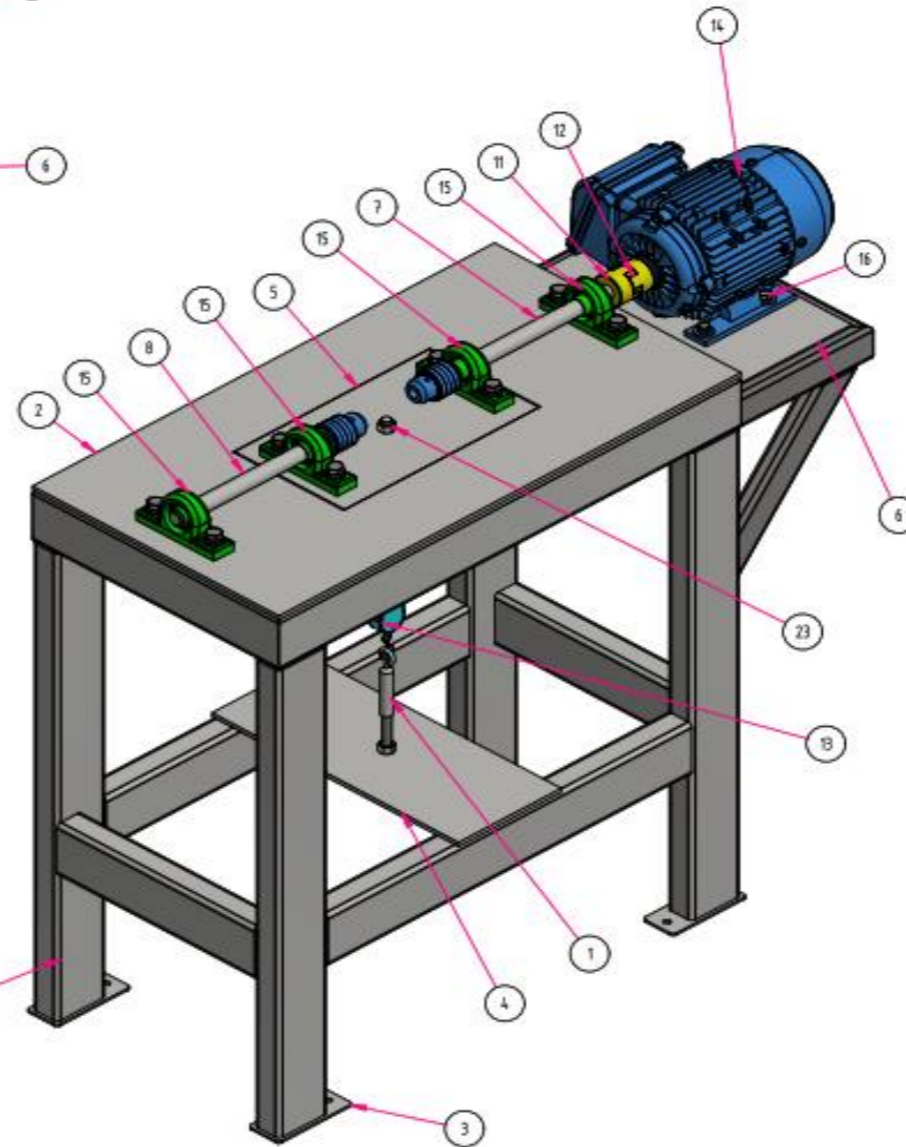
ANEXO G

ITEM	CÓDIGO DE PLANO	DESCRIPCIÓN	FORMATO
1	Planos Finales_01	Ensamble General	A3
2	Planos Finales_02	Planta, sección y detalles	A3
3	Planos Finales_03	Ensamble Estructura	A3
4	Planos Finales_04	Despiece	A3





VISTA EN EXPLOSIÓN - CODIGO:
Esc 1/7.5

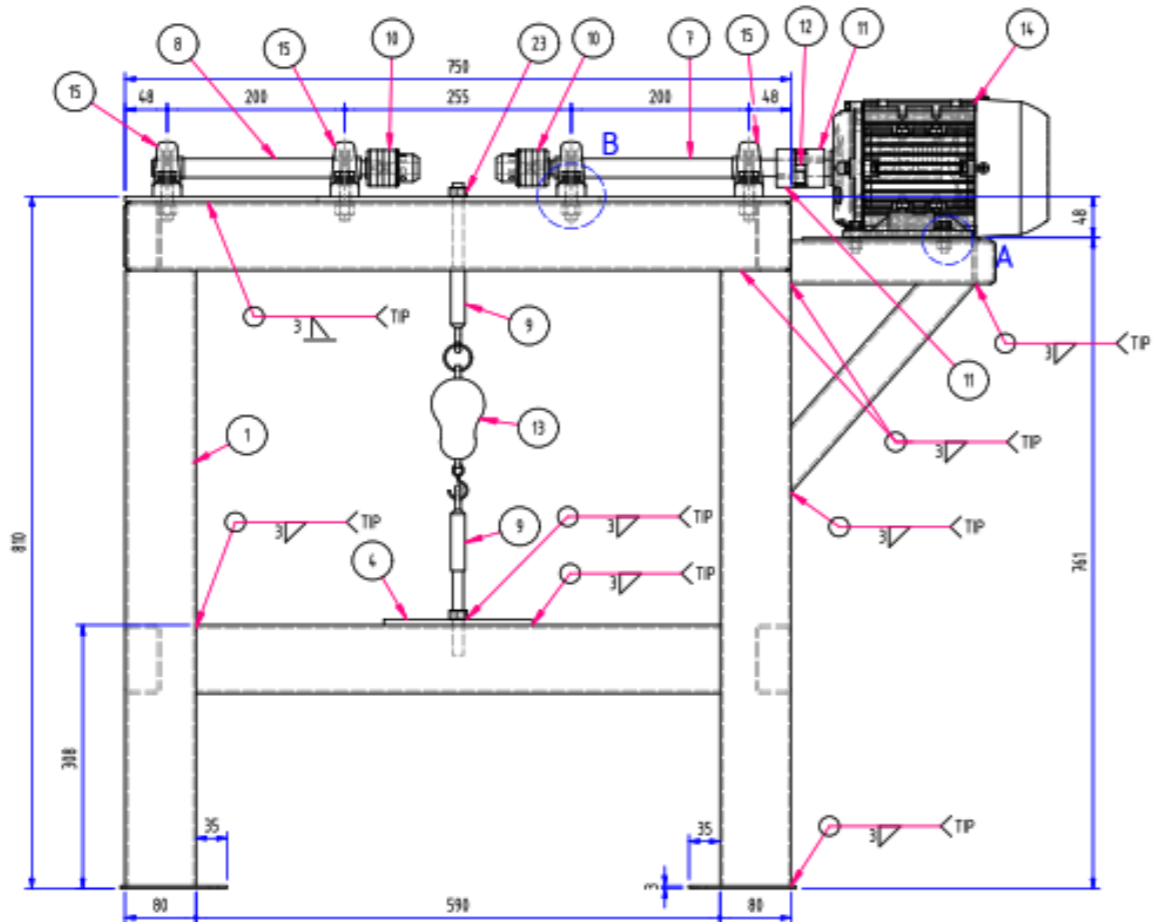


VISTA ISOMETRICO - CODIGO:
Esc 1/7.5

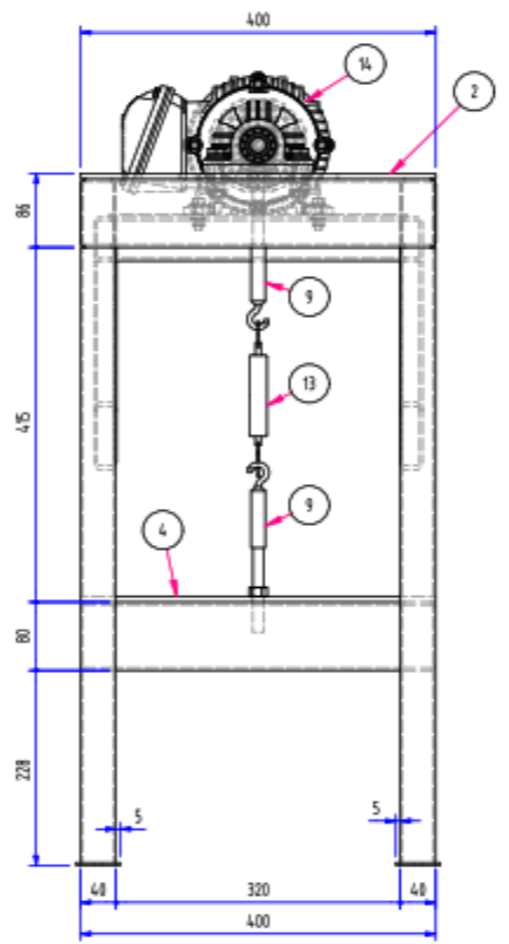
LISTA DE PARTES					
ITEM	CODIGO	CANT	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO UND
1	ES01	1	Estructura	ASTM A36	39.8 kg
2	PL01	1	Plancha de 1/4"	ASTM A36	12.86 kg
3	PL02	4	Plancha de 1/8"	ASTM A36	0.15 kg
4	PL03	1	Plancha de 1/4"	ASTM A36	3.32 kg
5	PL04	1	Plancha de 1/4"	ASTM A36	2.76 kg
6	PL05	1	Plancha de 1/8"	ASTM A36	1.66 kg
7	EJ01	1	Barra lisa de Ø7/8"	SAE 1020	0.19 kg
8	EJ02	1	Barra lisa de Ø7/8"	SAE 1020	0.31 kg
9	EJ03	2	Barra de carga movil	SAE 1020	0.21 kg
10	CH01	2	Mandril Chucks	Acero	0.44 kg
11	AC01	2	SYPT Mangon lowejoy tipo L.075	Acero	0.23 kg
12	AC02	1	SYPT Elemento Elástico para Mangon L.075	HYTREL	0.01 kg
13	DN01	1	Dinámometro Digital		0.14 kg
14	MT01	1	Motor Electrico de 0.5 HP 1680rpm	Acero	
15	CH01	4	FAG Chumacera 20 MM UCP 204 J7	Acero	0.17 kg
16	PE01	4	Perno M8X1.25X30	Grado 4.8	0.02 kg
17	PE02	8	Volanda de Presión Ø8mm	Grado 4.8	0 kg
18	PE03	4	Volanda de Plana Ø8mm	Grado 4.8	0.01 kg
19	PE04	4	Tuerca M8X1.25	Grado 4.8	0.01 kg
20	PE05	8	Perno M12X1.75x50	Grado 4.8	0.06 kg
21	PE06	16	Volanda de Presión Ø12mm	Grado 4.8	0 kg
22	PE07	8	Volanda de Plana Ø10mm	Grado 4.8	0.01 kg
23	PE08	10	Tuerca M12X1.75	Grado 4.8	0.02 kg
24	LE01	2	Lenjuela de 6x6x29mm	Acero	0.01 kg

M. Proyección:		Urb.:	Fecha:
Escala:		Rev.:	Fecha:
Formato:		Aprob.:	Fecha:
Plano:		Rev.:	
MÓDULO DE ENSAYOS FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA		PLANOS FINALES_01	

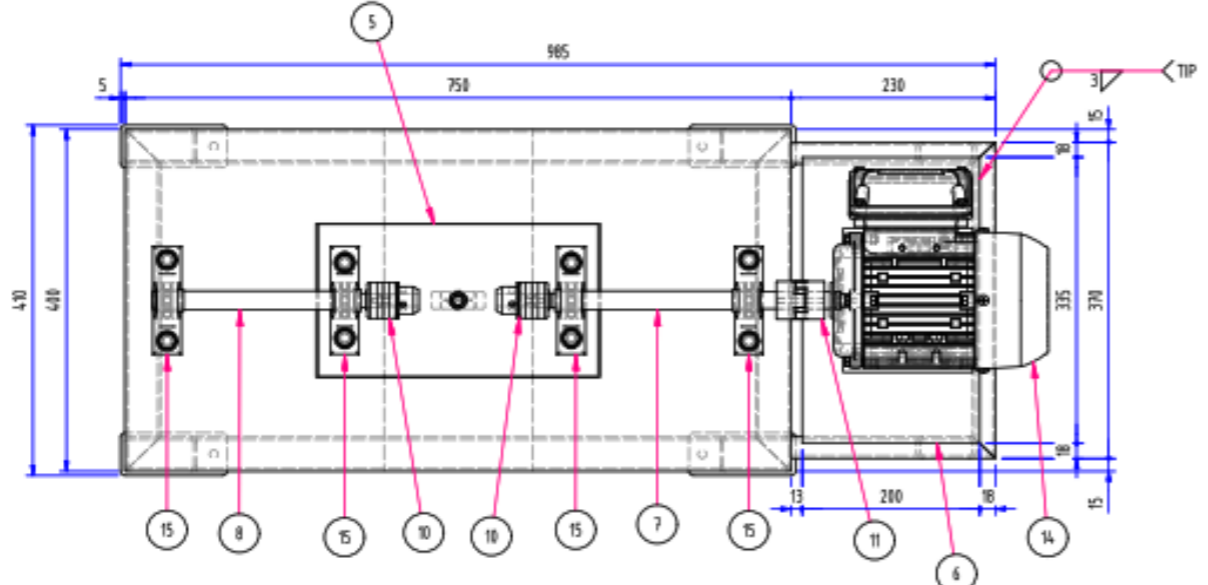
Todo el contenido de este documento es propiedad de ... y debe ser tratado confidencialmente. Este documento es confiado a quien lo recibe solamente para su información y orientación. No puede ser copiado, reproducido, leído por terceros, ni usado para otro propósito que el indicado sin la aprobación escrita de ...



VISTA FRONTAL - CODIGO:
Esc 1/7.5

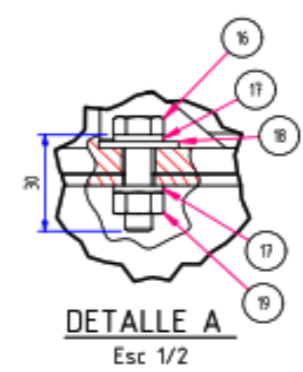


VISTA LATERAL
Esc 1/7.5

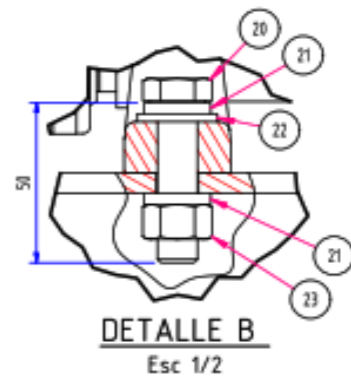


VISTA SUPERIOR
Esc 1/7.5

LISTA DE PARTES					
ITEM	CODIGO	CANT	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO UND
1	ES01	1	Estructura	ASTM A36	39.8 kg
2	PL01	1	Plancha de 1/4"	ASTM A36	12.86 kg
3	PL02	4	Plancha de 1/8"	ASTM A36	0.15 kg
4	PL03	1	Plancha de 1/4"	ASTM A36	3.32 kg
5	PL04	1	Plancha de 1/4"	ASTM A36	2.76 kg
6	PL05	1	Plancha de 1/8"	ASTM A36	1.66 kg
7	EJ01	1	Barra lisa de Ø1/8"	SAE 1020	0.19 kg
8	EJ02	1	Barra lisa de Ø1/8"	SAE 1020	0.11 kg
9	EJ03	2	Barra de carga móvil	SAE 1020	0.21 kg
10	CH01	2	Mandril Chucks	Acero	0.44 kg
11	AC01	2	SYPT Mangan lorejoy tipo L.075	Acero	0.23 kg
12	AC02	1	SYPT Elemento Elástico para Mangan L.075	HYTREL	0.01 kg
13	DN01	1	Dianómetro Digital		0.14 kg
14	MT01	1	Motor Eléctrico de 0.5 HP 1680rpm	Acero	
15	CH01	4	FAG Chumacera 20 MM UCP 204 J7	Acero	0.17 kg
16	PE01	4	Perno M8X1.25X30	Grado 4.8	0.02 kg
17	PE02	8	Velanda de Presión Ø8mm	Grado 4.8	0 kg
18	PE03	4	Velanda de Plano Ø8mm	Grado 4.8	0.01 kg
19	PE04	4	Tuerca M8X1.25	Grado 4.8	0.01 kg
20	PE05	8	Perno M12X1.75x50	Grado 4.8	0.86 kg
21	PE06	16	Velanda de Presión Ø12mm	Grado 4.8	0 kg
22	PE07	8	Velanda de Plano Ø12mm	Grado 4.8	0.01 kg
23	PE08	10	Tuerca M12X1.75	Grado 4.8	0.02 kg
24	LE01	2	Lengüeta de 6x6x20mm	Acero	0.01 kg



DETALLE A
Esc 1/2

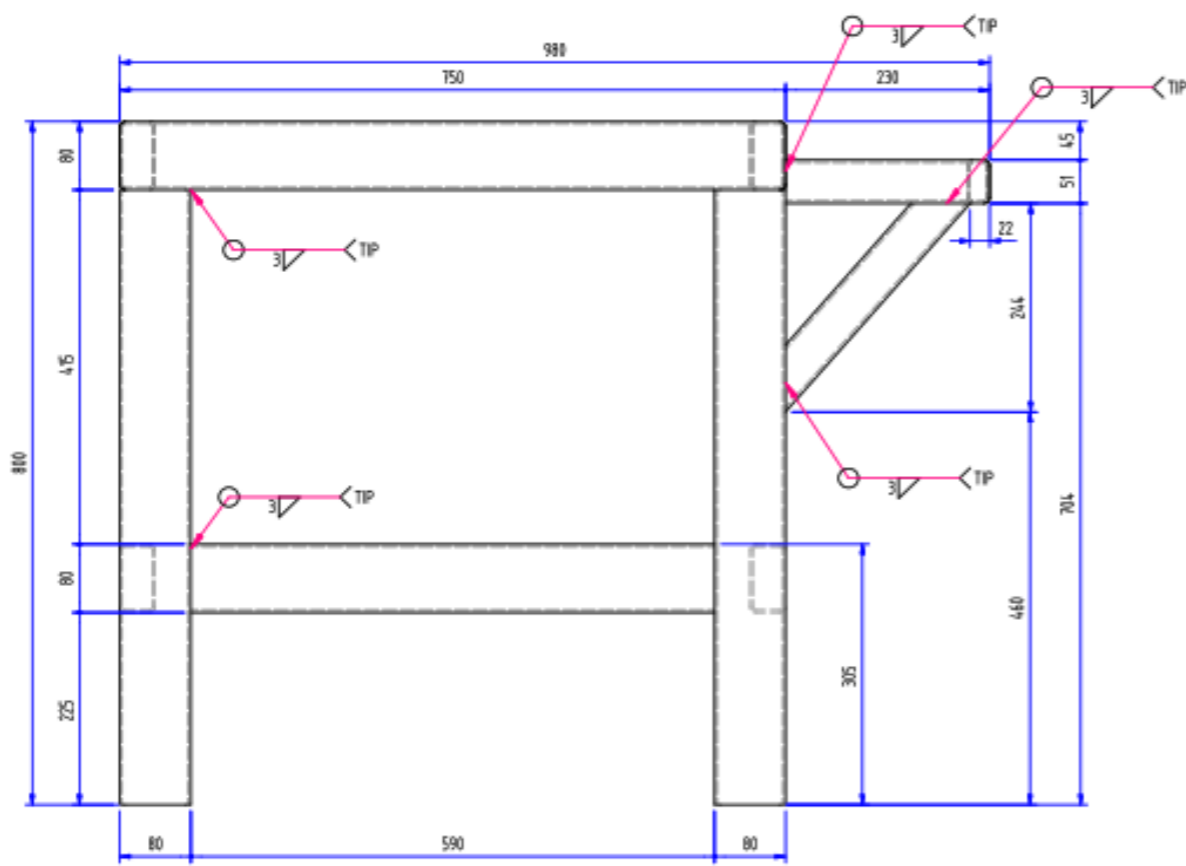


DETALLE B
Esc 1/2

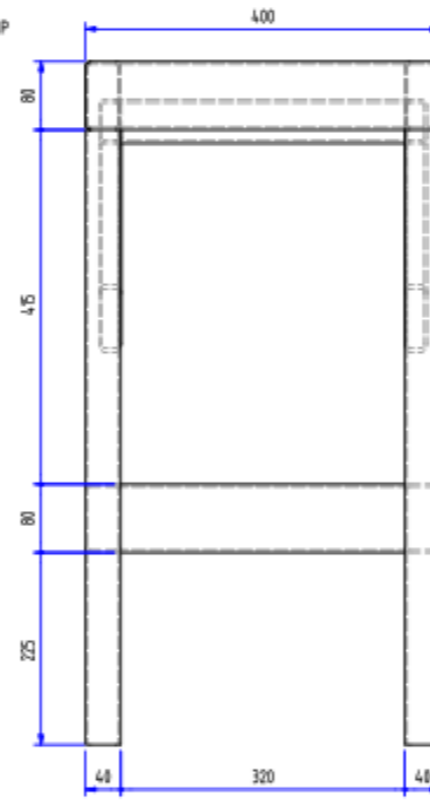
NOTA:
-Todas las dimensiones se encuentran expresadas en milímetros salvo indicación contraria
-Todas las uniones son soldadas

MÓDULO DE ENSAYOS FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA		M. Proyección:	UB.-	Fecha:
		Escala:	Formato:	Rev.:
		1:1	A3	Aprob.:
		Plano:	Fecha:	
		PLANOS FINALES_02	0	

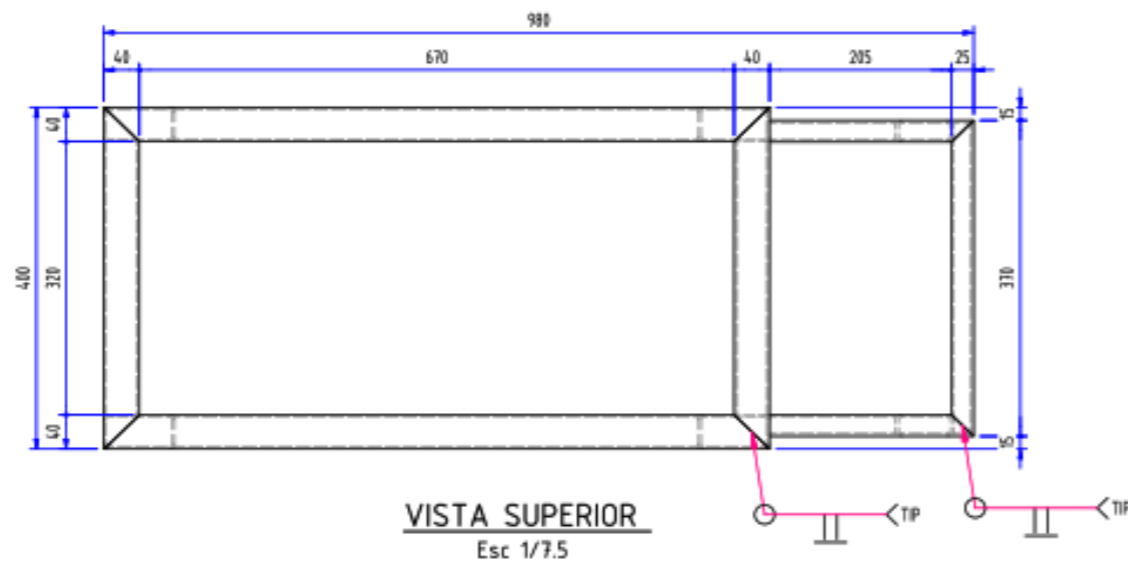
Todo el contenido de este documento es propiedad de ... y debe ser tratado confidencialmente. Este documento es confiado a quien lo recibe solamente para su información y orientación. No puede ser copiado, reproducido, leído por terceros, ni usado para otro propósito que el indicado sin la aprobación escrita de ...



Estructura - CODIGO: ES01
Esc 1/7.5

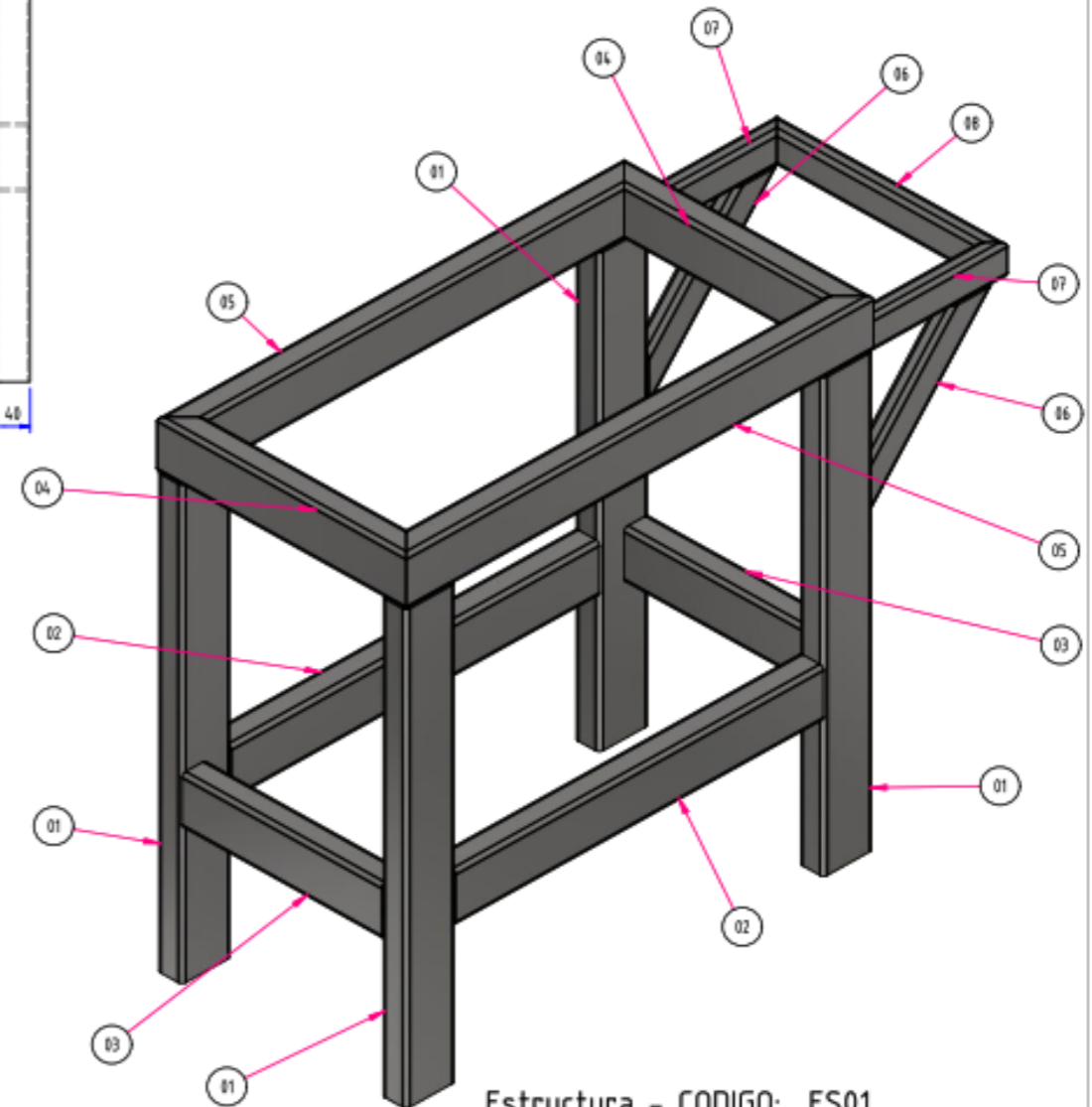


VISTA LATERAL
Esc 1/7.5



VISTA SUPERIOR
Esc 1/7.5

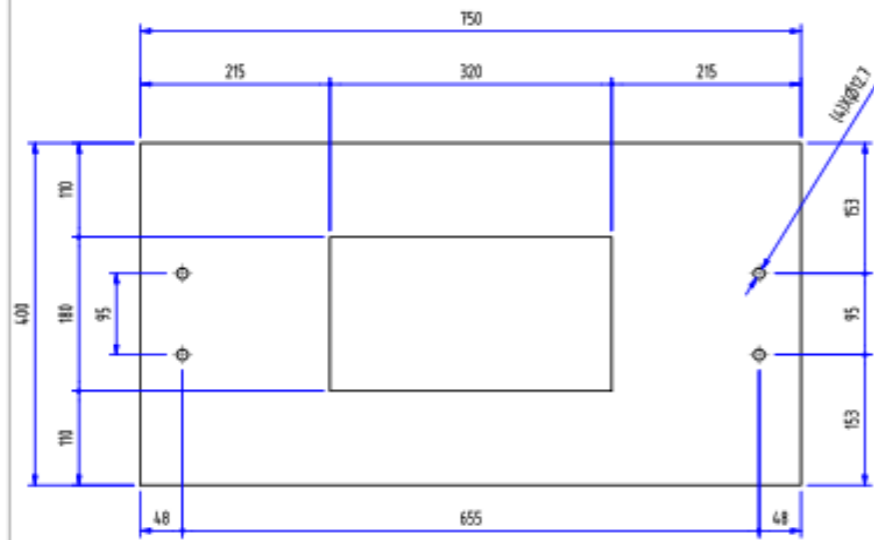
LISTA DE PARTES					
ITEM	CODIGO	CANT	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO UND
01	TU01	4	Tubo rectangular 80 x 40 x 3mm	ASTM A36	3.13 kg
02	TU02	2	Tubo rectangular 80 x 40 x 3mm	ASTM A36	3.06 kg
03	TU03	2	Tubo rectangular 80 x 40 x 3mm	ASTM A36	1.66 kg
04	TU04	2	Tubo rectangular 80 x 40 x 3mm	ASTM A36	1.87 kg
05	TU05	2	Tubo rectangular 80 x 40 x 3mm	ASTM A36	3.68 kg
06	TU06	2	Tubo rectangular 2" x 1" x 1/8"	ASTM A36	0.88 kg
07	TU07	2	Tubo rectangular 2" x 1" x 1/8"	ASTM A36	0.71 kg
08	TU08	1	Tubo rectangular 2" x 1" x 1/8"	ASTM A36	1.13 kg
PESO TOTAL					39.802 kg



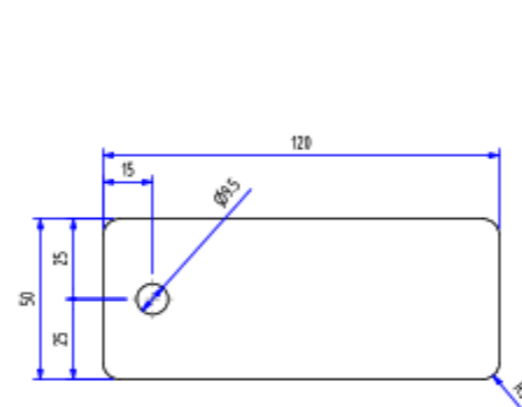
Estructura - CODIGO: ES01
Esc 1/7.5

Módulo de Ensayos FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA		M. Proyección:	Ubi.:	Fecha:
		Escala:	Formato:	Rev.:
		1:1	A3	9/07/2020
		Plano:	Aprob.:	Fecha:
		PLANOS FINALES_03		9/07/2020
				Rev:
				0

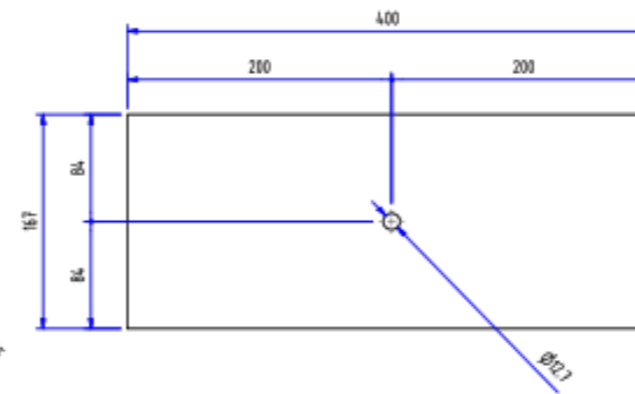
Todo el contenido de este documento es propiedad de ... y debe ser tratado confidencialmente. Este documento es confiado a quien lo recibe solamente para su información y orientación. No puede ser copiado, reproducido, leído por terceros, ni usado para otro propósito que el indicado sin la aprobación escrita de ...



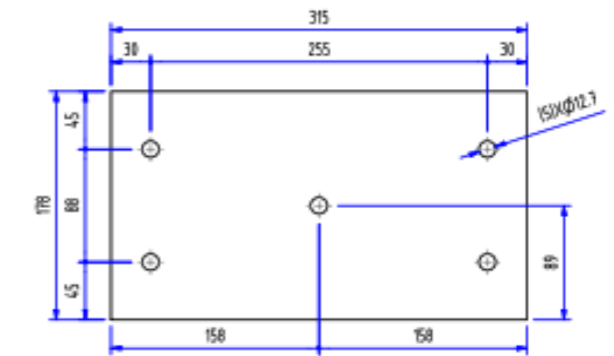
Plancha de 1/4" - CODIGO: PL01
Esc 1/7.5



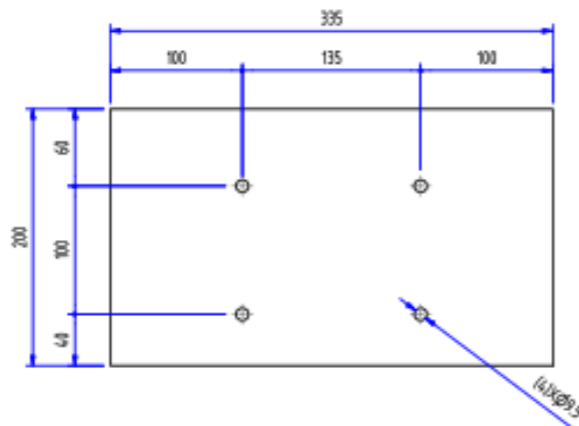
Plancha de 1/8" - CODIGO: PL02
Esc 1 : 2



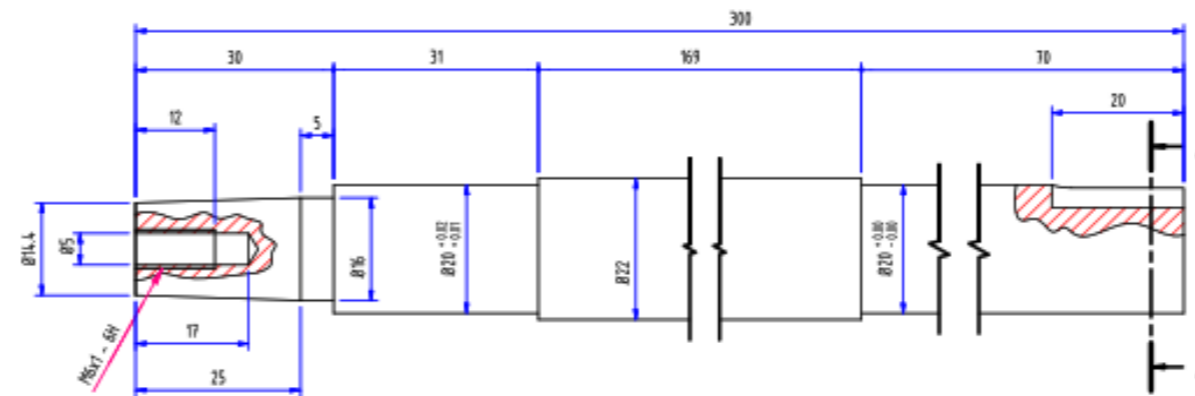
Plancha de 1/4" - CODIGO: PL03
Esc 1 : 5



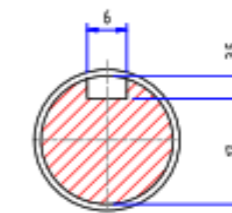
Plancha de 1/4" - CODIGO: PL04
Esc 1 : 5



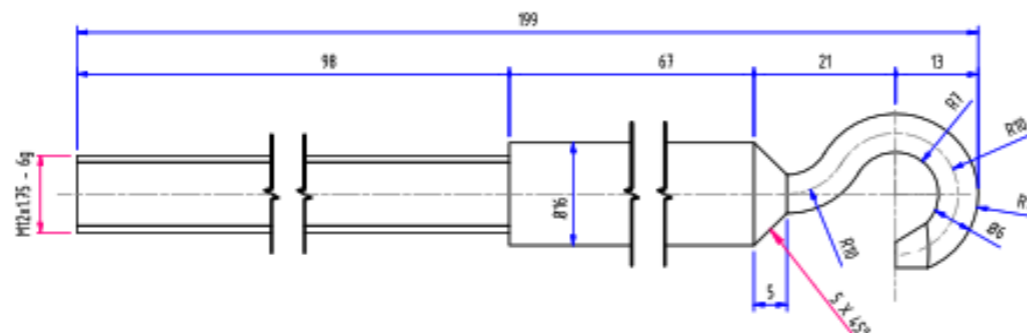
Plancha de 1/8" - CODIGO: PL05
Esc 1/5



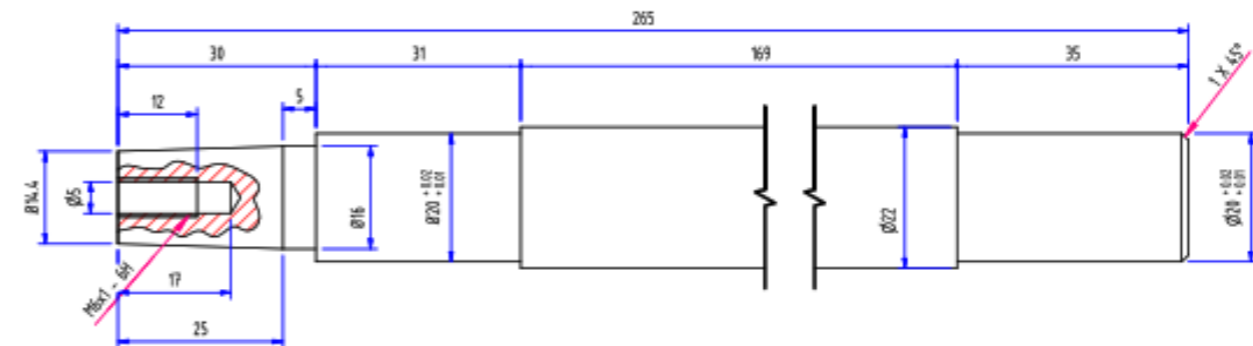
Barra lisa de $\varnothing 7/8"$ - CODIGO: EJ01
Esc 1 : 1



CORTE A-A
Esc 1 : 1



Barra de carga movil - CODIGO: EJ03
Esc 1/1



Barra lisa de $\varnothing 7/8"$ - CODIGO: EJ02
Esc 1 : 1

Módulo de Ensayos FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA		M. Proyección:	Urb.:	Fecha:
		Escala:	Formato:	Rev.:
		1:1	A3	Fecha:
		Plano:		Rev.:
		PLANOS FINALES_04		0

Todo el contenido de este documento es propiedad de ... y debe ser tratado confidencialmente. Este documento es confiado a quien lo recibe solamente para su información y orientación. No puede ser copiado, reproducido, leído por terceros, ni usado para otro propósito que el indicado sin la aprobación escrita de ...