

Diseño y construcción de un banco de trabajo didáctico para ensayos destructivos de ejes  
escalonados sometidos a cargas combinadas

Brayan Alexander Neira Prada y Nicolas Fernando Barrios Rueda

Trabajo de Grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director:

M.Sc.Ricardo Alfonso Jaimes Rolon

Universidad Industrial de Santander  
Facultad de Ingeniería Fisicomecánica  
Escuela de Ingeniería Mecánica  
Bucaramanga

2023

### **Agradecimientos**

Primeramente, a Dios, cuya gracia y guía han iluminado mi camino y me han dado la fortaleza para superar todos los desafíos que se me presentan, su amor y fuerza me impulsan a seguir avanzando.

A mi mamá, papá, hermanos, sobrinos y amigos, por estar siempre para mí, por creer en mí, gracias a su amor inquebrantable, apoyo, consejos, paciencia y comprensión he podido llegar a ser la gran persona que soy.

A mi pareja Alejandra, mi “pidita”, gracias por ser mi compañera de vida en esta aventura. Gracias por tú amor, tú comprensión y tu apoyo incondicional. Gracias por creer en mí. Gracias por hacerme sentir que puedo lograr cualquier cosa e incluso impulsarme a experimentar nuevos procesos, gracias por hacerme sentir tan feliz y amado.

A mi Luna del cielo, por ir en busca de calor en las noches frías y transmitirme la calma y amor que no sabía que necesitaba, gracias por darme muchos más años de vida y gracias por seguir recibiendo tú amor al cruzar la puerta.

A los profesores, compañeros de carrera y técnicos de mecánica, gracias por sus enseñanzas y consejos, sus virtudes y talentos fueron fundamentales desde el inicio hasta la culminación de este proceso.

***Brayan Alexander Neira Prada.***

En el culminante capítulo de este viaje académico, deseo expresar mi más sincero agradecimiento a todas las personas que han contribuido de manera significativa en la realización de esta tesis. Primero y ante todo, quiero expresar mi profundo agradecimiento a mis padres. Su amor incondicional, confianza en mí y sacrificios incansables han sido el cimiento de mi educación y de esta investigación. No puedo agradecerles lo suficiente por estar siempre a mi lado, incluso cuando las cargas académicas parecían insuperables.

A mis profesores y asesores, quienes generosamente compartieron su conocimiento y experiencia conmigo, les estoy enormemente agradecido. Sus consejos, paciencia y orientación fueron esenciales para que esta tesis llegara a buen puerto. Cada conversación y corrección fueron pasos cruciales en mi camino hacia la comprensión y el aprendizaje. Agradezco también a mis amigos y compañeros que, incluso en medio de sus ocupadas agendas, se tomaron el tiempo para explicarme conceptos difíciles y brindarme su apoyo. Vuestra generosidad y voluntad de ayudar son invaluable.

A todos ustedes, les ofrezco mi más sincero agradecimiento. Esta tesis no habría sido posible sin su inestimable contribución y apoyo. Espero que este trabajo sea un tributo adecuado a la confianza que han depositado en mí.

Gracias, de todo corazón.

*Nicolas Fernando Barrios Rueda*

## Contenido

	<b>Pág.</b>
Introducción .....	17
1. Planteamiento del problema.....	18
2. Justificación para solucionar el problema.....	19
3. Objetivos.....	21
3.1 Objetivo general.....	21
3.2 Objetivos Específicos.....	21
4. Marco Teórico.....	23
4.2 Conceptos de resistencia de materiales.....	24
4.2.1 Esfuerzo .....	24
4.2.2 Esfuerzos por flexión.....	24
4.2.3 Esfuerzos por torsión .....	25
4.2.4 Relación de esfuerzos .....	25
4.2.5 Esfuerzo estático .....	26
4.2.6 Esfuerzo repetido e invertido.....	26
4.2.6.1 La fatiga. ....	28
4.2.6.2 Resistencia a la fatiga.....	28
4.2.6.3 Curva esfuerzo vida para el aluminio 6061-t6.....	29
4.2.7 Combinaciones de modos de carga.....	31
4.3 Máquinas para ensayos de fatiga .....	32

4.3.1 Banco de pruebas de fatiga en flexión rotativa para evaluar el comportamiento a cargas cíclicas.....	32
4.3.2 Banco de pruebas experimental para ensayos de fatiga en flexión rotativa del acero AISI-SAE 1018 por el método de esfuerzo vida.....	33
4.3.3 Banco de pruebas de fatiga por torsión y flexión-torsión.....	34
5. Justificación de la solución.....	36
5.1 Propuestas de diseño.....	37
5.1.1 Alternativa de diseño 1.....	40
5.1.2 Alternativa de diseño 2.....	43
5.1.3 Alternativa de diseño 3.....	45
5.2 Despliegue de la función calidad.....	48
5.2.1 Requerimientos del cliente.....	48
5.2.2 Requerimientos de Diseño.....	49
5.3 Diseño de detalle y construcción de un banco de trabajo didáctico para ensayos destructivos de ejes escalonados sometidos a cargas combinadas.....	52
5.3.1 Diseño de bastidor.....	52
5.3.1.1 Estructura principal.....	53
5.3.1.2 Pieza soporte de chumaceras fija.....	55
5.3.1.3 Pieza soporte de chumaceras móvil.....	56
5.3.1.4 Ejes pasantes.....	57
5.3.2 Sistema de transmisión de potencia.....	57
5.3.2.1 Motor eléctrico.....	58
5.3.2.2 Diseño de cuñas.....	59

5.3.2.3 Acople flexible tipo araña .....	61
5.3.2.3 Eje principal.....	62
5.3.2.4 Eje secundario.....	70
5.3.2.5 Soportes de cojinetes.....	73
5.3.3 Sistema de flexión-torsión .....	75
5.3.3.1 Subsistema de flexión.....	75
5.3.3.1 Subsistema de torsión.....	84
5.3.4 Sistema eléctrico y electrónico .....	88
5.3.4.1 Subsistema eléctrico.....	88
5.3.4.2 Subsistema electrónico.....	91
5.3.5 Programación .....	97
5.3.5.1 Librerías.....	97
6. Manufactura y ensamble del banco de ensayos .....	103
7. Costos.....	107
7.1 Costos asumidos por la Universidad Industrial de Santander.....	108
7.2 Costos asumidos por los autores del proyecto .....	108
7.3 Costo total del proyecto .....	111
8. Resultados experimentales.....	112
8.1 Lineamientos para los ensayos.....	112
8.2 Simulación del eje de ensayo por elementos finitos .....	113
8.3 Resultados obtenidos .....	115
8.4 Comparación de resultados método elementos finitos vs banco de ensayos .....	119
9. Conclusiones.....	121

10. Recomendaciones .....	123
Referencias Bibliográficas .....	124
Apéndices.....	126

**Lista de Tablas**

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Matriz QFD.....	50
Tabla 2. Evaluación de alternativas .....	50
Tabla 3 Propiedades SAE 1045 .....	63
Tabla 4. Distribución Cargas eje principal .....	64
Tabla 5. Reacciones cojinetes .....	73
Tabla 6. Características geométricas NK35B14 .....	80
Tabla 7. Costos intelectuales.....	108
Tabla 8. Costos asumidos por la Universidad Industrial de Santander.....	108
Tabla 9. Costo parte mecánica para construcción.....	108
Tabla 10. Costo parte eléctrica.....	110
Tabla 11. Costo parte electrónica.....	110
Tabla 12. Costos varios.....	111
Tabla 13. Costo total del proyecto .....	111
Tabla 14. Resultados simulación MEF. ....	115
Tabla 15. Resultados obtenidos de los ensayos .....	117

**Lista de Figuras**

	<b>Pág.</b>
Figura 1 Disposición de elementos en eje escalonado.....	23
Figura 2. Componente sometido a flexión.....	24
Figura 3. Componente sometido a torsión.....	25
Figura 4. Pruebas de fatiga de R. R. Moore.....	27
Figura 5. Esfuerzo repetido e invertido.....	27
Figura 6. Resistencias a la fatiga representativas.....	29
Figura 7. Diseño de curva de fatiga para aluminio 6061-T6 .....	30
Figura 8. Banco de pruebas de fatiga en flexión rotativa para evaluar el comportamiento a cargas cíclicas.....	32
Figura 9. Banco de pruebas de fatiga en flexión rotativa para evaluar el acero AISI-SAE 1018.	33
Figura 10. Banco de pruebas de fatiga por torsión y flexión-torsión.....	35
Figura 11. Dimensiones recomendadas para probetas de ensayos de fatiga.....	39
Figura 12. Diseño concepto alternativa 1 y subsistema flexión-torsión .....	42
Figura 13. Alternativa de diseño #2.....	44
Figura 14. Diseño alternativa 3.....	47
Figura 15 Alternativa 3 elegida.....	51
Figura 16. Diseño de bastidor inicial .....	53
Figura 17. Diseño de bastidor #2 .....	54
Figura 18. Estructura construida .....	55
Figura 19. Pieza chumaceras fija. ....	56

Figura 20. Pieza chumaceras móviles.....	57
Figura 21. Motor eléctrico .....	58
Figura 22. Geometría de cuñas .....	61
Figura 23. Acoplamiento flexible. ....	62
Figura 24. Distribución soportes eje principal.....	63
Figura 25. Diagramas fuerza cortante y momentos plano XY.....	64
Figura 26. Eje principal.....	69
Figura 27. Mandril seleccionado.....	70
Figura 28. Distribución soportes Eje secundario (movíl).....	71
Figura 29. Diagramas fuerza cortante y momentos planos XY Eje 2.....	72
Figura 30. Eje secundario .....	73
Figura 31. Elección de chumaceras .....	74
Figura 32. Subsistema de transmisión de potencia .....	74
Figura 33. Subsistema de flexión.....	75
Figura 34. Pieza “ $\bar{\sigma}$ ” .....	79
Figura 35. Piñón y cadena seleccionados. ....	81
Figura 36. Estructura flexión .....	82
Figura 37. Rodamiento seleccionado.....	83
Figura 38. Datos de rendimiento.....	84
Figura 39. Subsistema de torsión.....	84
Figura 40. Buje QD.....	85
Figura 41. Pieza cónica.....	86
Figura 42. Sistema cónica-buje QD.....	87

Figura 43. Sistema de freno NKD 125.....	88
Figura 44. Placa de motor .....	89
Figura 45. Guardamotor.....	89
Figura 46. Cableado y clavija .....	90
Figura 47. Indicador de corriente y voltaje.....	91
Figura 48. Arduino uno.....	92
Figura 49. Sensor hall (KY-003) .....	92
Figura 50. Sensor ultrasonido (HC-SR04).....	93
Figura 51. Sensor resistivo (FSR 402).....	94
Figura 52. Pantalla LCD .....	95
Figura 53. Adaptador digital de par de torsión .....	95
Figura 54. Selección de par digital .....	96
Figura 55. Diagrama de flujo programación.....	97
Figura 56. Banco de trabajo didáctico para ensayos destructivos de ejes escalonados sometidos a cargas combinadas. ....	103
Figura 57. Fabricación de estructura principal .....	104
Figura 58. Corte de lamina y fabricación de piezas soporte .....	104
Figura 59. Fabricación y posicionamiento del sistema flexión-torsión .....	105
Figura 60. Fabricación pieza “cónica” .....	106
Figura 61. Ensamblaje de subsistemas.....	106
Figura 62. Pintura de banco de ensayos.....	107
Figura 63. Mínimo de probetas para ensayos preliminares de fatiga .....	112
Figura 64 Probetas fabricadas.....	113

Figura 65. Simulación por elementos finitos del eje de ensayo.....	114
Figura 66. Imagen apéndice 25-Metodología y manual de uso .....	116
Figura 67. Inicio de la falla.....	117
Figura 68. Deformación plástica por flexión .....	118
Figura 69. Deformación plástica por torsión .....	118
Figura 70. Rotura total de las probetas de ensayo en la zona crítica .....	118

**Lista de Apéndices**

	<b>Pág.</b>
Apéndice 1. Valores tabulados de $S_a$ de la fig 7.....	126
Apéndice 2. Planos geometría de ejes de ensayo.....	127
Apéndice 3. Geometría de cuñas .....	128
Apéndice 4. Propiedades de los materiales.....	129
Apéndice 5. Factor modificación de superficie ( $K_a$ ).....	132
Apéndice 6. Factor de confiabilidad ( $K_e$ ).....	133
Apéndice 7. Factor de concentración de esfuerzos [ $K_t$ ] .....	134
Apéndice 8. Selección de mandril .....	135
Apéndice 9. Selección de piñón NK35B14 .....	136
Apéndice 10. Selección de cadena eslabonada.....	137
Apéndice 11. Selección de rodamiento.....	138
Apéndice 12. Circuito eléctrico .....	139
Apéndice 13. Programación completa .....	140
Apéndice 14. Diagrama de conexiones del sistema electrónico de recolección de datos.....	145
Apéndice 15. Características geométricas y técnicas del sistema de frenado.....	146
Apéndice 16. Mef estructura principal.....	150
Apéndice 17. Mef soporte fijo chumaceras .....	151
Apéndice 18. Mef soporte chumaceras móvil.....	152
Apéndice 19. Mef ejes pasantes.....	153
Apéndice 20. Mef eje principal.....	154

Apéndice 21. Mef eje secundario.....	155
Apéndice 22. Mef “ $\overline{\delta}$ ” .....	156
Apéndice 23. Mef estructura de flexión.....	157
Apéndice 24. Buje QD .....	161
Apéndice 25. Pieza cónica .....	162
Apéndice 26. Metodología y manual de uso.....	163
Apéndice 27. Ficha de mantenimiento del equipo.....	171
Apéndice 28. Rodamientos axiales .....	173
Apéndice 29. Motor trifasico .....	174
Apéndice 30. Chumaceras UCP 205.....	175
Apéndice 31. Diagrama de despiece freno delantero AKT 125/150 NE CILINDRO PRINCIPAL.....	176
Apéndice 32. Rodachin con freno plataforma industrial 4".....	177
Apéndice 33. BUJE QD (Ref.TB 1008) .....	178
Apéndice 34. Varilla Roscada 1/2 1000 mm Acme Rosca Cuadrada Paso 5mm.....	179
Apéndice 35. Planos del banco de trabajo didáctico.....	180

## Resumen

**Título:** Diseño y construcción de un banco de trabajo didáctico para ensayos destructivos de ejes escalonados sometidos a cargas combinadas<sup>1\*</sup>

**Autor:** Nicolas Barrios Rueda, Alexander Neira Prada<sup>2\*\*</sup>

**Palabras clave:** Banco didáctico, eje, Diseño, Carga combinada, Ciclo de vida, CAD.

### Descripción

El objeto del presente trabajo de grado es contribuir con la misión de la de la Universidad Industrial de Santander de formar profesionales con habilidades en investigación e innovación, para ello, se diseñó y construyó un banco didáctico destinado a realizar ensayos en ejes escalonados sometidos a cargas combinadas de flexión rotativa y torsión, estos ejes son propensos a la fatiga debido a las zonas de transición entre los escalones que actúan como concentradores de tensiones, el banco de ensayos sigue pautas de la norma ASTM E 606/E606M-21 en cuanto a dimensiones de probetas y metodología.

Este banco incluye la creación de guías de laboratorio para su utilización y tiene la capacidad de evaluar ejes con diversos diámetros y aplicar hasta 8 N\*m de torsión y 2000 N de flexión a 1810 RPM. La carga de flexión se logra mediante tornillos de potencia, mientras que la carga de torsión se genera con un freno de disco. El sistema de flexión-torsión se desplaza sobre guías de  $\frac{3}{4}$ " y todos los datos se registran mediante un sistema de sensores controlado por un microcontrolador Arduino Uno. Se seleccionó el aluminio 6061-T6 para las probetas, y considerando su curva S-N, se estimó su vida en ciclos mediante análisis de elementos finitos; se realizaron 12 pruebas siguiendo el manual STP-588, lo que resultó en un error del 19,43% en comparación con los valores teóricos, lo que indica la efectividad del banco como una herramienta de enseñanza que permite una simulación precisa de la realidad.

---

<sup>1\*</sup> Trabajo de Grado

<sup>2\*\*</sup> Facultad de Ingeniería Fisicomecánica Escuela de Ingeniería Mecánica Director: Ricardo Alfonso Jaimes Rolon

## Abstract

**Title:** Design and construction of a didactic workbench for destructive testing of stepped shafts subjects to combined load<sup>3\*</sup>

**Author:** Nicolas Barrios Rueda, Alexander Neira Prada<sup>4\*\*</sup>

**Keywords:** Didactic bench, Shaft, Mechanical design, Destructive testing, lifecycle, combined load, CAD

### Description

The purpose of this thesis is to contribute to the mission of the Industrial University of Santander, which is to educate professionals with research and innovation skills. To achieve this goal, a didactic bench was designed and constructed for conducting tests on stepped axles subjected to combined rotary bending and torsion loads. These axles are susceptible to fatigue due to stress concentration areas at the transition zones between the steps.

The test bench adheres to the dimensional and methodological guidelines outlined in ASTM E 606/E606M-21 for test specimens. This bench includes the development of laboratory guides for practical use and is equipped to assess shafts with varying diameters. It can apply torque of up to 8 N\*m and bending forces of 2000 N at 1810 RPM. Bending force is applied using power screws, while torsional load is induced through a disc brake. The combined bending-torsion system moves along ¾-inch guides, and all data is recorded by a sensor system controlled by an Arduino Uno microcontroller. For the test specimens, 6061-T6 aluminum was chosen, and its fatigue life in cycles was estimated using finite element analysis in accordance with its S-N curve. A total of 12 tests were conducted following the procedures outlined in the STP-588 manual, resulting in an error of 19,43% when compared to theoretical values. This demonstrates the effectiveness of the bench as an educational tool that accurately simulates real-world conditions.

---

<sup>3\*</sup> Project of grade

<sup>4\*\*</sup> Facultad de Ingeniería Fisicomecánica Escuela de Ingeniería Mecánica Director: Ricardo Alfonso Jaimes Rolon

## Introducción

Este trabajo tiene como objetivo principal el diseño y la construcción de un banco de trabajo didáctico para ensayos de fatiga destructivos en ejes escalonados sometidos a cargas combinadas, para que mediante la experimentación en el laboratorio de diseño de la UIS los estudiantes puedan ampliar los conocimientos en áreas de diseño y resistencia de materiales, lo que les proporcionará más habilidades para desempeñarse de manera sobresaliente en el mundo laboral.

Es fundamental por lo tanto, el estudio de la fatiga en ejes de potencia que soportan cargas combinadas debido a la presencia de diferentes elementos mecánicos, ya que estos ejes experimentan concentradores de esfuerzos en los cambios de sección, lo que los hace susceptibles a daños por tensiones repetitivas; comprender cómo la fatiga afecta a estas áreas críticas es vital ya que proporciona al ingeniero el conocimiento sobre cómo prevenir fallos prematuros y garantizar la integridad y durabilidad de los sistemas mecánicos.

En nuestro país no se cuenta con una máquina que permita realizar ensayos de fatiga sobre ejes con diferentes secciones transversales sometidos a cargas combinadas, por lo que no es posible comprobar el diseño y las simulaciones de elementos mecánicos como lo son los ejes de potencia.

Este proyecto producirá la creación de un banco de pruebas que permitirá el estudio del fenómeno de la fatiga en ejes con las características mencionadas anteriormente; a través de prácticas experimentales que implican la variación de parámetros de diseño y la inspección de resultados obtenidos, se podrá profundizar en la comprensión de este fenómeno.

## 1. Planteamiento del problema

En el ámbito de la ingeniería, resulta de gran importancia el estudio de las propiedades mecánicas de los materiales al momento de concebir el diseño de los distintos componentes que integran una maquinaria o sistema mecánico. Diversos equipos de prueba se encuentran a disposición de los diseñadores, los cuales proporcionan información certera sobre el comportamiento de los materiales ante diversos fenómenos físicos; entre estos dispositivos se encuentran las máquinas de ensayo de compresión, de flexión, de ensayo universales y especializadas, muchas de las cuales se hallan disponibles en los laboratorios de la Universidad Industrial de Santander; estas herramientas permiten a los estudiantes fortalecer su aprendizaje al validar la teoría a través de experimentos en los laboratorios, explorando de manera práctica las propiedades de los materiales.

Al cursar asignaturas de diseño, los estudiantes aplican los conocimientos adquiridos en los cursos relacionados con el estudio de los materiales, en estas instancias, comprenden cómo los materiales reaccionan frente a diferentes esfuerzos y son capaces de seleccionar el material apropiado para satisfacer las demandas específicas para el trabajo requerido. En materias como resistencia de materiales y diseño de máquinas 1, los estudiantes comienzan a discernir el comportamiento de diversos componentes mecánicos y su diseño adecuado, uno de los elementos mecánicos que adquiere especial importancia en este estudio son los ejes, “definidos como componentes rotativos, generalmente con sección circular, que sustentan diversas partes mecánicas y se emplean principalmente para la transmisión de potencia” (Departamento de Ingeniería Aeroespacial , s.f.), para el diseño de estos elementos, los estudiantes hacen uso de

ecuaciones de esfuerzo y deformación, determinan factores de seguridad y estiman ciclos de vida, sin embargo, no disponen de la posibilidad de experimentar físicamente para verificar si sus diseños son funcionales y cumplen con los parámetros de diseño. En la actualidad, la universidad carece del equipo adecuado y las directrices de laboratorio necesarias para respaldar el aprendizaje de los temas en las asignaturas previamente mencionadas.

En ese sentido, resulta imperativo determinar qué características fundamentales debe presentar un banco didáctico destinado a realizar pruebas en ejes escalonados sometidos a cargas combinadas. Este banco, una vez construido, serviría como complemento esencial para el laboratorio de diseño de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

## **2. Justificación para solucionar el problema**

En consonancia con la misión y visión de la Universidad Industrial de Santander y la Escuela de Ingeniería Mecánica, cuyo propósito es la formación de profesionales con competencias en investigación e innovación, el presente proyecto fue concebido con el objetivo de constituirse como un recurso pedagógico-práctico esencial en el ámbito del laboratorio de diseño de la mencionada escuela, además, pretende ser una herramienta valiosa en las asignaturas de resistencia de materiales y diseño de máquinas. A través de la materialización de este proyecto, se busca permitir a los estudiantes verificar y aplicar los conocimientos teóricos adquiridos en su formación académica (comportamiento de los materiales sometidos a cargas combinadas,

ecuaciones, criterios de falla sobre ejes mecánicos, etc.) esto se logrará mediante el uso de guías desarrolladas en este proyecto, material didáctico y la implementación del banco didáctico.

En la industria actual, se han gestado diversos proyectos orientados a la pedagogía, la enseñanza y la prueba de ejes sometidos a diferentes tipos de cargas, tales como bancos de ensayo diseñados para evaluar ejes frente a cargas de torsión, axiales y de flexión; a través de la utilización de probetas fabricadas con materiales específicos, los usuarios pueden confirmar y analizar los comportamientos que experimentan estos elementos bajo distintos tipos de cargas, no obstante, en vista de que los ejes, como transmisores de potencia, frecuentemente están sujetos a la combinación simultánea de estas cargas, los bancos existentes no logran abordar integralmente las necesidades derivadas del diseño de ejes en los cuales diversos componentes mecánicos realizan su labor, como es el caso de los ejes escalonados, por consiguiente, los estudiantes se ven imposibilitados de corroborar físicamente sus resultados a través de experimentación tangible, generando carencias que repercuten en su desarrollo profesional en el ámbito de la Ingeniería Mecánica.

Surge, en consecuencia, la necesidad de diseñar y construir un equipo didáctico que permita a los estudiantes de Ingeniería Mecánica en la Universidad Industrial de Santander potenciar su proceso de aprendizaje, esto se logrará mediante una mayor internalización de los conocimientos impartidos en las materias de diseño, a través del desarrollo de un banco didáctico específicamente destinado para la ejecución de ensayos destructivos en ejes escalonados sujetos a cargas combinadas, así mismo, este proyecto comprende la generación del material académico y didáctico requerido para un aprendizaje integral y efectivo.

### 3. Objetivos

#### 3.1 Objetivo general

Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander de formar profesionales con capacidad de investigación e innovación mediante el diseño y la construcción de un banco didáctico para pruebas de ejes escalonados sometido a cargas combinadas, enfocándose en el desarrollo pedagógico-práctico del estudiante de ingeniería mecánica para acercarlo a problemas reales con la intención de aportar a su formación como ingeniero.

#### 3.2 Objetivos Específicos

-Analizar los ensayos mecánicos destructivos existentes para tracción, compresión, fatiga y rotura según la normativa ASTM 370-05, lo cual permitirá determinar el procedimiento y las definiciones adecuadas para realizar una prueba mecánica en los ejes de prueba.

-Diseñar una máquina de ensayos de ejes sometidos a cargas combinadas que cumpla la normas ASTM E466-15, ASTM E143 y ASTM E290 – 14. Parámetros:

- Cargas flectoras aplicables serán entre 3 Kg y 5 Kg.
- Torsión aplicable será entre 5 N\*m y 30 N\*m.
- Diámetros entre 15 mm a 30 mm.
- Cargas axiales aplicables entre 100 KN a 160 KN.

-Modelar y validar los parámetros establecidos para el banco generando una estructura funcional en la que se recreen los diferentes esfuerzos y deformaciones que producen distintos elementos mecánicos en el eje usando herramientas CAD y a su vez basándose en el ciclo de vida de los ejes.

-Diseñar el sistema electrónico adecuado que permita implementar la instrumentación y recopilación de la información necesaria mediante una plataforma de Arduino que permite tener el control y monitoreo del equipo enfocado en:

- El monitoreo del tiempo que tarda el eje sometido a flexión, torsión y/o carga axial en fallar (Ciclo de vida del eje).
- El control de las diferentes cargas aplicadas en el eje.

-Desarrollar un análisis de costos de Ingeniería, fabricación, operación y mantenimiento del banco didáctico para establecer la factibilidad del diseño propuesto.

-Realizar el plan del material académico y didáctico adecuado que permita a los estudiantes corroborar el diseño del eje desarrollado mediante las diferentes ecuaciones de esfuerzo y deformaciones, a través de una práctica de laboratorio usando el banco; el plan se compone de:

- Manual de uso.
- Ficha de funcionamiento.
- Ficha de mantenimiento del equipo.
- Guías de laboratorio.

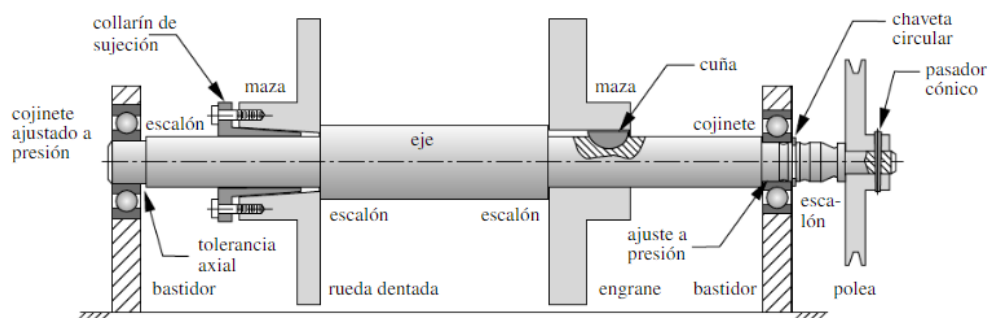
## 4. Marco Teórico

### 4.1 Ejes Escalonados

Un eje escalonado es un componente mecánico diseñado con una configuración que incluye secciones de diámetros diferentes en su longitud, esta variación en los diámetros crea niveles o "escalones" a lo largo del eje. Este diseño se planifica al inicio del proceso de diseño, para acomodar componentes como engranajes, cojinetes, poleas, etc.; Los hombros de eje, formados por los cambios de diámetro, son utilizados para alinear y posicionar axialmente estos componentes (cada hombro del eje tiene un propósito específico), además de proporcionar una mayor resistencia para soportar cargas de empuje (Budynas, 2021).

#### Figura 1

*Disposición de elementos en eje escalonado.*



*Nota.* Tomado de: Norton L., R. (s.f.) *Diseño de máquinas (Un enfoque integrado)*.

## 4.2 Conceptos de resistencia de materiales

### 4.2.1 Esfuerzo

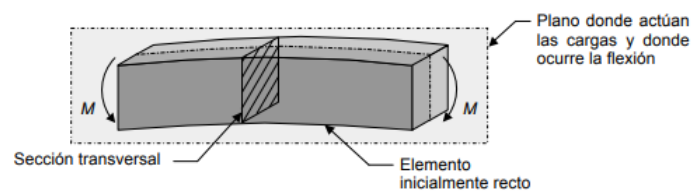
Es una medida de la intensidad interna de fuerzas distribuidas en un material o una estructura en respuesta a las cargas externas aplicadas sobre él ( $\sigma=F/A$ ).

### 4.2.2 Esfuerzos por flexión

La flexión tiene lugar cuando un componente con una sección uniforme y equilibrada en relación al plano en el que se desarrolla la flexión es expuesto a momentos flectores, representados como  $M$ , (o a fuerzas perpendiculares a su eje longitudinal) (Useche V., s.f.).

#### Figura 2.

*Componente sometido a flexión.*



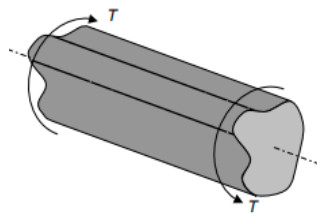
*Nota.* Tomado de: Useche V., L. (s.f.) *Diseño de elementos de máquinas.*

### 4.2.3 Esfuerzos por torsión

Es la medida de la intensidad de la fuerza rotacional o torsional que actúa sobre un material o estructura. Ocurre cuando se aplica un momento torsor, generando una distribución de esfuerzos que tiende a hacer girar el material alrededor de su eje longitudinal (Useche V., s.f.).

#### Figura 3.

*Componente sometido a torsión.*



*Nota.* Tomado de: Useche V., L. (s.f.) *Diseño de elementos de máquinas.*

### 4.2.4 Relación de esfuerzos

Los aspectos principales a tener en cuenta al definir el tipo de carga al que se somete una parte de maquinaria son la fluctuación de la carga y cómo cambia el esfuerzo resultante a lo largo del tiempo, Algunas variaciones en el esfuerzo se describen mediante cuatro valores fundamentales: Esfuerzo máximo, esfuerzo mínimo esfuerzo medio y esfuerzo alternante; de acuerdo a esto se pueden definir los esfuerzos medio y alternativo como (Mott, 2006):

$$\sigma_m = (\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n})/2 \quad \text{Ecuación 1}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})/2 \quad \text{Ecuación 2}$$

Existe un método para describir la variación que se conoce como "relación de esfuerzo". Hay dos tipos de relaciones de esfuerzo que son comunes, y se definen de la siguiente manera (Mott, 2006):

$$\begin{aligned} \text{Relación de esfuerzo } R &= \text{Esfuerzo mínimo} / \text{Esfuerzo máximo} \\ &= \sigma_{\min} / \sigma_{\max} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 3}$$

$$\begin{aligned} \text{Relación de esfuerzo } A &= \text{Esfuerzo alternativo} / \text{Esfuerzo medio} \\ &= \sigma_a / \sigma_m \end{aligned} \quad \text{Ecuación 4}$$

#### 4.2.5 Esfuerzo estático

El esfuerzo que se genera en una pieza cuando se le aplica una carga de manera gradual, sin impacto, y se mantiene constante en su magnitud, es conocido como esfuerzo estático. Como  $\sigma_{M\acute{a}x} = \sigma_{M\acute{i}n}$ , la relación de esfuerzos para el esfuerzo estático es  $R = 1.0$  (Mott, 2006, pág. 167).

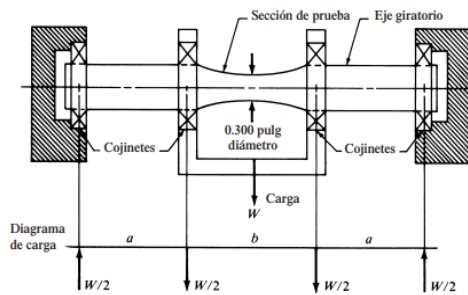
#### 4.2.6 Esfuerzo repetido e invertido

Se produce una inversión de esfuerzos cuando un elemento específico de una parte estructural móvil es sometido primero a un nivel de tensión y luego al mismo nivel pero en compresión, cuando este ciclo de tensiones se reproduce en múltiples ocasiones (a menudo, esta clase de carga recibe la denominación de carga por fatiga), el término técnico para describir este tipo de esfuerzo es esfuerzo repetido e invertido (Ejemplo importante de este tipo de esfuerzo en el diseño de máquinas es el de un eje redondo giratorio cargado en flexión, **Figura 4**). El gráfico presentado en la **Figura 5** ilustra la relación entre los esfuerzos y el tiempo durante el proceso de

esfuerzo repetido e invertido. En este caso, dado que  $\sigma_{\text{mín}} = -\sigma_{\text{máx}}$ , la relación de esfuerzos se calcula como  $R = -1.0$ , lo que conduce a un valor promedio de esfuerzo igual a cero (Mott, 2006, pág. 167).

#### Figura 4.

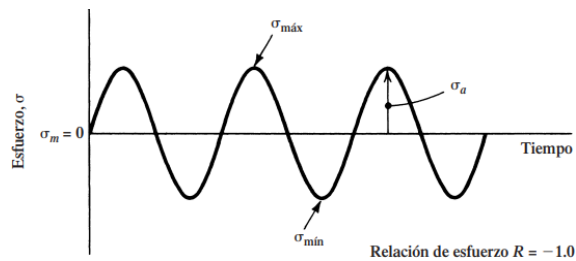
*Pruebas de fatiga de R. R. Moore*



*Nota.* Tomado de: Mott. R. (2006) *Diseño de elementos de máquinas.*

#### Figura 5.

*Esfuerzo repetido e invertido*



*Nota.* Tomado de: Mott. R. (2006) *Diseño de elementos de máquinas.*

El equipo en construcción en el contexto de este proyecto, tiene como propósito proporcionar una simulación cercana a la realidad de las condiciones operativas que enfrentarían diversos diseños de ejes rotativos empleados como transmisores de potencia, sobre los cuales se

soportan múltiples componentes mecánicos, lo que origina una variabilidad en los contextos de esfuerzo. Uno de los esquemas de esfuerzo predominantes bajo análisis en esta máquina consiste en la aplicación cíclica inversa; en este escenario, una de las cargas a las que serán inducidos los ejes de prueba mientras completan un elevado número de ciclos de rotación será de tipo flector (Mott, 2006).

**4.2.6.1 La fatiga.** En el contexto general, se define como fatiga al proceso experimentado por los materiales o componentes específicos de maquinaria cuando se exponen a esfuerzos variados y repetitivos en un número sustancial de ocasiones. Este proceso implica la formación de microfisuras que, con el tiempo, inician su propagación hasta culminar en la fractura completa del material (Barson & Rolfe, s.f.).

**4.2.6.2 Resistencia a la fatiga.** La capacidad de un material para soportar cargas de fatiga se define como su resistencia a la fatiga. En términos generales, esto se refiere al nivel de esfuerzo que un material puede aguantar a lo largo de un determinado número de ciclos de carga. En situaciones en las que el número de ciclos tiende al infinito, el esfuerzo resultante se denomina límite de fatiga.

Las resistencias a la fatiga suelen representarse visualmente, como se ilustra en la **Figura 6** mediante un diagrama S-N (o diagrama esfuerzo-ciclos). Las curvas A, B y D son características de materiales que poseen un límite de fatiga, como el acero al carbono común, la curva C corresponde a la mayoría de los metales no ferrosos, como el aluminio, los cuales carecen de un límite de fatiga claramente definido. En estos casos, la resistencia a la fatiga se relaciona con el número de ciclos hasta la falla que se experimenta para dicho material (Barson & Rolfe, s.f.).

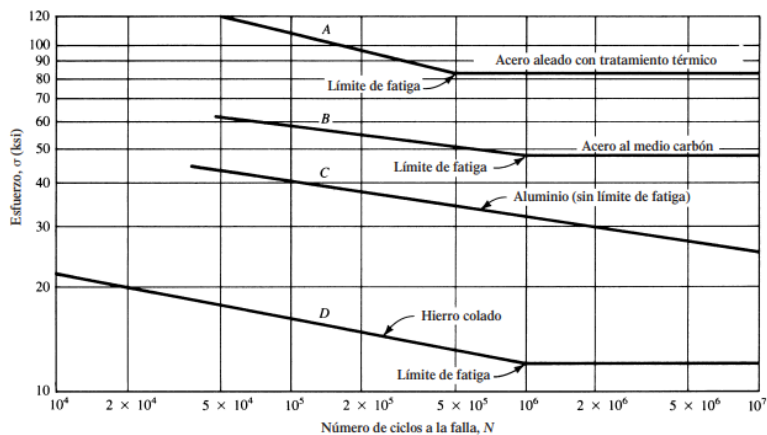
$$\text{Resistencia a la fatiga} = 0.50(S_u) \text{ Flexión} \quad \text{Ecuación 5}$$

$$\text{Resistencia a la fatiga} = 0.45(S_u) \text{ Axial} \quad \text{Ecuación 6}$$

$$\text{Resistencia a la fatiga} = 0.29(S_u) \text{ Torsión} \quad \text{Ecuación 7}$$

**Figura 6.**

*Resistencias a la fatiga representativas*



*Nota.* Tomado de: Mott, R. (2006) *Diseño de elementos de máquinas*.

**4.2.6.3 Curva esfuerzo vida para el aluminio 6061-t6.** Para realizar pruebas de fatiga efectivas, es importante contar con un modelo y una curva adaptados a las condiciones de carga que se presentan, a diferencia del acero, el aluminio no es de uso común en ingeniería, lo que dificulta la aplicación de métodos convencionales para encontrar modelos y curvas S-N adecuados, sin embargo, en fuentes como "Structural Alloys Handbook, (1989); Alcoa Structural Handbook, (1960); MIL-HDBK-5D, (1984); AFML-TDR-64-280, (1970); Brodrick y Spiering, (1972)", se puede encontrar un enfoque alternativo (carga completamente invertida) para materiales como el aluminio, este método involucra parámetros como el módulo elástico (E), una constante de reducción de área (%A), un valor B como límite de endurecimiento (Se), el número de ciclos hasta

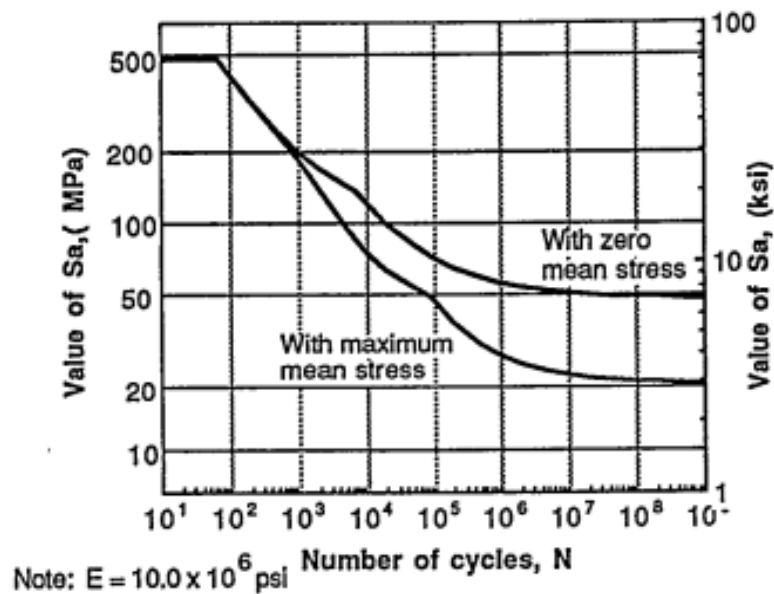
la falla ( $N$ ) y  $S$  (corresponde a la deformación  $\varepsilon$  multiplicada por el módulo de Elasticidad  $E$ , que representa la amplitud del esfuerzo local en una estructura que se comporta de manera elástica). A continuación, se presenta el modelo matemático:

$$S_a = (E/4 * \sqrt{N}) (\ln(100/(100 - A)) + B) \quad \text{Ecuación 8}$$

La **figura 7** representa el diseño de la curva de fatiga (tabulado con los datos del **Apéndice 1**) para el aluminio 6061-T6 de acuerdo al modelo matemático presentado.

**Figura 7.**

*Diseño de curva de fatiga para aluminio 6061-T6*



*Nota.* Tomado de: Yahr, G.T. (1993) *Fatigue design curves for 6061 T6 Aluminium*, Oak Ridge National Laboratory

#### 4.2.7 Combinaciones de modos de carga

La combinación de diferentes modos de carga representa un escenario de análisis mecánico que conlleva ciertas complejidades intrínsecas. En esta situación, no solo se trata de esfuerzos normales o cortantes individuales, sino de la coexistencia y yuxtaposición de ambos. Este fenómeno da lugar a esfuerzos combinados, donde los valores se alteran entre picos y valles, y los valores medios se intercalan (Budynas, 2021).

En este contexto, es esencial considerar los factores de concentración de esfuerzos; estos factores, que cuantifican cómo las irregularidades geométricas afectan los esfuerzos locales, pueden variar en función de cada modo de carga específico, por lo tanto, en una situación de carga combinada, es posible encontrar múltiples factores de concentración de esfuerzos, uno correspondiente a cada modo de carga involucrado (Budynas, 2021).

Dado que los esfuerzos de flexión, torsión y axiales presentan tanto componentes oscilantes como valores promedio, es factible expresar los esfuerzos de von Mises en los dos componentes de esfuerzo de la siguiente manera:

$$\sigma'_a = \{[(K_f)_{\text{flexión}}(\sigma_{a0})_{\text{flexión}} + (K_f)_{\text{axial}}(\sigma_{a0})_{\text{axial}}]^2 + 3[(K_{fs})_{\text{torsión}}(\tau_{a0})_{\text{torsión}}]^2\}^{1/2} \quad \text{Ecuación 9}$$

$$\sigma'_m = \{[(K_f)_{\text{flexión}}(\sigma_{m0})_{\text{flexión}} + (K_f)_{\text{axial}}(\sigma_{m0})_{\text{axial}}]^2 + 3[(K_{fs})_{\text{torsión}}(\tau_{m0})_{\text{torsión}}]^2\}^{1/2} \quad \text{Ecuación 10}$$

$$\sigma'_{\text{máx}} \approx \sigma'_a + \sigma'_m \quad \text{Ecuación 11}$$

**Donde:** Factores de concentraciones de esfuerzo de fatiga  $[K_f]$ , esfuerzo alternativo  $[\sigma_a]$ , esfuerzo medio  $[\sigma_m]$ , torque medio  $[\tau m]$ , torque alternativo  $[\tau a]$

### 4.3 Máquinas para ensayos de fatiga

#### 4.3.1 Banco de pruebas de fatiga en flexión rotativa para evaluar el comportamiento a cargas cíclicas

Este banco de pruebas para fatiga en flexión rotativa ayuda en el estudio, la investigación y evaluación del comportamiento de distintos materiales ante cargas cíclicas de naturaleza repetitiva (se ensayan probetas estandarizadas en cuanto a dimensiones por norma ASTM E-466) ya que una de las características más destacadas de este equipo radica en su capacidad para aplicar esfuerzos de amplitud completa, abarcando tanto tensiones como compresiones alternantes; en términos específicos, el equipo es capaz de generar un esfuerzo máximo invertido de 977 megapascales (MPa), lo que lo convierte en una herramienta valiosa para el análisis en profundidad de materiales de alta resistencia.

#### Figura 8.

*Banco de pruebas de fatiga en flexión rotativa para evaluar el comportamiento a cargas cíclicas.*



*Nota: Tomado de: Araque y Quintana (2018). Diseño de un banco de pruebas de fatiga en flexión rotativa para evaluar el comportamiento a cargas cíclicas*

#### ***4.3.2 Banco de pruebas experimental para ensayos de fatiga en flexión rotativa del acero AISI-SAE 1018 por el método de esfuerzo vida.***

Este banco de ensayo en cuestión permite realizar pruebas de fatiga en flexión rotativa en el acero AISI-SAE 1018, utilizando probetas que se ajustan a los parámetros establecidos en la norma ASTM E466; presenta como característica principal su capacidad de generar niveles de esfuerzo que alcanzan hasta los 1400 Mpa..

La operación de este equipo se fundamenta en la aplicación de cargas mediante el empleo de diversas pesas y un sistema de palancas. Este enfoque de carga controlada permite someter las probetas a condiciones de esfuerzo cíclico y rotativo, típicas de las aplicaciones prácticas. Además, la capacidad de generar esfuerzos de hasta 1400 Mpa hace que este sistema sea especialmente adecuado para investigaciones que requieran la evaluación rigurosa de la resistencia a la fatiga y la durabilidad del acero AISI-SAE 1018 bajo condiciones de flexión rotativa.

#### **Figura 9.**

*Banco de pruebas de fatiga en flexión rotativa para evaluar el acero AISI-SAE 1018.*



*Nota.* Tomado de Pacheco P., C. A. (2011) Ensayo de Fatiga en Flexión Rotativa del Acero AISI-SAE 1018 por el Método Esfuerzo-Vida <https://www.semanticscholar.org/paper/Ensayo-de-fatiga-en-flexi%C3%B3n-rotativa-del-acero-1018-Pacheco-Andr%C3%A9s/29fb6e88148bed1207480c7f70e424dec8fb4645#citing-papers>.

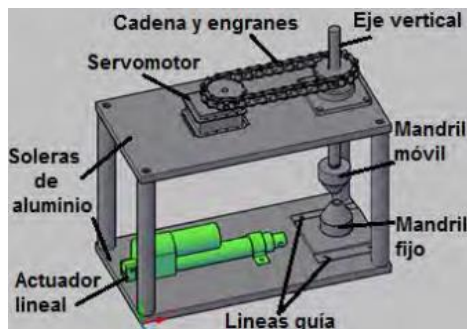
### ***4.3.3 Banco de pruebas de fatiga por torsión y flexión-torsión***

Esta máquina de ensayo presenta una versatilidad al llevar a cabo pruebas de fatiga tanto por torsión como por torsión-flexión en probetas que se ajustan a los estándares ASTM E466-96 y E739-91; Entre sus características principales se destaca su capacidad de aplicar un torque de 10 Nm para ensayos de torsión, así como una fuerza de flexión de hasta 490 N (Ávila Ambriz, 2017).

Su funcionamiento operativo se basa en un servomotor que comunica el movimiento de rotación al eje principal por medio de una cadena y estrellas (girando a favor y en contra de las manecillas del reloj) que a su vez se vincula al mandril móvil, el mandril móvil sujeta la parte superior de la probeta, mientras que un mandril fijo sostiene el extremo opuesto; La operación sincronizada de estos componentes induce torsión en ambas direcciones, ahora bien, para generar la carga flectora en la probeta, se incorpora un actuador lineal a la base que sujeta el mandril fijo que a su vez se acopla a la sujeción inferior de la muestra, la acción del actuador facilita el desplazamiento longitudinal, lo que resulta en el efecto de flexión deseado en la probeta; ahora bien, si se juntan ambos sistemas (sistema de flexión y sistema de torsión) se pueden desarrollar ensayos de fatiga por combinación flexión-torsión.

**Figura 10.**

*Banco de pruebas de fatiga por torsión y flexión-torsión.*



Nota. Tomado de: Ávila Ambriz, J.L. (2017) Concepción y construcción de una máquina de fatiga, para estudiar la fatiga por torsión teórica y experimental en materiales industriales. Universidad Michoacana [http://bibliotecavirtual.dgb.umich.mx:8083/xmlui/handle/DGB\\_UMICH/310](http://bibliotecavirtual.dgb.umich.mx:8083/xmlui/handle/DGB_UMICH/310)

La importancia de este tipo de bancos de ensayo reside en su capacidad para analizar la capacidad de los componentes para soportar cargas que son tanto cíclicas como complejas, lo que se traduce en una evaluación completa de cómo los materiales se comportan en situaciones de carga realistas, lo cual es de vital importancia para perfeccionar los diseños, asegurar la confiabilidad y seguridad de los elementos.

La combinación de flexión y torsión, especialmente en ejes escalonados, refleja situaciones reales que los ejes pueden experimentar en diversas aplicaciones, desde motores hasta sistemas de transmisión en donde se usan poleas, piñones, rodamientos, etc, los cuales hace que se transmiten diferentes tipos de carga a los ejes, por lo tanto, la elección de ensayar ejes escalonados en el contexto de este proyecto, se motivó por la necesidad de simular situaciones de carga más precisas y desafiantes, lo que a su vez conduce a una comprensión más completa de la resistencia de los materiales y de la interacción entre los diferentes modos de carga; el desarrollo de la máquina para ensayar ejes de este tipo se da a continuación.

## 5. Justificación de la solución

### Diseño de concepto

Se puso en marcha el proceso de creación del diseño conceptual de la maquinaria, esto arrojó una serie de opciones viables para su posterior desarrollo en detalle; en primer lugar, se deben considerar a detalle los requerimientos iniciales planteados, una estrategia fundamental para atender las necesidades subyacentes, en este contexto, se abordó la necesidad de disponer de una máquina de fatiga capaz de ejecutar pruebas de resistencia a la fatiga en ejes escalonados, para esto se plantearon algunos requerimientos iniciales:

1. El diseño debe tener la capacidad de realizar ensayos dinámicos, para los cuales es preciso adaptarse aplicando los diferentes tipos de carga (flexión y torsión) en la sección transversal que se requiera a través del eje de ensayo, el diámetro mínimo para la probeta, la longitud y la conexión final o hombro se determinarán según los parámetros descritos en la norma E606/E606M – 21.

2. La capacidad del banco de pruebas deberá contar con la habilidad para llevar a cabo pruebas de fatiga de manera semiautónoma, esto significa que la intervención humana será necesaria únicamente para ajustar la máquina según el eje y las condiciones de ensayo específicas (estos ajustes abordarán únicamente la configuración de diámetros y longitudes de la máquina para adaptarse a la probeta, así como la calibración de los niveles y tipos de carga requeridos y toma de datos iniciales como parte de este proceso).

3. Los materiales seleccionados para diseñar cada una de las partes del banco deben tener las propiedades adecuadas de resistencia mecánica para poder soportar las cargas a las que estén sometidos.

4. El banco de ensayo deberá ser compacto, de fácil transporte y seguro para los estudiantes.

5. La máquina deberá ser medible, esto en cuanto a número de ciclos, nivel de los distintos tipos de carga y entrega de resultados.

### **5.1 Propuestas de diseño**

Como primer paso para comenzar con el desarrollo del banco de ensayos, se debe enunciar la forma, material y medidas generales de los ejes de prueba, aunque existen varias normas que estandarizan los ensayos y la geometría que deberían tener las probetas para pruebas mecánicas, como lo son las normas ASTM A370-05 (Métodos de prueba estándar y definiciones para pruebas mecánicas de productos de acero), ASTM E290-14 (Métodos de prueba estándar para pruebas de flexión de materiales para determinar su ductilidad), ASTM A938-97 (Método de prueba estándar para pruebas de torsión de alambre), ASTM E466-96 (Práctica estándar para realizar pruebas de fatiga axial de amplitud constante controladas por fuerza de materiales metálicos), ninguna de las normativas citadas regula la estandarización de probetas con hombros que exhiban secciones transversales variables a través de su longitud (probetas de ejes escalonados), en su mayoría las probetas que han sido estandarizadas presentan una forma análoga a un reloj de arena, donde se anticipa que la probeta falle en la sección más delgada, de manera adicional, en la literatura consultada no se encontraron experimentos que emplean probetas de tipo dinámico sometidas a

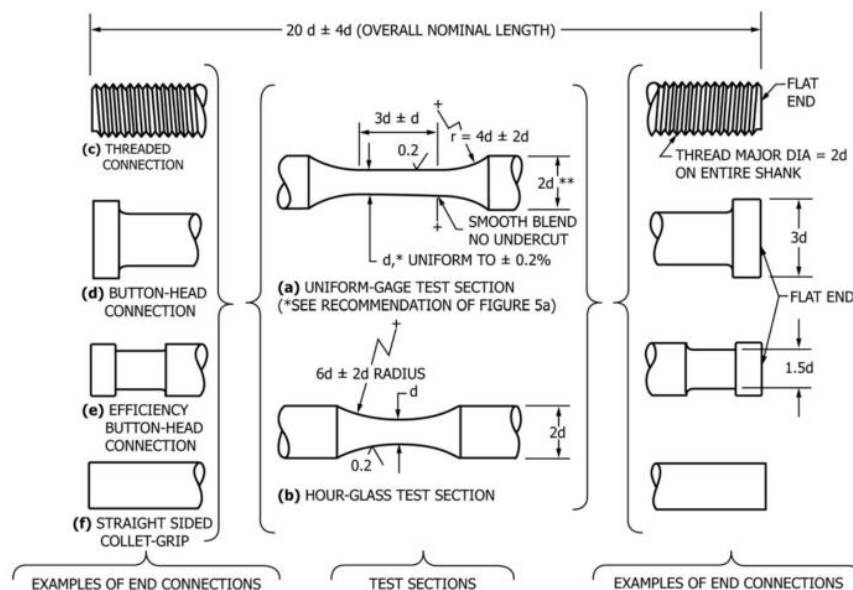
cargas combinadas; en este contexto, conviene recordar que la motivación fundamental que dio origen a la concepción de este proyecto, se fundamenta en la necesidad de emular situaciones de carga realistas en ejes, particularmente con concentraciones de esfuerzos más acordes con la realidad, para de esta manera conducir a una comprensión más completa de la resistencia de los materiales y de la interacción entre los diferentes modos de carga por parte de los estudiantes; es por esto que las probetas y los ensayos que se desarrollan en este proyecto no se rigen por los estándares normativos establecidos, sin embargo para definir las dimensiones geométricas de diámetro mínimo, la conexión final entre la zona crítica de ensayo y la longitud, es necesario seguir las pautas establecidas en la norma ASTM E606/E606M-21 (Método de Prueba Estándar para llevar a cabo pruebas de fatiga controladas por deformación) así como algunas de las pautas aplicadas en la metodología de esta norma entre los que se resalta: el contador de ciclos de carga el cual es un indicador del tiempo transcurrido que proporciona una excelente verificación tanto de frecuencia como de recuento de ciclos a los cuales se da la falla de la probeta establecida, seguir la calibración de todos los sistemas electrónicos que se usen en la máquina de ensayo establecido por el fabricante, la preparación de las muestras mediante un conjunto específico de procedimientos que proporcionarán resultados de prueba consistentes, la descripción de los materiales de las probetas en cuanto a las propiedades mecánicas y de microestructura y el control de la máquina de prueba mediante la medición de las cargas establecidas (ASTM E606); además los ensayos se deben ajustar a las teorías de fallo por fatiga y curvas S-N del material de las probetas, respaldados por investigaciones previamente documentadas en la literatura.

### **Geometría y material de las probetas de ensayo**

**Geometría:** Principalmente se basó en la norma previamente mencionada, esto es:

**Figura 11.**

*Dimensiones recomendadas para probetas de ensayos de fatiga.*



Nota. Tomado de ASTM E 606/E606M-21.

Teniendo en cuenta lo encontrado en la norma se tiene que la dimensión mínima "d" recomendada es  $d = 6,35 \text{ mm}$ , entonces:

$$L_{M\acute{a}x} = 171,45 \text{ mm}$$

$$\text{Conexión final mínima} = 12,7 \text{ mm}$$

Considerando ciertas limitaciones relacionadas con la falta de herramientas de precisión y restricciones de tiempo en el laboratorio de metalistería de la UIS para la fabricación de las probetas de ensayo, no es posible alcanzar la precisión deseada en lo que respecta al diámetro y la longitud, en consecuencia, se ha optado por reducir la precisión, estableciendo un diámetro mínimo de  $d = 6 \text{ mm}$ , y una longitud máxima de  $L_{M\acute{a}x} = 170 \text{ mm}$ ; además, en cuanto a la variación de los hombros para simular diferentes esfuerzos en el eje de ensayo, se tiene la capacidad de mecanizar

radios de filete en un rango que va desde 1 mm hasta 3 mm o chaflanes de 30°, las geometrías realizadas se muestra en el **Apéndice 2**).

**Material:** Con el objetivo de llevar a cabo ensayos en el laboratorio que permitirán obtener resultados en un período breve, se optó por utilizar aluminio como material para las probetas, ya que este se destaca por su menor resistencia a la fatiga en comparación con otros materiales como el acero, lo que implica que se fatigue más rápido bajo cargas cíclicas.

En particular, se seleccionó la aleación de aluminio 6061 T6 debido a su facilidad de conseguir comercialmente, a la disponibilidad de teoría y modelos matemáticos relacionados con este material, como la curva S-N, fundamental para llevar a cabo simulaciones por elementos finitos en las probetas sometidas a cargas específicas, utilizados para comparar los resultados obtenidos en el banco de ensayo y, en última instancia, para posibilitar la formulación de conclusiones basadas en las experiencias realizadas.

Como segundo paso en el desarrollo del banco de ensayos propuesto, se presentan diversas alternativas de diseño de sistemas que serán de utilidad en el marco del desarrollo del objetivo principal “...diseño y construcción de un banco didáctico para pruebas de ejes escalonados sometido a cargas combinadas, enfocándose en el desarrollo pedagógico-práctico del estudiante de ingeniería mecánica...”, se exponen a continuación:

### ***5.1.1 Alternativa de diseño 1***

**Sistema de flexión y/o torsión:** El montaje utiliza un rodamiento con una copa autocentrante para sostener la muestra, esta copa está conectada a un mecanismo de engranaje en su extremo trasero para transmitir potencia y torque, además, se ajusta a una estructura que

contiene un sistema de husillo sin fin, conectado a una palanca que al girar desplaza la estructura del soporte de rodamiento hacia abajo mediante el sistema, lo que aplica una carga de flexión al eje de prueba, este sistema está conectado a cuatro barras que dirigen y regulan con precisión la transmisión de la carga de flexión al eje de ensayo.

**Sistema de potencia:** El sistema utiliza un motor para proporcionar potencia a todo el sistema y aplicar ciclos de esfuerzo al eje de ensayo, esto se logra a través de un eje de transmisión con un piñón, que a su vez transmite movimiento al engranaje principal usando una cadena..

**Estructura:** Cuenta con una estructura de fácil transporte y robusta, con componentes capaces de resistir las cargas exigidas sin presentar deformaciones.

**Sistema de medición y registro:** Utiliza un microcontrolador tipo Arduino para controlar y almacenar los datos de sensores de carga calibrados para torsión y flexión en los subsistemas, los datos se muestran en tres pantallas, permitiendo al usuario controlar y visualizar el rendimiento de la máquina de manera interactiva.

**Sistema de sujeción:** Incluye un mandril fijo firmemente unido al bastidor y una copa de torno autocentrante móvil diseñada para ajustarse a la longitud del eje de prueba, estos componentes sujetan el eje en sus extremos; también se agregan dos copas de torno autocentrante más para adaptar los subsistemas de flexión y flexión-torsión.

#### **Mecanismo de protección:**

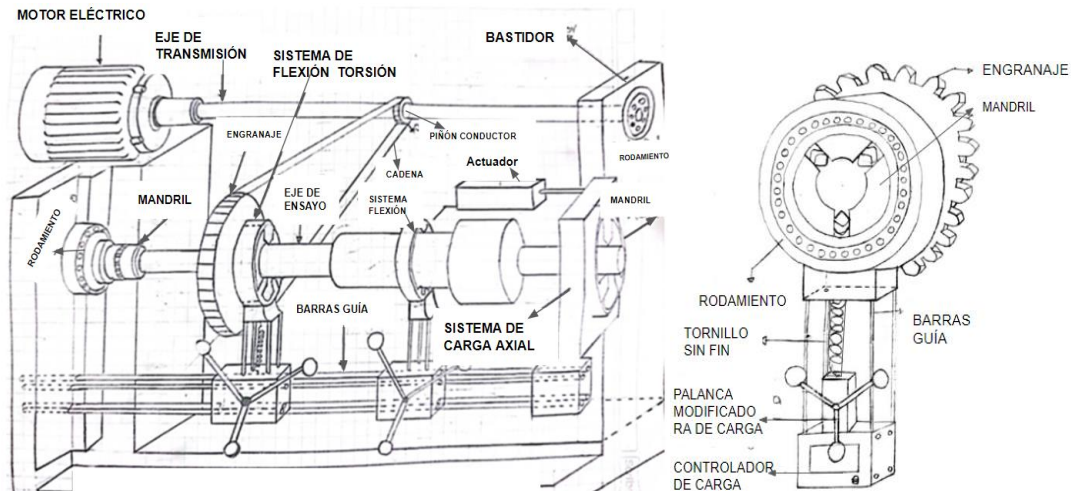
##### **-Protección eléctrica:**

Este diseño incluye un sistema de protección del motor llamado guardamotor, esencial para proteger el motor de corrientes anormales o sobrecargas en el circuito, lo que es importante en pruebas como estas, donde el motor necesita aumentar su corriente para generar incremento en el torque debido a las cargas aplicadas en la probeta.

**-Protección operarios:** El diseño tiene una carcasa de acrílico que rodea las partes móviles de la máquina, esto protege al operario en caso de posibles problemas operativos.

**Figura 12.**

*Diseño concepto alternativa 1 y subsistema flexión-torsión*



**Ventajas de alternativa #1:** Diseño resistente y portátil que puede soportar las cargas requeridas sin deformarse

-Cuenta con sistemas de sujeción ajustables que permiten fijar los ejes de ensayo de manera segura adaptándose a las distintas geometrías de las probetas.

-Cuenta con mecanismos de protección eléctrica y operativa.

-Cuenta con sistemas de medición de registro que permiten guardar, controlar y visualizar las variables y datos de manera segura.

**Desventajas:** -Los ajustes de la máquina son complejos debido a la gran cantidad de componentes que necesitan ser alineados con precisión antes de iniciar el ensayo.

-Los costos son significativamente elevados debido a la presencia de múltiples componentes que poseen valores considerables.

### ***5.1.2 Alternativa de diseño 2***

**Sistema de aplicación de carga flectora:** Se utiliza un gato mecánico de tipo tornillo fijado al bastidor de la máquina, en la parte inferior del gato, hay una placa con dos varillas adaptadas que tienen rodamientos en sus extremos, estas sostienen los ejes principales de la máquina, en estos ejes se ubican boquillas de fresadoras que sujetan las probetas, las boquillas se aprietan con una tuerca en el eje de la máquina para ajustar su diámetro interno; Este diseño no tiene un sistema para generar torsión en las probetas, solo aplica fatiga por flexión rotativa.

#### **Sistema de potencia:**

El sistema incluye un motor conectado a una junta cardánica que no solo actúa como acoplamiento, sino que también permite la transmisión entre ejes no alineados, solucionando problemas de alineación, esta junta se conecta al eje principal que suministra potencia a los otros sistemas de la máquina.

**Estructura:** Dispone de una estructura robusta y de fácil portabilidad, compuesta por elementos capaces de soportar las demandas de carga sin sufrir deformaciones.

**Sistema de medición y registro:** El sistema incorpora un sensor fotointerruptor para medir las revoluciones del eje y los ciclos de esfuerzo de la probeta, también incluye una celda de carga en el extremo del gato para medir la carga de flexión generada por el tornillo, además, tiene un sensor inductivo que apaga el sistema eléctrico si no detecta la base del rodamiento; Todos los datos son recopilados por un microcontrolador Arduino y se muestran en una pantalla LCD

**Mecanismo de protección:**

**-Protección eléctrica:** Incluye un variador de frecuencia, arrancador y guarda motor; el arrancador protege el motor de corrientes anormales o sobrecargas, activando el variador de frecuencia que controla las revoluciones del motor

**-Protección operarios:** Cuenta con una cubierta de acrílico la cual protege al operario que realiza en ensayo de los elementos móviles, una parada de emergencia. y un sistema de apagado automático de la máquina al terminar los ensayos.

**Figura 13.**

*Alternativa de diseño #2.*



*Nota.* Tomado de: “Diseño de un banco de pruebas de fatiga en flexión rotativa para evaluar el comportamiento a cargas cíclicas”.

**Ventajas de alternativa #2:** -Estructura robusta y fácil de transportar capaz de resistir las cargas exigidas sin sufrir deformaciones.

-Cuenta con mecanismos de protección eléctrica y operativa.

-Cuenta con sistema electrónico (integrado por microcontrolador y sensores) de medición de registro de datos que permite guardar, controlar y visualizar las variables de manera segura.

-La configuración de la máquina resulta sencilla y de manejo intuitivo.

-Cuenta con un sistema de junta cardánica que solventa problemas de alineación que puedan surgir en el sistema.

**Desventajas:**

-La desventaja principal y más significativa radica en la ausencia de un sistema para aplicar torsión a la muestra de prueba.

-Solo puede sujetar probetas con un diámetro específico de acuerdo con la norma ASTM E-466, sin capacidad para adaptarse a diferentes secciones transversales.

### ***5.1.3 Alternativa de diseño 3***

**Sistema de flexión, flexión-torsión y sistema de sujeción:** El montaje se basa en un rodamiento especial que alberga un prisionero central en su pista interior, este prisionero tiene una parte interna cónica que ajusta con precisión un buje QD, el cual ofrece montaje rápido y preciso para el eje de ensayo, además de adaptarse a diferentes tamaños de diámetro, el prisionero tiene una brida en su parte trasera que incorpora un sistema de freno de disco hidráulico, este sistema controla y aplica de manera precisa la carga de torsión al eje de ensayo; el rodamiento se posiciona en un componente circular denominado "soporte", que cuenta con dos brazos superiores albergando las tuercas, estas tuercas son respaldadas por sistemas de tornillos sin fin verticales (husillos sin fin), los cuales facilitan la aplicación de una variedad de cargas de flexión al eje de ensayo.

**Sistema de potencia:** Incorpora un motor que proporciona potencia al sistema y genera ciclos de esfuerzo en el eje de prueba, en el extremo del eje del motor, hay un acople flexible que amortigua desalineaciones y vibraciones, mejorando la transmisión de potencia y reduciendo

daños potenciales, este acople transfiere movimiento al eje principal, sostenido por dos soportes de cojinetes, finalmente, mediante un mandril en el extremo, se transmite la potencia a todos los subsistemas del banco de trabajo.

**Estructura:** Cuenta con una estructura con ruedas en la base, las cuales facilitan el transporte del banco, además contiene componentes capaces de resistir las cargas exigidas sin presentar deformaciones.

**Sistema de medición y registro:**

Este sistema se construye con diversos sensores, que incluyen sensores de presión, proximidad y efecto magnético (para contar ciclos de esfuerzo), encargados de supervisar y controlar las diferentes cargas aplicadas por el sistema, tanto de flexión como de torsión, los datos recopilados por los sensores son registrados y gestionados por un microcontrolador tipo Arduino, el cual muestra los datos en una pantalla digital, mejorando la interacción entre el usuario y la máquina.

Además, el sistema incluye un componente llamado "Par de torsión digital", que desempeña un papel esencial en el control de la carga de flexión aplicada por el sistema de husillos sin fin al eje de ensayo.

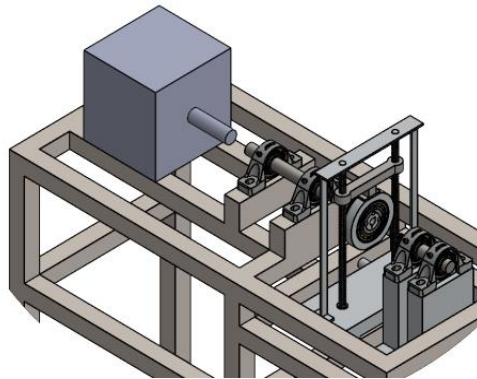
**Mecanismo de protección:**

**-Protección eléctrica:** Incluye un sistema de guardamotor que protege el motor de corrientes anormales o sobrecargas en el circuito, lo que es especialmente crucial en pruebas donde el motor intensifica su corriente para generar un aumento en el par torsional debido a las cargas en el eje de ensayo, además, el sistema cuenta con un "indicador de voltaje y corriente" que permite observar visualmente las variaciones en la corriente y el voltaje del motor.

**-Protección operarios:** Este diseño incorpora una carcasa de acrílico, la cual se ubica alrededor de las partes móviles de la máquina confiriendo protección al operario ante eventuales incidentes operativos.

### Figura 14.

*Diseño alternativa 3.*



#### **Ventajas de alternativa #3:**

- Diseño robusto y portable que puede resistir las cargas sin deformarse.
- Cuenta con sistemas de sujeción ajustables para sujetar probetas de diferentes geometrías de forma segura.
- Incorpora mecanismos de protección eléctrica y operativa.
- Equipado con un sistema electrónico de medición y registro de datos que permite almacenar, controlar y visualizar las variables de manera segura.
- La configuración es simple y fácil de usar, con pocos componentes ajustables.
- En comparación con alternativas anteriores, el costo de fabricación y puesta en marcha es económico.

Teniendo en cuenta, las alternativas previamente mencionadas, se despliega la función calidad con el fin de seleccionar la alternativa más acorde para la solución de los objetivos descritos:

## **5.2 Despliegue de la función calidad**

### ***5.2.1 Requerimientos del cliente***

Se presenta una lista de los requerimientos necesidades y/o deseos del cliente para con el diseño de la máquina de ensayos:

**-Capacidad de carga:** El banco debe ser capaz de soportar cargas combinadas en ejes escalonados de diferentes tamaños.

**-Seguridad operativa y eléctrica:** El diseño debe incorporar medidas preventivas para evitar accidentes en las pruebas destructivas; es esencial implementar salvaguardias que impidan que los fragmentos generados durante los ensayos puedan ocasionar lesiones, además debe contar con un sistema de protección eléctrico.

**-Flexibilidad:** El banco debe tener la capacidad de adaptarse a una gama diversa de tamaños y tipos de ejes escalonados. Es crucial que pueda ajustarse de acuerdo a distintas configuraciones de ensayo.

**-Precisión de los Ensayos:** El diseño debe garantizar la ejecución precisa y repetible de los ensayos destructivos.

**-Registro de Datos:** El banco debe facilitar la recopilación, registro y visualización de datos a lo largo de los ensayos.

**-Facilidad de Mantenimiento:** El diseño debe simplificar el acceso para realizar tareas de mantenimiento y reparación.

**-Costo:** Para el cliente es necesario que su máquina de ensayos cumpla con las funciones deseadas y sea robusto, pero también que el valor final de todos los componentes y la construcción del mismo sea lo más económica posible.

A continuación, se presentan una lista de los requerimientos de diseño expuestos para cumplir a cabalidad las características que debería tener un banco de ensayo funcional para este trabajo, siguiendo criterios de diseño previamente establecidos:

### ***5.2.2 Requerimientos de Diseño***

**-Estructura Robusta:** Diseñar una estructura con componentes resistentes y estables que pueda soportar las cargas combinadas sin sufrir deformaciones excesivas.

**-Sistemas de Sujeción Ajustables:** Idear sistemas de sujeción adaptables que permitan la fijación segura de ejes en diversas posiciones.

**-Mecanismos de protección:** Integrar dispositivos de resguardo y barreras para salvaguardar al operador de los fragmentos desprendidos durante las pruebas.

**-Sistemas de Medición y Registro:** Incorporar sistemas de medición que registren fuerzas, ciclos de esfuerzo y otros parámetros pertinentes durante los ensayos.

**-Facilidad de ajuste:** Desarrollar mecanismos de ajuste que sean intuitivos y sencillos de utilizar para adecuarse a diferentes ejes escalonados.

**-Acceso para mantenimiento:** Diseñar componentes que puedan desmontarse de manera sencilla, facilitando la realización de tareas periódicas de mantenimiento y reparación.

Por ende, se procederá a elaborar la matriz QFD con el propósito de conectar las necesidades y deseos del cliente con las características de diseño de la máquina:

**Tabla 1.**

*Matriz QFD*

REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE	REQUERIMIENTOS TECNICOS															
	Prioridad	Estructura robusta			Sistema de sujeción ajustable			Mecanismo de protección			Sistema de medición y registro		Facilidad de ajuste		Acceso para mantenimiento	
Capacidad de carga	9	81	9	54	6	27	3	54	6	27	3	27	3	27	3	
Seguridad operativa y eléctrica	6	36	6	36	6	54	9	36	6	36	6	36	6	36	6	
Flexibilidad	9	54	6	81	9	27	3	54	6	81	9	81	9	81	9	
Precisión de los ensayos	9	54	6	54	6	54	6	81	9	54	6	27	3	27	3	
Registro de datos	6	18	3	18	3	0	0	54	9	18	3	18	3	18	3	
Durabilidad	6	54	9	36	6	36	6	18	3	18	3	36	6	36	6	
Facilidad de mantenimiento	3	9	3	9	3	9	3	9	3	9	3	27	3	27	3	
Costo	9	54	6	81	9	27	3	27	3	54	6	27	3	27	3	
Totales	1872	360			369			234			333		297		279	
Ponderación resultados (%)	100,0	19,2			19,7			12,5			17,79		15,9		14,9	
IMPORTANCIA		<b>2</b>			<b>1</b>			6			<b>3</b>		<b>4</b>		5	

Según los resultados arrojados por la matriz efectuada, se estableció que los requerimientos técnicos de diseño más significativos, alineados con las necesidades del cliente, son los siguientes:

1. Sistema de sujeción ajustable, 2. Sistema de medición y registro, 3. Estructura robusta y 4. Facilidad de ajuste; a continuación, se procede a evaluar las alternativas anteriormente mencionadas, teniendo en cuenta los requerimientos técnicos designados en la matriz de calidad:

**Tabla 2.**

*Evaluación de alternativas*

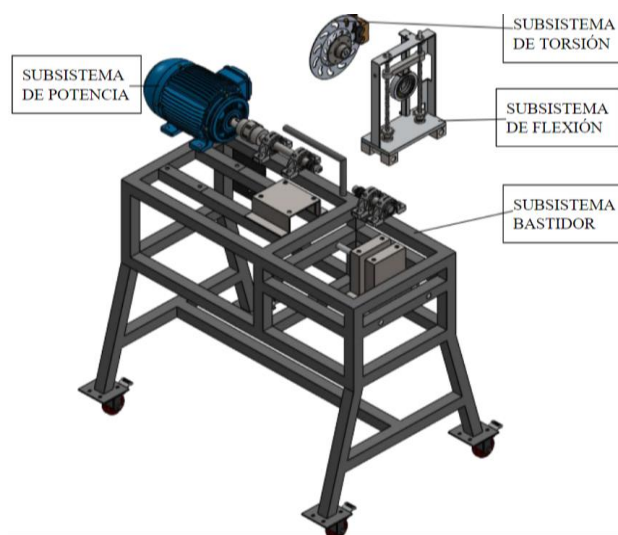
LEYENDA			
<b>9</b>	Necesidad alta	Altamente relacionado	Altamente efectivo
<b>6</b>	Necesidad media	Relacionado	Efectivo
<b>3</b>	Necesidad baja	Ligeramente relacionado	Ligeramente efectivo
<b>0</b>	Sin necesidad	No relacionado	Inefectivo

CRITERIOS DE EVALUACIÓN	% PONDERACIÓN	ALTERNATIVA #1		ALTERNATIVA#2		ALTERNATIVA #3	
Sistema de sujeción ajustable	27,2%	6	1,63	6	1,63	9	2,44
Sistema de medición y registro	24,5%	6	1,47	9	2,21	9	2,21
Estructura robusta	26,5%	6	1,59	9	2,38	9	2,38
Facilidad de ajuste	21,9%	6	1,31	6	1,31	6	1,31
Totales	100,0%	6,00		7,5		8,34	

Basándonos en los hallazgos obtenidos, se infiere que la alternativa líder es la opción número tres, esta alternativa sobresale en comparación con las demás debido a su implementación de un sistema de fijación adaptable para las probetas, un conjunto compacto de sistemas eléctricos y electrónicos para medición y registro, una estructura robusta capaz de resistir las múltiples cargas involucradas sin experimentar deformaciones sustanciales, además de ofrecer una facilidad inherente en los ajustes y una gestión intuitiva de la máquina.

### Figura 15

*Alternativa 3 elegida.*



### **5.3 Diseño de detalle y construcción de un banco de trabajo didáctico para ensayos destructivos de ejes escalonados sometidos a cargas combinadas**

Tomando en consideración las definiciones fundamentales que sustentan los subsistemas necesarios para el banco de trabajo funcional, en línea con la alternativa número tres, se inició el proceso de conceptualización del diseño para cada uno de estos componentes; con el fin de organizar de manera efectiva este proceso, se ha optado por dividir los subsistemas de la siguiente manera:

1. Bastidor.
2. Sistema de transmisión de potencia.
3. Ejes principales.
4. Sistema de Flexión-torsión.
5. Sistema eléctrico y electrónico.

A continuación, se desarrolla el diseño de cada uno de los subsistemas anteriormente mencionados:

#### ***5.3.1 Diseño de bastidor***

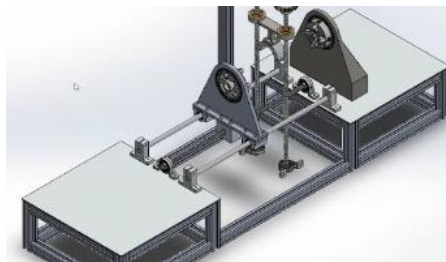
El bastidor se concibe como la base unificada que alberga y sostiene los diversos subsistemas interconectados de la maquinaria. Esta estructura se debe caracterizar por tener un diseño resistente y eficaz, capaz de soportar las cargas variables generadas por los diferentes elementos que se incorporarán en ella, además de su solidez, es fundamental que el sistema sea

fácilmente transportable, lo que facilitará el movimiento del banco de un lugar a otro con comodidad y eficiencia.

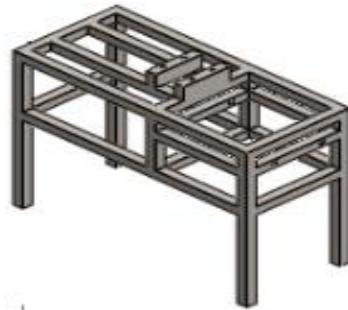
**5.3.1.1 Estructura principal.** En una primera propuesta la estructura fue diseñada con un esqueleto de perfil de aluminio **Figura 16**, la cual, a pesar de que era resistente y de fácil transporte, los materiales y la construcción tenían un costo elevado, por lo que se desistió y se configuró un segundo tipo de diseño con otro tipo de material.

**Figura 16.**

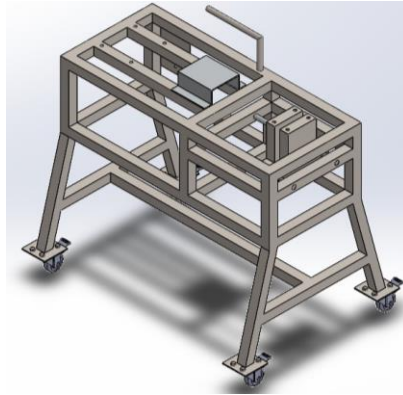
*Diseño de bastidor inicial*



El segundo prototipo (**Figura 17**) fue diseñado con tubo cuadrado de acero estructural ASTM A36 (usado principal en aplicaciones mecánicas tales como carrocerías y tanques) de perfil cuadrado 1 ½" X 1 ½" C 16 HR, el cual tiene entre sus propiedades mecánicas un esfuerzo de fluencia (YP) mínimo de 250 Mpa y esfuerzo de tracción (TS) de 400-550 Mpa, lo que confiere alta resistencia, y fácil soldadura, propiedades inherentes para la aplicación necesaria en este proyecto.

**Figura 17.***Diseño de bastidor #2*

Inicialmente, se consideraba este el diseño de estructura principal candidato para construcción, ya que su esqueleto tubular rígido tenía la capacidad de soportar todos los componentes y cargas a los cuales estaría expuesto, sin embargo, debido a que el momento de inercia se localizaba en la parte superior (como resultado de la mayor concentración de masa en la parte superior), la máquina en su conjunto presentaba una tendencia a la inestabilidad y a ser susceptible a caídas; para abordar esta problemática, se procedió a realizar ajustes en la base del bastidor, la solución adoptada para corregir esta deficiencia consistió en modificar el ángulo en  $10^\circ$  de las cuatro patas inferiores; esta modificación tenía como finalidad incrementar el área de la base, lo que a su vez permitiría una distribución más equitativa del peso y de las fuerzas que actuarían sobre el banco, dicha medida reduciría significativamente el riesgo de vuelcos cuando el banco enfrenta cargas laterales u otras fuerzas externas; además fueron adheridas 4 llantas en los extremos de las patas con el fin de poder transportar la máquina con facilidad y un soporte para el gatillo del freno; por cumplir todas estas características, este diseño fue elegido para su construcción, se muestra a continuación:

**Figura 18.***Estructura construida*

Se realiza una simulación por método de elementos finitos (MEF) el cual simula las tensiones y deformaciones a las que estaría expuesto la pieza, dando como resultados esfuerzo Von Mises  $7,007 \times 10^6$  [Mpa] y factor de seguridad  $2,005 \times 10^2$  lo cuál asegura la integridad estructural de la estructura (**Véase Apéndice 15**).

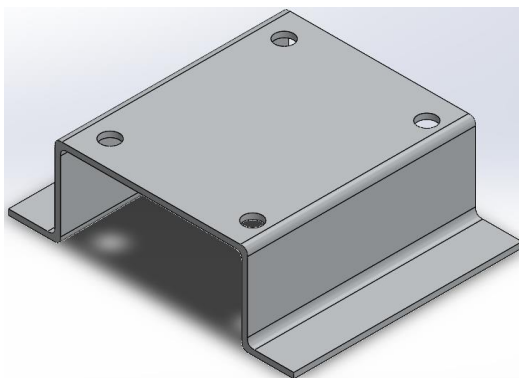
En adición a la estructura metálica principal, el bastidor se compone de dos piezas de soporte destinadas a las cuatro chumaceras: dos de ellas fijas y dos móviles (conforme a lo propuesto **Fig.17**); además, se integran los ejes que permiten el desplazamiento y sustentación del subsistema de flexión-torsión. A continuación, se describen con detalle estos componentes:

**5.3.1.2 Pieza soporte de chumaceras fija.** Diseñada con forma escalonada, concebida para sustentar las dos chumaceras fijas; esta pieza está soldada en la parte inferior mediante dos pestañas a la estructura principal, la cual está fabricada en lámina de acero estructural ASTM A 36 con un espesor de 4 mm (con propiedades mecánicas que incluyen un esfuerzo de fluencia mínimo de 250 MPa y un esfuerzo de tracción de 400-550 MPa), la lámina fue cortada, taladrada y doblada para adquirir la forma y dimensiones adecuadas.

Se realiza una simulación MEF que analiza las tensiones y deformaciones a las que estaría expuesto la pieza, dando como resultados esfuerzo Von Mises  $1,182 \times 10^9$  [Mpa], factor de seguridad  $4,668 \times 10^0$  lo cuál asegura la integridad estructural de la pieza (**Véase Apéndice 16**).

### Figura 19.

*Pieza chumaceras fija.*

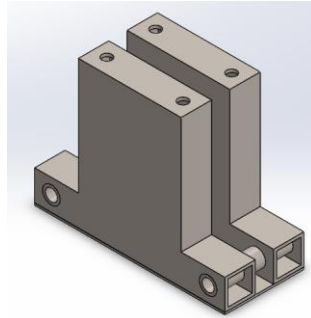


**5.3.1.3 Pieza soporte de chumaceras móvil.** Configurada en forma de dos "T" invertidas unidas, su diseño tiene como finalidad sostener las dos chumaceras móviles, esta pieza incorpora dos bujes de diámetro interior  $\theta_i = \frac{3}{4}$ " pasantes, a través de los cuales transcurren dos ejes, permitiendo así que la pieza se desplace longitudinalmente en conjunto con las chumaceras (esto facilita su adaptación a la probeta de ensayo); está fabricada en lámina de acero estructural ASTM A 36-espesor 4 mm (con propiedades mecánicas que incluyen un esfuerzo de fluencia mínimo de 250 MPa y un esfuerzo de tracción de 400-550 MPa); para adquirir su forma y dimensiones precisas, la lámina fue sometida a procesos de corte y soldadura.

Se realiza una simulación MEF que analiza las tensiones y deformaciones a las que estaría expuesto la pieza, dando como resultados esfuerzo Von Mises  $1,027 \times 10^7$  [Mpa], factor de seguridad  $5,37 \times 10^1$  lo cuál asegura la integridad estructural de la pieza (**Véase Apéndice 17**).

**Figura 20.**

*Pieza chumaceras móviles.*



**5.3.1.4 Ejes pasantes.** Diseñados con el fin de permitir que el mecanismo de flexión-torsión y la pieza móvil se desplace para adaptarse a las condiciones de carga de la probeta de ensayo; tienen una sección transversal constante, son fabricados con acero AISI 1045 de diámetro  $\theta=3/4''$  y una longitud de 4,3 m.

Se realiza una simulación MEF que analiza las tensiones y deformaciones a las que estaría expuesto cada eje, dando como resultados esfuerzo Von Mises  $6,777 \times 10^7$  [Mpa], factor de seguridad  $7,821 \times 10^0$ , lo cuál asegura la integridad estructural de los ejes (**Véase Apéndice 18**).

### **5.3.2 Sistema de transmisión de potencia**

El propósito fundamental del sistema de transmisión consiste en establecer una conexión precisa entre el motor y los distintos subsistemas que componen la configuración integral del banco. En este contexto, se identifican componentes esenciales que posibilitan una transmisión eficiente tanto de movimiento como de potencia. Estos elementos clave comprenden:

1. Motor eléctrico.
2. Dos cuñas.

3. Acople flexible
4. Eje principal.
5. Dos mandriles roscados de  $\frac{5}{8}$ " (capacidad de agarre de 3 a 16 mm).
6. Eje secundario.
7. Cuatro soportes de cojinetes.

**5.3.2.1 Motor eléctrico.** Encargado de transmitir potencia a todo del sistema, se presentan los cálculos analíticos relacionados a continuación para la elección del motor:

**Figura 21.**

*Motor eléctrico*



El parámetro de diseño clave para la selección del motor se calcula al determinar el torque necesario para llevar una barra de aluminio 6061-T6 hasta el punto de falla, en este cálculo, se considera una falla en estado estático, lo que implica superar el esfuerzo último del material, que en este caso es de aproximadamente 310 MPa; el diámetro crítico de la simulación se establece en 15 mm, y se ajustan los valores de torsión en [N\*m] en iteraciones sucesivas hasta alcanzar los niveles deseados de esfuerzo.

Dado que los esfuerzos deseados se lograron con un torque de 11 [N\*m], se procederá al cálculo de la potencia teniendo en cuenta una velocidad de 1710 revoluciones por minuto.

$$Potencia [KW] = (11 [N * m] * 2\pi * 1710 [Rpm])/60000 \quad \text{Ecuación 12}$$

$$Potencia [Hp] = 1.97 [Kw] * 1.341 = 2.641 [Hp]$$

Se considera un factor de seguridad de 1.2

$$Potencia [Hp] = 2.641 * 1.2 = 3.169 [Hp]$$

El valor más cercano que se encontró en el mercado fue de 3.6 [Hp], dado que cumple con los requerimientos de uso, se seleccionó para el banco de ensayos.

**5.3.2.2 Diseño de cuñas.** En el extremo del eje del motor, se sitúa un cuñero al cual se inserta una cuña en la interfaz entre el eje y el acople tipo araña (esta disposición tiene como finalidad proporcionar un ajuste óptimo entre los dos elementos mecánicos), simultáneamente, en la sección posterior del acople, se encuentra ubicada una segunda cuña destinada a establecer la conexión entre el acople y el eje de salida, esta conexión permite la eficaz transmisión del par necesario; los cálculos analíticos relacionados con ambas cuñas son presentados a continuación:

Se tiene un eje de acero SAE 1045 (Eje del motor) límite elástico 413 Mpa, de diámetro 1¼”, el eje gira a 1710 rpm y transmite 3,6 HP, se debe seleccionar una cuña adecuada para el acople con un factor de diseño de 4 (para aplicaciones industriales típicas).

Siguiendo la tabla de geometría de cuñas inicialmente (**Véase Apéndice 3**) se selecciona una cuña rectangular de tamaño nominal  $w=1/4''$  X  $h=3/16''$ , se elige una cuña vendida comercialmente Mckey de medidas 10mmX8mmX100mm REF 5035 SAE 1020 (límite elástico 22 Ksi) precisión brand especial para este tipo de usos (la cual posteriormente será maquinada para obtener la geometría de diseño).

**Entonces:** el par se obtiene a partir de la potencia y la velocidad angular mediante la siguiente ecuación:

$$T = 63025 * H/n \quad \text{Ecuación 13}$$

$$T = 63025 * (3,6)/(1710) \quad T = 132,7 \text{ [} lbf * in \text{]}$$

La fuerza del eje en la superficie se halla de la siguiente manera:

$$F = T/r \quad \text{Ecuación 14}$$

$$F = 132,7/0,625 = 212,3 \text{ [} lbf \text{]}$$

Para hallar la resistencia al cortante se sigue la teoría de la energía de distorsión:

$$S_{sy} = 0,577S_y = (0,577)(22 \text{ ksi}) = 12,69 \text{ ksi} \quad \text{Ecuación 15}$$

Ahora bien, la falla por cortante en el área a/b creará un esfuerzo de  $\tau = F/tl$ , sustituyendo la resistencia dividida por el factor de diseño por  $\tau$  y se obtiene:

$$S_{sy}/n = F/tl \quad \text{Ecuación 16}$$

$$w = t$$

$$12,69(10^3)/3 = 212,3/0,25l ; l \cong 0,27''$$

Teniendo en cuenta que la cuña debe resistir el aplastamiento, se usa el área de la mitad de su cara, así entonces:

$$12,69(10^3)/4 = 212,3/(0,25l/2)$$

Solucionando se tiene:  $l \cong 0,54 \text{ in}$  ; Por lo tanto, la falla por aplastamiento de la cuña es el modo que domina, entonces la longitud necesaria para la cuña es:

$$l = 0,54 \text{ in.}$$

Entonces, para el diseño de la cuña #2 se repite el proceso anterior, a continuación, se muestran los resultados:

**Datos:** Eje acero SAE 1045, límite elástico 413 [Mpa], Diámetro= $\frac{5}{8}$ ", Velocidad angular=1710 RPM, Potencia=3,6 HP, N=4, w= $\frac{3}{16}$ " X h= $\frac{1}{8}$ ",  $S_y = 22 \text{ ksi}$

**Resultados:**

Realizando los cálculos se obtiene:

$$T = 132,7[\text{lb}f * \text{in}], F = 424,6 [\text{lb}f], S_{sy} = 12,69 \text{ ksi}, l \cong 1,07 \text{ in}$$

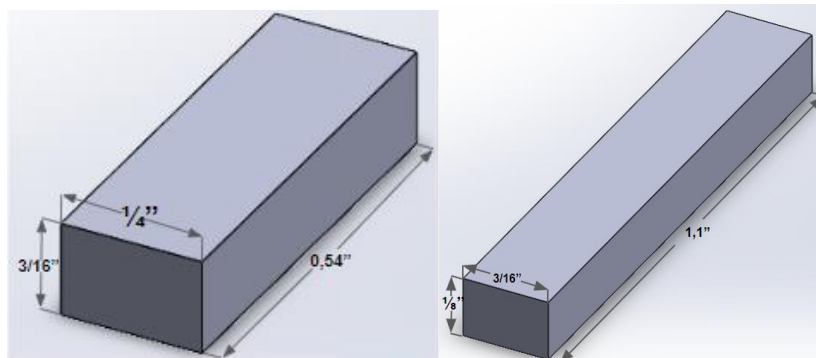
entonces la longitud de diseño necesaria para la cuña #2 es:

$$l = 1,1 \text{ in}$$

Con las dimensiones de diseño encontradas anteriormente se tiene:

**Figura 22.**

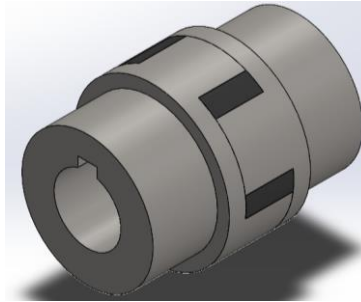
*Geometría de cuñas*



**5.3.2.3 Acople flexible tipo araña.** Su importancia radica en transmitir el movimiento desde el motor al eje principal de manera eficiente, este tipo de acople fue elegido principalmente por la capacidad de amortiguar desalineaciones y vibraciones minimizando la probabilidad de ocasionar perjuicios en los elementos, teniendo en cuenta el diámetro de los ejes encontrado.

**Figura 23.**

*Acoplamiento flexible.*



**5.3.2.3 Eje principal.** Su función primordial es transmitir la potencia proveniente del motor, debe ser capaz de soportar tanto la máxima torsión generada por este como la torsión ejercida por el freno de disco en la probeta de ensayo hasta su fallo; estas cargas se calculan mediante un análisis estático de las geometrías más críticas de las probetas, para esto primero se debe seleccionar el material con el que se trabajara:

**Selección de material**

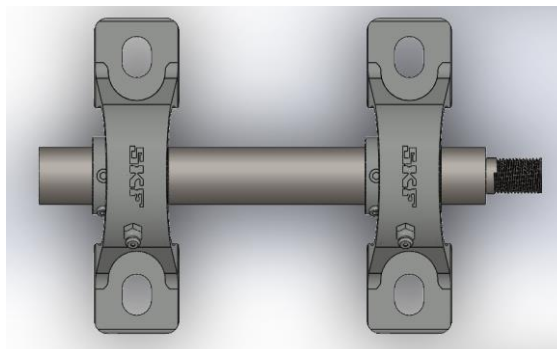
Por lo general, los ejes de resistencia media están fabricados de acero SAE 1045 (propiedades materiales **Apéndice 4**), un material ampliamente utilizado en ingeniería, para elementos como engranajes de baja velocidad y árboles de levas, esto debido a su equilibrada combinación de dureza y tenacidad, a la vez que tiene un bajo costo; por lo que es una elección versátil para ejes que enfrentan diversas cargas, ya sean estáticas o dinámicas, garantizando robustez y durabilidad en diferentes contextos de uso como lo es este caso.

**Tabla 3***Propiedades SAE 1045*

<b>Propiedades físicas</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Densidad	7.85	gr/cm
Módulo de elasticidad	2,00E+11	Pa
Coefficiente de poisson	0.3	-
Resistencia a la tracción	665	Mpa
Punto de fluencia	413	Mpa

### **Análisis estático**

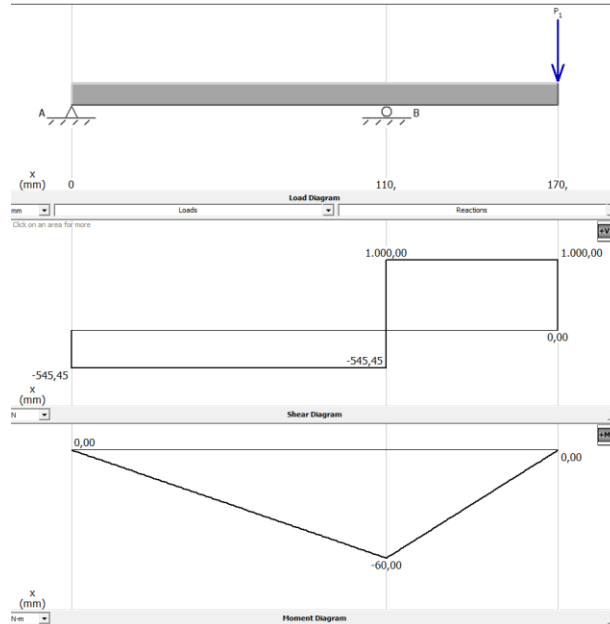
En primer lugar, es esencial realizar los cálculos de las reacciones presentes en los dos puntos de apoyo (2 chumaceras) las cuales son principalmente generadas por la carga de flexión. Los mandriles empleados para fijar el eje de prueba se han ubicado estratégicamente en proximidad a las chumaceras de soporte del eje principal, con el propósito de evitar una significativa ampliación de las cargas de flexión en el punto crítico del eje diseñado. Desde una perspectiva geométrica, el eje exhibe la siguiente distribución de cargas:

**Figura 24.***Distribución soportes eje principal*

**Tabla 4.***Distribución Cargas eje principal*

Flexión máxima [N]	Torque motor [N*m]	Largo del eje [mm]
1000	11.2	160

Los diagramas de fuerza cortante y los momentos en el plano XY se calcularon mediante el empleo del software MDSolids y posteriormente verificados utilizando el método teórico, este procedimiento posibilita la determinación de las reacciones en los puntos de apoyo, así como el cálculo del cortante en el punto crítico, que coincide con el cambio de sección.

**Figura 25.***Diagramas fuerza cortante y momentos plano XY*

Se observa que las reacciones generadas son de -545,45 [N] y 1545,45 [N] respectivamente, el momento más significativo se localiza en la chumacera B, alcanzando un valor de 60 [Nm], en

relación al torque, se registra un valor máximo de 11.2 [Nm], que corresponde al torque nominal del motor, el cual se transmite a través del eje de prueba de manera idéntica.

A continuación se verifica mediante el enfoque analítico, para llevar a cabo este proceso, es esencial determinar las reacciones, lo cual se logra planteando las ecuaciones correspondientes; en primer lugar se efectúa el análisis del cuerpo libre:

$$Ra + Rb = 1 \text{ [KN]} \quad \text{Ecuación 17}$$

Para completar las ecuaciones se realiza el análisis de momentos en el apoyo A:

$$1 \text{ [KN]} * 170 \text{ [mm]} = Rb * 110 \text{ [mm]} \quad \text{Ecuación 18}$$

Entonces solucionando el sistema de ecuaciones 2x2, se tiene:

$$Rb = \frac{1000 * 170}{110} = 1545,45 \text{ [N]}$$

$$Ra = 1000 - 1545,45 \text{ [N]} = -545,45 \text{ [N]}$$

El momento máximo para realizar las gráficas queda de la siguiente manera:

$$Mb = -545,45 * 0,11 \text{ [M]}$$

$$Mb = -59,999 \text{ [N * m]}$$

Así, es posible apreciar que las reacciones y el momento máximo concuerdan con los cálculos obtenidos mediante el programa MDSolids.

### **Cálculo diámetro eje principal**

Ahora, para calcular el diámetro mínimo del eje se utiliza la ecuación de Goodman modificado, se muestra a continuación:

$$D = \left( \frac{16 * n}{\pi} \left\{ \frac{1}{Se} [4(Kf * Ma)^2 + 3(Kf * Ta)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{Sut} [4(Kf * Mm)^2 + 3(Kf * Tm)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 19}$$

Dado que el eje principal es sólido y la carga está completamente invertida en este caso, la relación entre el esfuerzo máximo y mínimo es de -1, el esfuerzo medio, el cortante, el torque medio y el alternante son todos iguales a cero; por consiguiente, es factible simplificar la ecuación anterior de la siguiente manera:

$$D = \left( \frac{16 * n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4 * (K_f * M_a)^2] \right\}^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Al analizar la ecuación, es evidente que queda pendiente el cálculo del momento alternante ( $M_a$ ), este valor será determinado haciendo uso de las gráficas previamente calculadas de cortante y momento. Es importante destacar la relevancia del concentrador de esfuerzo, el cual se origina debido al cambio de sección, siendo este último un punto crítico debido a la reducción del diámetro.

Para calcular el momento alternante en ese punto se sabe que está a 40 mm del apoyo B y se hace de la siguiente manera:

$$M_a = | 545,45 [N] * 0,11 [m] - 1000 [N] * 0,02 |$$

$$M_a = 40 [N * m]$$

Además del momento alternante, es indispensable conocer el  $K_f$  (factor de concentración de esfuerzos en fatiga) y el límite de fatiga o  $S'_e$ , sin embargo, para hallar el diámetro mínimo es necesario en primer lugar proponer un diámetro, puesto que no es conocido y el factor de tamaño lo pide:

$$S_e = S'_e * K_a * K_b * K_c * K_e \quad \text{Ecuación 20}$$

El factor de tamaño ( $K_b$ ), plantea la posibilidad de proponer un rango de diámetros que oscila entre 2,79 y 51 [mm], no obstante, es preciso considerar ciertas limitaciones: el diámetro propuesto no puede exceder 1 [in] ni ser menor a 1 [in], ya que estos valores coinciden con los

tamaños de las chumaceras, además del diámetro mínimo necesario para obtener mandriles con la capacidad requerida.

Por lo tanto, se propone un diámetro de 11 mm para iniciar la iteración.

$$Kb = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \quad \text{Ecuación 21}$$

$$Kb = 0.961$$

En relación al factor de modificación de la superficie (Ka), se considera que el componente será maquinado, en este sentido, el valor del factor "a" se establece en 4.51, mientras que el exponente "b" se fija en -0.265 (**Véase Apéndice 5**); en consecuencia, el cálculo del factor se realiza de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Ka = a * Sut^b \quad \text{Ecuación 22}$$

$$Ka = 0,91$$

En cuanto al factor de modificación de la carga (Kc), debido a que el componente opera principalmente bajo flexión, su valor se establece en 1.

$$Kc = 1$$

Para el cálculo del factor de confiabilidad (Ke), se considerará un nivel de confiabilidad del 99%, lo que corresponde a un valor de 0.81 (**Véase Apéndice 6**).

$$Ke = 0.81$$

Como el redondeo planteado en el diseño es de 2 mm entonces se da una relación:

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{11} = 0.18$$

$$\frac{D}{d} = 1.7$$

Teniendo en cuenta la gráfica del **Apéndice 7** se obtiene Kt:

$$Kt = 1.5$$

Con los datos obtenidos se calcula el  $K_f$  que daría como resultado:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1) \quad \text{Ecuación 23}$$

$$q = 0,7$$

$$K_f = 1 + 0,7 * (1,5 - 1)$$

$$K_f = 1.92$$

Ahora bien, ya es posible hacer el cálculo del  $S_e$  que, en este caso resulta así:

$$S_e = S_e' * 0,96 * 0,91 * 1 * 0,81 = 297.19 [Mpa]$$

Utilizando los valores previos y aplicando un factor de diseño de 3, se obtiene el diámetro mínimo calculado:

$$D_{min} = 12,26$$

El proceso iterativo implicaría ajustar el diámetro asumido con el nuevo diámetro mínimo calculado hasta que no haya más cambios significativos, los diámetros y los valores ajustados resultantes después de todas las iteraciones se presentan de la siguiente manera:

$$K_b = 0.92$$

$$K_t = 1.6$$

$$K_f = 1.42$$

$$D_{Corregido} = 12.54 \text{ mm}$$

Teniendo en cuenta, que el diámetro más próximo en los mandriles roscados disponible comercialmente es de  $\frac{5}{8}$  de pulgada, que es superior al diámetro mínimo calculado, en consecuencia, se espera que el eje tenga la capacidad de resistir tanto las cargas estáticas como dinámicas de manera adecuada, por tanto:

$$D_{Mínimo Eje principal} = 5/8''$$

El eje estará dividido en dos secciones con diferentes diámetros, en el punto crítico, donde hay un cambio de sección, se analizaron las cargas para determinar el diámetro mínimo necesario, la parte de mayor diámetro, que se inserta en el acople, tendrá un diámetro de 1 [in], esto busca balancear las cargas y reducir el riesgo de fallos por torsión o deformación, además de asegurar una transferencia eficiente de potencia entre los ejes conectados por el acople flexible (el eje del motor y el eje principal). Además, el cambio de sección evita que el mandril se encarne en el eje y mejora el rendimiento general del sistema.

$$D_{Máximo Eje principal} = 1''$$

Para corroborar este análisis se realiza una simulación por elementos finitos donde se encontró como resultados esfuerzo Von Mises  $7,606 \times 10^1$  [Mpa], factor de seguridad  $6,968 \times 10^0$  y un ciclo de vida infinita, lo cuál asegura la integridad estructural de la pieza (**Véase Apéndice 19**).

### Figura 26.

*Eje principal*



De acuerdo a lo mencionado anteriormente, se realiza la elección de los 2 mandriles necesarios para realizar la sujeción de la probeta de ensayo, teniendo en cuenta que debe tener las

siguientes características geométricas: rango de sujeción: 6 mm a 16 mm, largo cerrado: 97 mm, largo abierto: 72 mm, Rosca: 5/8-16 UNF (importante ya que el eje tiene de diámetro de rosca  $\frac{5}{8}$ ).

A continuación, se muestra el modelo seleccionado:

### **Figura 27.**

*Mandril seleccionado*



*Nota.* Para realizar la elección de este modelo se hizo uso del catálogo Catálogo JACOBS (s.f.)

Herramientas

Industriales

<https://www.herramientasindustrialesas.com/assets/jacobs/pdf/jacobs.pdf>, (**Vease Apéndice 8**).

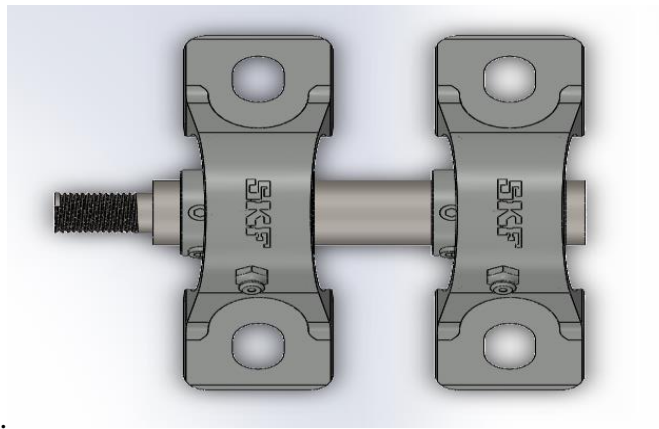
Este tipo de mandril con soporte simple destaca como una elección frecuente en herramientas portátiles de trabajo mediano a pesado, así como en herramientas de potencia montadas tanto en bancos como en el suelo. Este broquero, diseñado para satisfacer estándares industriales de calidad, presenta componentes de trabajo completamente templados y rectificadas, lo que asegura una precisión notable, una fuerza de sujeción confiable y una resistencia sobresaliente en términos de durabilidad (Catálogo JACOBS, s.f.).

**5.3.2.4 Eje secundario.** Las demandas en términos de resistencia son idénticas a las del eje principal fijo; no obstante, este eje presenta una longitud ligeramente menor, por lo tanto, se

llevará a cabo únicamente un análisis estático para evaluar su comportamiento, si el momento alternante en el mismo punto resulta ser menor, se conservarán las dimensiones del eje fijo, ya que cumplirían con los requisitos establecidos.

**Figura 28.**

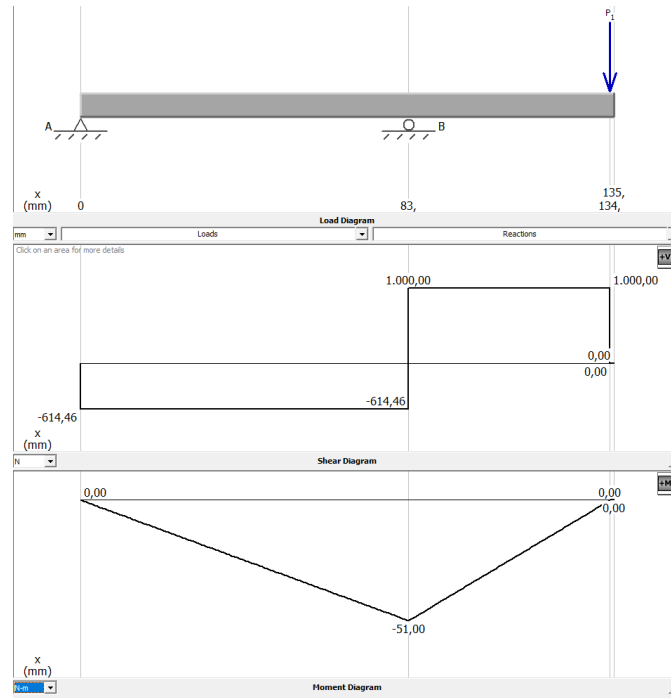
*Distribución soportes Eje secundario (movíl)*



Utilizando estos datos, se lleva a cabo el análisis estático siguiendo los procedimientos anteriormente descritos. A continuación, se presentan las gráficas correspondientes a los momentos y cortantes obtenidos en el análisis.

**Figura 29.**

*Diagramas fuerza cortante y momentos planos XY Eje 2.*



A continuación, se presenta el cálculo del momento alternante en el punto crítico, localizado a una distancia de 20 mm del segundo soporte:

$$Ma = | 614,46 [N] * 0,083[m] - 1000 [N] * 0,02 |$$

$$Ma = 31 [N * m]$$

El momento alternante es menor que el momento alternante en el eje fijo por lo tanto el diámetro mínimo será necesariamente menor por lo que sigue siendo óptimo utilizar un diámetro de  $\frac{5}{8}$  in; Para corroborar este análisis se realiza una simulación por elementos finitos donde se encontró como resultados esfuerzo Von Mises  $5,141 \times 10^1$ , factor de seguridad  $1,031 \times 10^1$  y un ciclo de vida infinita, lo cuál asegura la integridad estructural de la pieza (**Véase Apéndice 20**).

**Figura 30.***Eje secundario*

**5.3.2.5 Soportes de cojinetes.** Los ejes previamente diseñados requieren el apoyo de un par de chumaceras cada uno (soportadas sobre caucho antivibratorio), lo que implica la necesidad de 4 chumaceras de 1 in; en Bucaramanga, la marca más prevalente es Schaeffler, por lo que se utilizarán sus catálogos que detallan las capacidades de carga de ellas.

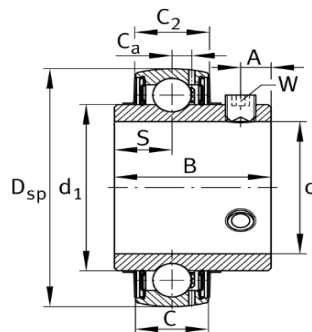
Para realizar la selección adecuada, primero, se deben analizar las reacciones en los apoyos de los ejes, que ya han sido calculadas previamente. Las chumaceras deben ser capaces de soportar la carga efectiva resultante en cada caso.

Tabla 5.

*Reacciones cojinetes*

<b>Reacción A [ N ]</b>	<b>Reaccion B [ N ]</b>	<b>Reacción A' [ N ]</b>	<b>Reaccion B' [ N ]</b>
-545,45	1545,45	614,46	1614,46

Basándose en las reacciones calculadas, la elección recae en la chumacera UCP 205, ya que el rodamiento UC205 se ajusta adecuadamente a la geometría requerida.

**Figura 31.***Elección de chumaceras*

Display units

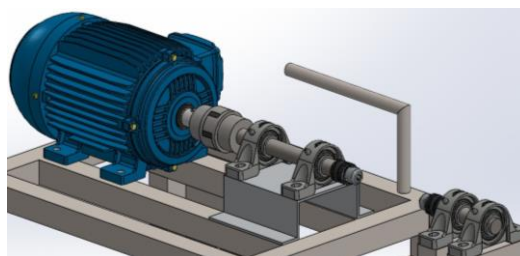
 Metric
  Imperial

## Main Dimensions &amp; Performance Data

d	25 mm	Bore diameter
D <sub>SP</sub>	52 mm	Outside diameter
B	34,1 mm	Width
C <sub>r</sub>	14.900 N	Basic dynamic load rating, radial
C <sub>0r</sub>	7.800 N	Basic static load rating, radial
C <sub>0r</sub>	335 N	Fatigue load limit, radial
m	200 g	Weight

*Nota:* Datos técnicos del rodamiento uc205 tomados de: Schaffler (s.f.) *Página principal* [www.schaffler.com](http://www.schaffler.com).

La capacidad de carga del rodamiento es considerablemente superior a las reacciones a las que estará expuesto, lo que confirma que la elección de este rodamiento es adecuada.

**Figura 32.***Subsistema de transmisión de potencia*

### 5.3.3 Sistema de flexión-torsión

El propósito fundamental del sistema de flexión-torsión consiste en efectuar las cargas de flexión y torsión, o la combinación de las dos al determinado eje de ensayo.

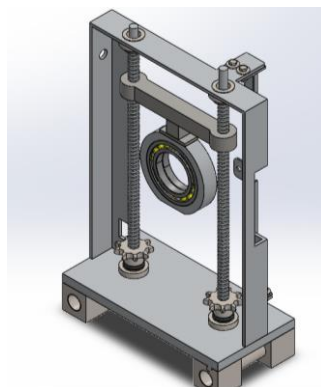
Este sistema se conforma de dos subsistemas, los cuales pueden funcionar simultáneamente y por separado, estos son:

1. Subsistema de flexión
2. Subsistema de torsión

**5.3.3.1 Subsistema de flexión.** Este subsistema está compuesto por dos mecanismos de husillo sin fin que están interconectados mediante una cadena y dos piñones, formando una configuración similar a una prensa, esta disposición ayuda a generar un esfuerzo de flexión en el eje mediante la incorporación de una pieza en forma de “T” unida en la parte inferior a una “O” (ésta transmite la fuerza al rodamiento, del rodamiento al buje QT y del buje al eje de ensayo), la cual sustenta el subsistema de torsion y flexion.

#### Figura 33.

*Subsistema de flexión*



### Tornillos de potencia

En esta sección, se detalla el proceso de cálculo para el diseño de los tornillos de potencia, estos tornillos están diseñados con el propósito de aplicar una carga flectora máxima de 2000 [N], para este tipo de diseño, se considera un factor de seguridad sobre la carga de 1.5, lo que resulta en una carga de diseño de 3000 [N].

Se eligió un tornillo de rosca cuadrada de 12,7 mm de diámetro (equivalente a ½”) y pasó de 5 mm, fabricado en acero 1045 con un coeficiente de fricción de 0,09, los bordes del tornillo están maquinados (a 10mm de diámetro) para su ajuste en bujes ubicados arriba y abajo, que son acompañados por dos rodamientos axiales para soportar las cargas reactivas al elevarse o descender.

Primero, se debe calcular el diámetro medio del tornillo, dado que se trata de un tornillo de rosca cuadrada, el paso es igual al avance.

$$D_m = 12 - \frac{5}{2} [mm] = 9,5 [mm]$$

$$L = p = 5 [mm]$$

A continuación, se procede a calcular el torque requerido para elevar la carga en el tornillo, denominado como  $T_s$ , además, se considera el factor de fricción entre el tornillo y el buje, representado como  $T_c$ :

$$T_s = \frac{F * D_m}{2} * \left( \frac{L + \pi * \mu * D_m}{\pi * 9,5 - \mu * L} \right) + T_c \quad \text{Ecuación 24}$$

$$T_s = \frac{3000 * 9,5}{2} * \left( \frac{5 + \pi * 0,09 * 9,5}{\pi * 9,5 - 0,09 * 5} \right) + T_c \quad \Leftrightarrow \quad T_s = 3726 [N * mm] + T_c$$

Para el cálculo de  $T_c$  se considera que el radio es de 10 mm puesto que el tornillo debe ser maquinado y esta sección hace a su vez de collarín.

$$T_c = \frac{3000 * 0,09 * 10}{2} \quad \Leftrightarrow \quad T_c = 1350 [N * mm]$$

Por lo tanto, el torque requerido para elevar la carga sería:

$$T_s = 3726 [N * mm] + 1350 [N * mm] \quad \Leftrightarrow \quad T_s = 5526 [N * mm]$$

Ahora, para descender la carga, se procede de la siguiente manera, considerando también la fricción del collarín:

$$T_s = \frac{3000 * 9,5}{2} * \left( \frac{\pi * 0,09 * 9,5 - 5}{\pi * 9,5 + 0,09 * 5} \right) + T_c \quad \text{Ecuación 25}$$

$$T_s = -1088,41 [N * mm] + 1350 [N * mm] \quad \Leftrightarrow \quad T_s = 261,59 [N * mm]$$

Dado que el torque requerido es positivo, esto indica que el tornillo es auto bloqueante, lo que implica que la carga no descenderá por sí sola y requerirá una fuerza externa para hacerlo.

A continuación, se llevará a cabo un análisis utilizando la resistencia de materiales. Para ello, se calculará el esfuerzo cortante nominal en el tornillo, así como el esfuerzo experimentado por la rosca y el esfuerzo de flexión en la misma.

Debido a que el tornillo es de cara cuadrada se construye de forma que el paso también tiene el mismo valor de la profundidad, en consecuencia, el diámetro interno del tornillo se calcula de la siguiente manera:

$$D_r = d - p \quad \text{Ecuación 26}$$

$$D_r = 12 - 5 = 7 [mm]$$

Entonces para calcular el esfuerzo cortante nominal en el tornillo se hace de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d_r^3} \quad \text{Ecuación 27}$$

$$\tau = \frac{16 * 5526}{\pi * 343} = 82,05 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

El esfuerzo axial sobre el tornillo se calcula de la siguiente forma:

$$\sigma = -\frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 28}$$

$$\sigma = -\frac{4 * 3000}{\pi * 49} = -77,95 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

El cálculo del esfuerzo en la rosca se realiza aplicando un factor de carga específico para este tipo de situación, el cual es de 0,38:

$$\sigma_B = \frac{2 * (0,38 * F)}{\pi * D_m * p} \quad \text{Ecuación 29}$$

$$\sigma_B = \frac{2 * (0,38 * 3000)}{\pi * 9,5 * 5} = 15,27 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

El esfuerzo flector en la rosca se calcula como:

$$\sigma_F = \frac{6 * F}{\pi * D_r * p} \quad \text{Ecuación 30}$$

$$\sigma_F = \frac{6 * 3000}{\pi * 7 * 5} = 62,2 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Antes de proceder con el análisis de resistencia de materiales, es necesario calcular el esfuerzo equivalente o Von Mises:

$$\sigma_x = 62,2 \text{ [Mpa]} \quad \sigma_y = 77,95 \text{ [Mpa]} \quad \sigma_z = 0 \text{ [Mpa]}$$

$$\tau_{xy} = 0 \text{ [Mpa]} \quad \tau_{yz} = 82,05 \text{ [Mpa]} \quad \tau_{zx} = 0 \text{ [Mpa]}$$

Por lo tanto, el cálculo del esfuerzo equivalente se realiza utilizando la siguiente fórmula:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} * [(62,2)^2 + (77,95)^2 + (-77,95 - 62,2)^2 + 6 * (82,05)^2]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación 31}$$

Con el esfuerzo equivalente calculado, es posible determinar el factor de seguridad con respecto a los límites de fluencia, en estos casos se hará respecto al acero 1045 y el hierro maleable.

$$\text{Acero 1045} = 310 \text{ [ Mpa ]}; \text{ Hierro maleable} = 345 \text{ [ Mpa ]}$$

Factor de seguridad utilizando el hierro maleable:

$$N_s = \frac{345}{187,05} = 1,84$$

Factor de seguridad utilizando el acero 1045:

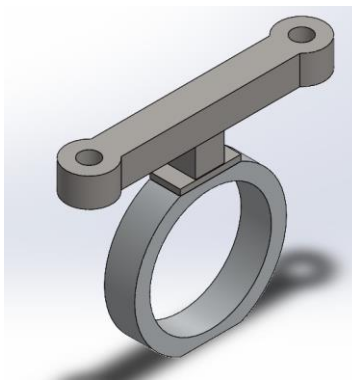
$$N_s = \frac{310}{187,05} = 1,65$$

Estos factores de seguridad se aplican considerando un solo tornillo para elevar la carga, dado que el diseño contempla dos tornillos, estos factores de seguridad se duplicarían junto con el factor de seguridad tenido en cuenta para la carga; en consecuencia, estos factores experimentan un incremento adicional.

Como se dijo anteriormente, los tornillos de potencia están encargados de mover verticalmente una pieza de forma “ $\delta$ ”, la cual a su vez está encargada de sustentar los demás componentes de los sistemas de flexión-torsión, a la cual se le realiza un análisis “MEF” para evaluar su resistencia frente a las cargas máximas a las que estaría sometida, dando como resultado un factor de seguridad de  $1,216 \times 10^4$  y esfuerzo por Von Mises de  $4,77 \times 10^7$  [Mpa] lo que asegura que la pieza sea resistente y segura (**Véase Apéndice 21**).

#### Figura 34.

*Pieza “ $\delta$ ”*



### Selección de piñones y cadena

Para seleccionar los piñones adecuados deben cumplir con las siguientes características: diámetro interior  $D_i = 10 \text{ mm}$  y material acero SAE 1045 (idóneo para aplicaciones de carga moderada a alta, como piñones de cadena y engranajes, debido a su alta resistencia y facilidad de maquinabilidad).

Inicialmente se eligieron piñones de rueda dentada debido a su capacidad para transferir el movimiento a través de cadenas de manera eficiente, esta opción además resulta más económica en comparación con otros tipos de engranajes, ya que no se encontraron alternativas comerciales con el diámetro necesario ( $D_i = 10 \text{ mm}$ ), lo que habría requerido un mecanizado personalizado y, por lo tanto, un costo más elevado.

La selección se realizó teniendo en cuenta el catálogo del **Apéndice 9**, ya que cumplía con las características anteriormente señaladas, obteniendo que la referencia indicada sería un piñón dentado “NK35B14”, el cual tiene las siguiente características:

**Tabla 6.**

*Características geométricas NK35B14*

<b>Forma de piñón</b>	Forma B	<b>Cadena No.</b>	<b>35</b>
<b>Número de pistas</b>	1	<b>Material</b>	Acero SAE 1045
<b>Diámetro del orificio del eje d(MM)</b>	9	<b>Bore Style</b>	Tipos de agujeros piloto
<b>Número de dientes(T)</b>	14	<b>tipo de cadena</b>	Estándar
<b>Tipo de eje</b>	Agujeros de piloto estándar	<b>Diámetro máximo del agujero del eje(MM)</b>	18
<b>Diámetro mínimo del eje(MM)</b>	10	-	-

Este piñón cuenta con un tipo de cadena estándar No. 35, para calcular la longitud necesaria se sigue:

Datos:

De **Apéndice 9** se toman los siguiente:

$$D_{\text{Diámetro Primitivo piñón 1}} = 42,81 \text{ [mm]} \quad D_{pp2} = 42,81 \text{ [mm]},$$

$$D_{\text{Distancia entre centros}} = 140 \text{ [mm]}$$

Se calcula la distancia aproximada de acuerdo a la siguiente fórmula

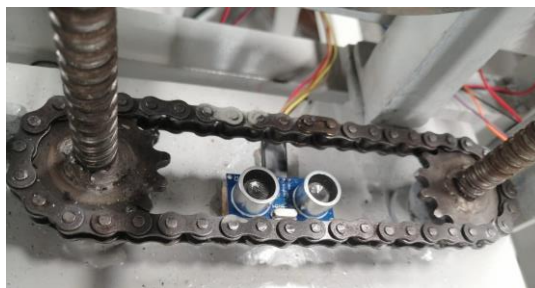
$$L = 1,57(D_{pp1} + D_{pp2}) + 2D_{DC} + (D_{pp1} + D_{pp2})^2/4C \quad \text{Ecuación 32}$$

$$\text{Entonces: } L = 1,57(42,81 + 42,81) + 2(140) + (42,81 - 42,81)^2/4C \cong 431 \text{ [mm]}$$

Teniendo en cuenta que para el piñón seleccionado el tipo de cadena requerido es No. 35, del **Apéndice 10** se realiza la elección, obteniendo así una cadena de rodillos estándar KCM 35-1 RP.

### Figura 35.

*Piñón y cadena seleccionados.*

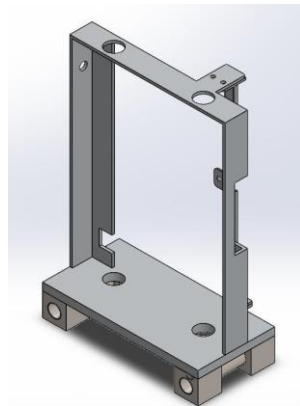


Además de estos elementos mecánicos, el subsistema de flexión está compuesto por una estructura de acero SAE 1045, la cual tiene la función de soportar todos los elementos del sistema de flexión y torsión, así como permitir el desplazamiento horizontal del sistema completo. Se

realiza una simulación MEF que analiza las tensiones y deformaciones a las que estaría expuesto cada una de las piezas que lo conforman, dando como resultados esfuerzo Von Mises máx  $6,777 \times 10^7$  [Mpa], factor de seguridad  $7,821 \times 10^0$ , lo cuál asegura la integridad estructural de los ejes (**Véase Apéndice 22**).

### Figura 36.

*Estructura flexión*



### Rodamiento

El rodamiento desempeña una función esencial al actuar como soporte entre las piezas "Ø" y cónica, permitiendo un movimiento fluido y eficiente de las probetas de ensayo; su rol fundamental reside en facilitar la rotación de las piezas y de esta manera ayudar generar las cargas cíclicas necesarias para el proceso de ensayo.

Esta selección se realizó con la ayuda del portal web del grupo Schaeffler sección de rodamientos, allí el asistente de selección pide las siguientes características con las cuales se irá a buscar el tipo de rodamiento que sirve para llevar a cabo el trabajo requerido (**Véase Apéndice 11**), las cuales son: tipo de carga (se elige carga radial y carga axial en ambos sentidos), tipo de

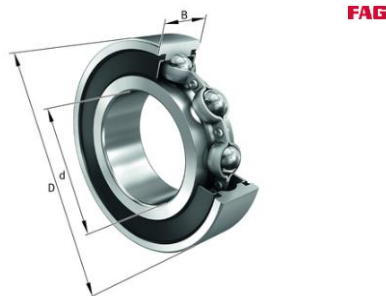
rodamiento ( Rodamientos rígidos a bolas) y sistema de unidades (métrico), a continuación el buscador se va a buscar los rodamientos que cumplen con estas características. Ahora para elegir el rodamiento adecuado, se deben señalar las características geométrica específicas de diámetro interno y externo, para este caso según los elementos mecánicos elegidos son:

$$D_i = 45 [mm], D_e = 85 [mm]$$

Al terminar la selección se encontró que la referencia necesaria para este tipo de trabajo es REF.S6209-2RSR-FD marca FAG.

### Figura 37.

*Rodamiento seleccionado*



*Nota:* Tomado de:Schaeffler (s.f) *Página Principal* [www.schaeffler.es](http://www.schaeffler.es).

Adicionalmente, presenta dimensiones principales y datos de rendimiento que exceden ampliamente los requisitos de este diseño en particular, por ende, se puede afirmar de manera contundente que la elección realizada es altamente acertada.

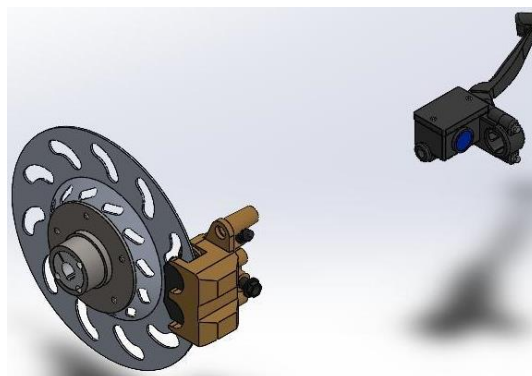
**Figura 38.***Datos de rendimiento*

$C_r$	27.800 N	Capacidad de carga dinámica, radial
$C_{0r}$	16.400 N	Capacidad de carga estática, radial
$C_{ur}$	1.490 N	Límite de carga por fatiga, radial
$n_G$	3.200 1/min	Velocidad límite de rotación
$m$	0,383 kg	Peso

*Nota:* Tomado de:Schaeffler (s.f) *Página Principal* [www.schaeffler.es](http://www.schaeffler.es).

**5.3.3.1 Subsistema de torsión.** Su principal función es efectuar la carga por torsión en el eje de ensayo, este subsistema se compone de los siguientes elementos:

1. Buje QD
2. Pieza cónica
3. Sistema de Frenos Hidráulicos de Disco

**Figura 39.***Subsistema de torsión*

**BUJE QD (Ref. TB 1008)**

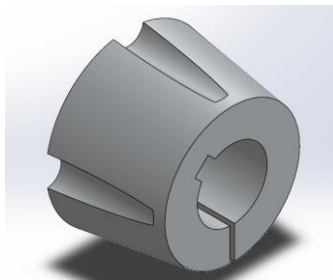
Este tipo de mecanismo fue seleccionado para cumplir funciones muy importantes en la máquina para el sistema de flexión-torsión, ya que gracias a sus características como lo son: tener un mecanismo de bloqueo el cual es importante ya que asegura la probeta de ensayo de manera segura y sin juego lo que garantiza una transmisión eficiente del torque (capacidad de torque 136 Nm) y la flexión; su diseño modular permite un montaje y desmontaje rápido de la probeta de ensayo sin necesidad de herramientas especiales; variedad de tamaños lo cual asegura poder variar en los diámetros de la probeta de ensayo (ejes escalonados); fabricado de acero 1045 garantiza durabilidad en condiciones de trabajo adversas y resistencia a las cargas a las que estará expuesto.

El buje QD fue sometido a una simulación por elementos finitos (MEF) para garantizar su resistencia a las cargas máximas (esta técnica evalúa tensiones, deformaciones y desplazamientos, identificando zonas críticas y optimizando la forma), dando como resultados esfuerzo Von Mises máx.  $8,503 \times 10^6$  [Mpa], factor de seguridad  $6,233 \times 10^1$ , lo cuál asegura la integridad estructural de los ejes (**Véase Apéndice 23**).

Asegurando su eficiencia y funcionalidad en el uso práctico de esta máquina.

**Figura 40.**

*Buje QD.*



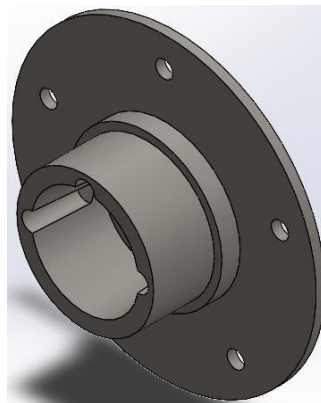
### **Pieza cónica**

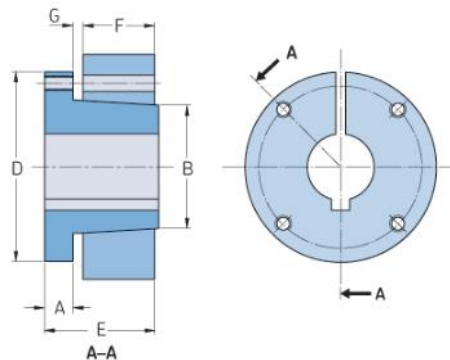
Su cara interna en forma cónica está diseñada para que al entrar completamente el buje QD se contraiga asegurando ajuste firme en eje de ensayo y sin juego (mecanismo de bloqueo); en la parte posterior de la pieza cónica se encuentra adaptada una brida, en la cual se realiza la adaptación del freno de disco con el propósito que al ser accionado el sistema hidráulico de freno se cree un momento torsor sobre el eje de ensayos.

Se realiza una simulación MEF que analiza las tensiones y deformaciones a las que estaría expuesta la pieza, dando como resultados esfuerzo Von Mises máx  $7,594 \times 10^6$  [Mpa], factor de seguridad  $6,979 \times 10^1$ , lo cuál asegura la integridad estructural de la pieza (**Véase Apéndice 24**).

### **Figura 41.**

*Pieza cónica.*



**Figura 42.***Sistema cónica-buje QD*

*Nota.* Tomado de SKFPP (s.f.) *Bujes y Cubos Bujes en pulgadas*

<https://www.skfptp.com/CategoryDetails?productId=373252&languageId=21>

### **Sistema de freno hidráulico de disco**

Una de las piezas de mayor relevancia en el banco de ensayo ya que es aquella que desempeña una función primordial: generar la carga de torsión necesaria.

Su elección se basó en la consideración del montaje más económico disponible en el mercado, ya que cualquiera de los sistemas disponibles cumpliría con los requisitos debido a sus altas capacidades de frenado; en este contexto, se optó por el freno utilizado en una moto NKD 125, cuyo motor ofrece 10.34 HP a 8000 RPM, lo que garantiza que el sistema de freno de disco posea la capacidad de frenado adecuada para el rango de este banco de ensayos (motor de 3.6 HP a 1800 RPM), se beneficia plenamente de esta elección.

**Figura 43.**

*Sistema de freno NKD 125.*



### **5.3.4 Sistema eléctrico y electrónico**

**5.3.4.1 Subsistema eléctrico.** Encargado principalmente de controlar toda la red eléctrica de la máquina y conferir protección al motor frente a corrientes anormales o sobrecargas en el circuito; está compuesto por:

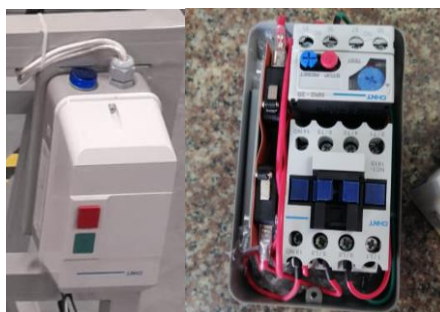
1. Guardamotor
2. Conexiones eléctricas (cableado)
3. Indicador de corriente y voltaje

#### **Guardamotor**

Para realizar la selección adecuada del guardamotor, resulta fundamental examinar detenidamente la placa del motor, como es un motor trifásico, debe estar conectado a una red de 220 voltios, siguiendo su placa se tiene:

**Figura 44.***Placa de motor*

Se determina que el motor necesita 11 A a 220 V según la placa, se elige un guardamotor ajustable de la marca chint en un rango de 16A-19A ya que se adapta al parámetro, para el ensayo en cuestión, se configura el guardamotor un 10% o 30% por encima de la corriente nominal del motor con el objetivo de brindar seguridad ante variaciones de carga, permitir el arranque y funcionamiento dentro de la capacidad de sobrecarga permitida.

**Figura 45.***Guardamotor*

*Nota.* Esquema del circuito eléctrico guardamotor **Apéndice 12.**

### **Conexiones eléctricas (cableado)**

Con el objetivo de garantizar una conducción eléctrica eficiente, es esencial seleccionar un cable capaz de manejar el amperaje adecuado, en este contexto, para la conexión que va desde las clavijas hasta el guardamotor, se ha optado por un cable de calibre 12, esta elección se basa en su capacidad nominal para conducir hasta 25 amperios, con el propósito de prevenir posibles complicaciones relacionadas con el aumento de la temperatura.

Además, se seleccionó la clavija adecuada teniendo en cuenta las salidas eléctricas presentes en el laboratorio de diseño de la universidad.

### **Figura 46.**

*Cableado y clavija*



### **Indicador de corriente y voltaje**

Cumple un papel fundamental al brindar información visual en tiempo real sobre la corriente eléctrica y el voltaje presentes en el circuito, su uso permite monitorear la operación, identificar posibles inconvenientes y asegurar la eficiencia y seguridad del sistema eléctrico. La selección se basa en su rango de funcionamiento (dado por el vendedor), el seleccionado abarca de 50 a 500 voltios y de 1 a 50 amperios, siendo compatible con el rango de consumo del motor en cuestión.

**Figura 47.**

*Indicador de corriente y voltaje*



**5.3.4.2 Subsistema electrónico.** Desempeña la función de llevar a cabo monitoreo y control exhaustivo de las variadas modalidades de carga aplicadas mediante los elementos mecánicos a las probetas de ensayo, las cuales comprenden tanto las cargas de flexión como las de torsión. Se compone de:

1. Tarjeta Arduino
2. Sensor de efecto Hall (Ky-003)
3. Sensor de ultrasonido ( hc-sr04 )
4. Sensor resistivo (FSR 402)
5. Pantalla LCD
6. Adaptador digital de par de torsión

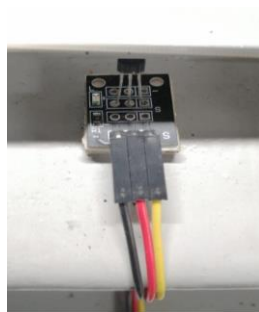
**Tarjeta Arduino Uno**

El Arduino Uno juega un papel esencial en el control de los sensores de carga y medida del banco de ensayos, actúa como el cerebro del sistema, recopila, procesa eficientemente los datos generados durante las pruebas y los visualiza en una pantalla LCD.

Su selección se basa en su tamaño compacto y versatilidad en la programación, ideal para manejar varios sensores a la vez, además las interfaces de entrada, salida digital y analógica simplifica la conexión y control de los sensores garantizando mediciones precisas y un proceso de prueba eficaz y confiable.

**Figura 48.***Arduino uno***Sensor de efecto hall (KY-003)**

Se seleccionaron dos sensores de efecto Hall, usados para medir la velocidad angular y el conteo de ciclos en un ensayo, estos sensores aprovechan el efecto Hall, generando potencial eléctrico ante un campo magnético (imán de neodimio instalado en los ejes), El sensor de referencia se eligió por su estructura integrada y su versión digital (44E), que detecta campos magnéticos sin necesidad de medir su intensidad, el primero medirá rpm y ciclos; El segundo sensor complementará identificando variación en las rpm de los dos ejes, marcando el final del ensayo (Fallo de probeta).

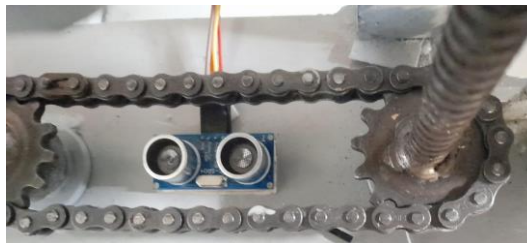
**Figura 49.***Sensor hall (KY-003)*

### Sensor de ultrasonido (HC-SR04)

Este sensor desempeña un papel específico al asegurar la correcta alineación vertical del elemento de flexión (al emitir ondas ultrasónicas que rebotan en el elemento medido y regresan al sensor permitiendo determinar la distancia y posición con precisión), eliminando la necesidad de molestas mediciones externas, además, posibilita calcular la máxima flexión que el eje experimenta durante las pruebas y estimar el esfuerzo por flexión basándose en los datos de deformación; similar al sensor de efecto Hall, se ha seleccionado debido a su montaje en un módulo, evitando la incorporación de resistencias u otros elementos adicionales.

### Figura 50.

*Sensor ultrasonido (HC-SR04)*



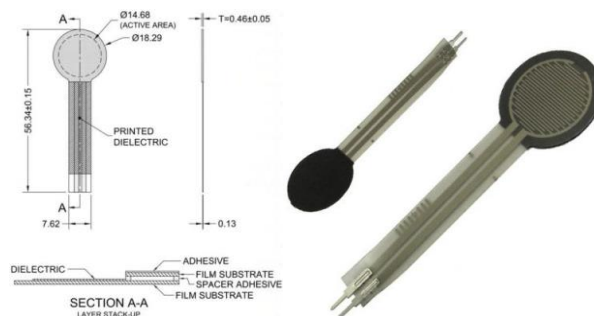
### Sensor resistivo (FSR 402)

Este sensor ajusta su resistencia en función de la presión ejercida o la deformación experimentada, la selección de este dispositivo se respalda en su amplio rango de capacidad de carga (que abarca desde 0 hasta 10000 gramos) y su tamaño adecuado (diámetro de  $\Theta=18,29$  mm) óptimo para ser instalado entre el pistón de la bomba y la palanca, de esta forma se puede medir la fuerza aplicada sobre el freno de disco a través de la relación entre los pistones (Véase características de pistones **Apéndice 13**), obteniendo esta fuerza se relaciona el torque aplicado sobre el eje de ensayo, es importante señalar que este sensor ha sido adecuado con una resistencia

de 10 k $\Omega$ , lo que permite establecer un divisor de voltaje fundamental para obtener mediciones altamente precisas.

### Figura 51.

*Sensor resistivo (FSR 402)*



*Nota.* Tomado de *Electrónicos Caldas* (s.f.) *Página Principal*

<https://www.electronicoscaldas.com/>.

### Pantalla LCD

Utilizada principalmente para presentar los datos analizados de manera comprensible y eficiente, esta tecnología mejora la interacción entre el usuario y la máquina. Mientras que una pantalla LCD convencional requiere 16 pines, resistencias y un potenciómetro para funcionar, la disposición del Arduino One seleccionado no permite esta configuración, por este motivo, se ha optado por implementar un controlador I2C, que reduce los requisitos a tan solo 4 pines, incluyendo el pin de voltaje, pin de tierra, y utiliza los puertos de control SDA y SCL (corresponden a los pines A4 y A5).

**Figura 52.***Pantalla LCD***Adaptador digital de par de torsión**

Utilizado para medir y visualizar de manera precisa el par de torsión aplicado a elementos giratorios, en este caso una tuerca adaptada al sistema de tornillos sin fin, se conecta entre la herramienta utilizada para aplicar el par de torsión (mango de trinquete) y la pieza que se está asegurando (Sistema de tornillos sin fin). Su función principal es convertir el par de torsión en una señal eléctrica digital que puede ser interpretada y mostrada en una pantalla o interfaz, el dato arrojado por esta señal se relaciona con la fuerza y las características técnicas mecánicas de los tornillos sinfín, para encontrar así la fuerza aplicada sobre la probeta de ensayo (carga de flexión).

**Figura 53.***Adaptador digital de par de torsión*

*Nota.* Tomado de: Amazon (s.f.) Adaptador digital de par de torsión  
[https://www.amazon.com/dp/B0C1NFWDN2?psc=1&ref=ppx\\_yo2ov\\_dt\\_b\\_product\\_details](https://www.amazon.com/dp/B0C1NFWDN2?psc=1&ref=ppx_yo2ov_dt_b_product_details).

Se seleccionó a partir de la siguiente tabla:

**Figura 54.**

*Selección de par digital*

model	30	135	200
Minimum	0.01N.m	0.1N.m	0.1N.m
division value			
Maximum operating range	3-30N.m	13.5-135N.m	20-200N.m
Connector	1/2		
Torque accuracy	± 2% clockwise, ± 2.5% counterclockwise		

Nota. Tomado de: Amazon (s.f.) *Selección de par digital*

[https://www.amazon.com/dp/B0C1NFWDN2?psc=1&ref=ppx\\_yo2ov\\_dt\\_b\\_product\\_details](https://www.amazon.com/dp/B0C1NFWDN2?psc=1&ref=ppx_yo2ov_dt_b_product_details).

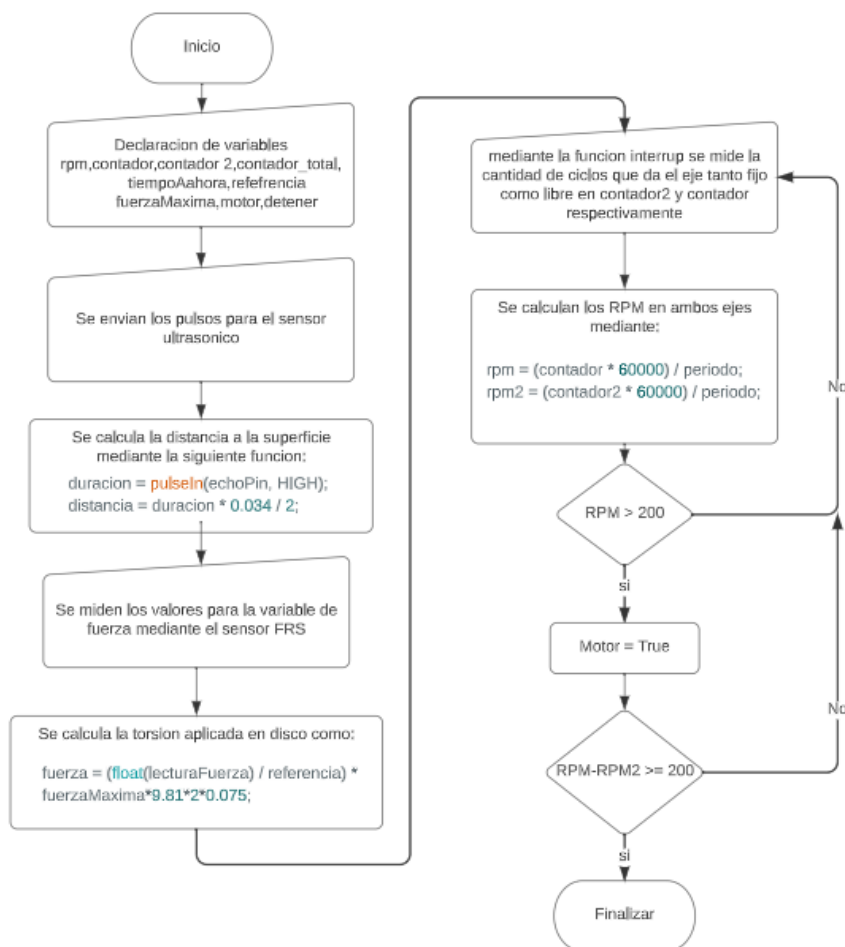
Basándose en los límites de carga aplicables en el sistema de flexión, que abarcan un rango de [0-5,526 N\*m], se tomó la decisión de optar por el modelo 30 de par digital, esta elección se justifica por el hecho de que los otros modelos presentan un rango mínimo de operación que empieza en valores notablemente elevados, lo que excluye algunos valores dentro del rango estimado, además, el rango máximo de operación del modelo 30 se ajusta perfectamente al rango máximo de cargas aplicables en la flexión del eje de ensayo.

En las siguientes secciones, se detallan las partes clave de la programación para la tarjeta Arduino Uno, junto con la justificación de la elección de ciertas funciones y operadores lógicos, el código completo se presentará en el **Apéndice 13**, mientras que la explicación se organizará en bloques según sus funciones y su relación con los sensores involucrados en cada segmento.

### 5.3.5 Programación

**Figura 55.**

*Diagrama de flujo programación*



**5.3.5.1 Librerías.** En la programación de Arduino, para incorporar librerías en el código, se emplea "#include" seguido del nombre de las librerías requeridas. En este proyecto, son esenciales las librerías "Wire" y "LiquidCrystal\_i2c" para el control de la pantalla LCD mediante el adaptador I2C previamente mencionado. Así pues, la inclusión de estas librerías se ejecuta de la siguiente manera:

```
#include <Wire.h>
```

```
#include <LiquidCrystal_I2C.h>
```

### **Pantalla LCD**

El control de la pantalla LCD involucra varias líneas de código distribuidas en diferentes secciones en primer lugar, se crea una instancia llamada "LiquidCrystal\_I2C" y se le asigna el nombre "lcd", esta instancia facilita la comunicación a través de I2C con la dirección "0x27"; Además, se define la configuración de la pantalla LCD con 16 columnas y 2 filas mediante la siguiente línea de código.

```
LiquidCrystal_I2C lcd(0x27, 16, 2);
```

En la función "setup()", se inicializa la pantalla LCD llamando a la función "begin()" junto a las dimensiones especificadas además se ajusta el contraste y el brillo de la pantalla con las funciones "setContrast()" y "setBacklight()".

```
lcd.begin(16, 2);
```

```
lcd.setContrast(50);
```

```
lcd.setBacklight(255);
```

Más adelante dentro de la función loop() el código muestra la información en la pantalla LCD utilizando "print()" y el "setCursor()" de modo que se pueda ubicar el cursor en la pantalla y mostrar los datos obtenidos, ejemplo, para mostrar los rpm y los ciclos en la misma pantalla se hace de la siguiente manera:

```
lcd.clear();
```

```
lcd.setCursor(0, 0);
```

```
(...)
```

```
lcd.print("RPM: ");
```

```
lcd.print(rpm);  
lcd.setCursor(0, 1);  
lcd.print("Ciclos: ");  
lcd.print(contador_total);
```

La alternancia entre la visualización de las RPM y las fuerzas se logra mediante una estructura "if" que se basa en la variable denominada "mostrarRPM". Esta variable alterna entre los valores de true y false cada 5 segundos, lo que determina qué conjunto de datos se muestra en pantalla.

### **Contador de RPM y ciclos**

Para llevar a cabo el cálculo de la velocidad angular del motor y el conteo de ciclos en el ensayo, se emplean los sensores de efecto Hall junto con un imán de neodimio. En primera instancia, se establecen las variables "contador" y "contador\_total", que representan respectivamente la cantidad de revoluciones en un segundo y el total de revoluciones realizadas durante todo el ensayo. Para realizar esta medición, se utiliza la función "interruptFunction()", la cual es activada en cada pulso detectado en el pin 2, al cual se encuentra conectado el sensor.

```
void interruptFunction() {  
  contador++;  
  contador_total++;}
```

Para que la función interrupt funcione correctamente es necesario combinarla con la función "attachInterrupt()" donde se propone el pin 2 con un "digitalPinToInterrupt()" y se especifica que haga efectivo cuando el sensor pase de 0 a 1 con "RISING" de la siguiente manera:

```
void loop() {  
  attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(2), interruptFunction, RISING);
```

```
detachInterrupt(digitalPinToInterrupt(2));
```

Ahora para el cálculo de las RPM se logra multiplicando el número de vueltas dividido por el valor de “periodo” que en este caso es de un segundo en milisegundos, estos se multiplican por un minuto para hacer el cálculo de la velocidad en RPM, luego de esto se cambia el valor de la variable “tiempoAhora” y se reinicia la variable “contador” a 0 , este proceso se hace cada cierto tiempo determinado por la variable “periodo” por lo que cada que siempre que el tiempo total menos el tiempo desde el último cálculo que corresponde a “TiempoAhora” corresponde al valor de “periodo”, todo esto se resume a las siguientes líneas de código:

```
if (millis() - tiempoAhora >= periodo) {  
    rpm = (contador * 60000) / periodo;  
    (. . .)  
    tiempoAhora = millis();  
    contador = 0; }
```

### **Cálculo de la fuerza aplicada en el gatillo del freno**

Para calcular la fuerza se utiliza un sensor de FSR – 402 , este sensor necesita 3 pines, uno a 5 voltios, otro a tierra y por último un pin análogo con el que se hacen los cálculos, primero es necesario definir que el pin utilizado para la lectura del pin seria el A0 , además se define la variable “referencia” que corresponde al valor máximo que registran los pines análogos y la variable “fuerzaMaxima” que es el valor máximo en las unidades deseadas que mide el sensor, como este tiene una capacidad máxima de 10 kg entonces se utiliza este como referencia, el siguiente código corresponde a este proceso:

```
const int fsrPin = A0;  
  
const int referencia = 1023;
```

```
const int fuerzaMaxima = 10000.
```

Dentro de la función "loop()", se emplea la función "analogRead()" para capturar el valor analógico generado por el sensor, el pin de lectura abarca valores en un rango de 0 a 1023, en función de la presión aplicada al sensor, luego, se procede a transformar este valor analógico en una medición de fuerza, esto se realiza al dividir la lectura obtenida entre la referencia y luego multiplicar el resultado por el valor máximo de fuerza posible.

```
int lecturaFuerza = analogRead(fsrPin);
```

```
float fuerza = (float(lecturaFuerza) / referencia) * fuerzaMaxima*9.81*2*0.075*4,1652;
```

Con estos datos, ahora es posible calcular la fuerza aplicada sobre el vástago de la bomba, establecer la relación de áreas entre el vástago de entrada y el de salida (**Apéndice 14**) para determinar la fuerza aplicada en el freno de disco y, finalmente, relacionar esta fuerza con el torque aplicado sobre la probeta.

### **Sensor de ultrasonido**

Primero se definen los pines necesarios, el trigger se define como el pin 3 y el "echo" como el 4 , el primer pin envía un pulso corto y el pin echo recibe el pulso que es reflejado sobre la superficie a medir, luego estos pines son definidos como salida y entrada.

```
const int triggerPin = 3;
```

```
const int echoPin = 4;
```

```
void setup() {
```

```
  pinMode(triggerPin, OUTPUT);
```

```
  pinMode(echoPin, INPUT);} 
```

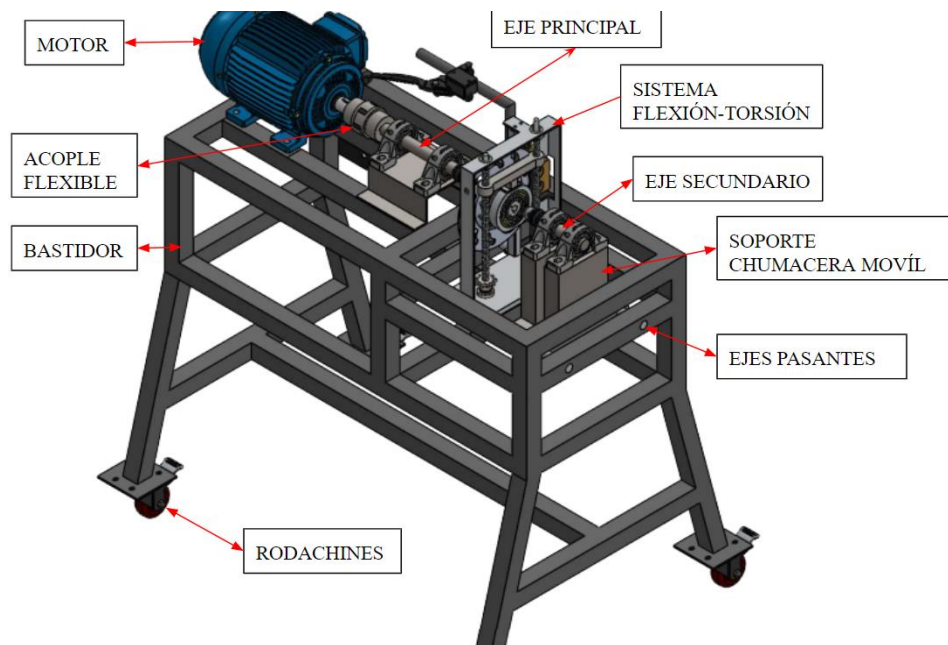
Para realizar la medición de la distancia, se implementa la función "medirDistancia()". Esta función se encarga de emitir un pulso y calcular el tiempo transcurrido hasta que el pulso es

recibido, utilizando la función "pulseIn()", posteriormente, se calcula la distancia considerando la velocidad del sonido en el aire multiplicada por el intervalo de tiempo requerido para la recepción del pulso, dividiendo el resultado entre dos, ya que este viaja de ida y vuelta. La distancia medida depende directamente de los valores de la velocidad y la velocidad del sonido en el aire, que a una temperatura de 20 grados centígrados es de aproximadamente 343 metros por segundo. Este valor es esencial para calcular la distancia empleando el siguiente método.

```
float medirDistancia() {  
    digitalWrite(triggerPin, LOW);  
    delayMicroseconds(2);  
    digitalWrite(triggerPin, HIGH);  
    delayMicroseconds(10);  
    digitalWrite(triggerPin, LOW);  
    unsigned long duracion = pulseIn(echoPin, HIGH);  
    float distancia = duracion * 0.034 / 2;
```

**Figura 56.**

*Banco de trabajo didáctico para ensayos destructivos de ejes escalonados sometidos a cargas combinadas.*



## 6. Manufactura y ensamble del banco de ensayos

Como se muestra en la figura 52 la máquina cuenta con una estructura rígida elaborada en tubo de acero cuadrado de 1½" X 1½" de acero A36, a la cuales e le deben realizar 4 perforaciones para los ejes pasantes y 4 perforaciones para la instalación del motor, dicha estructura fue elaborada en el taller de metalurgia y manufactura de la universidad:

**Figura 57.**

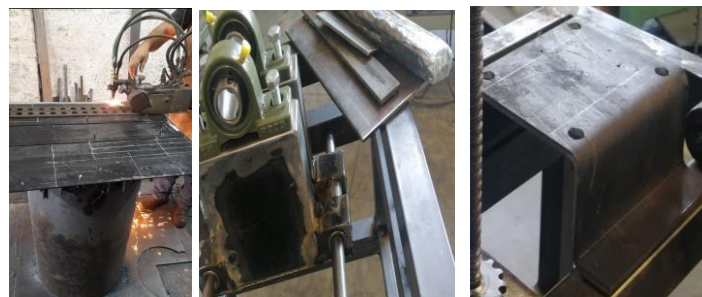
*Fabricación de estructura principal*



Se empleó una lámina de acero ASTM A36 de 4 mm de espesor para fabricar los dos soportes de las 4 chumaceras, la lámina fue cortada por plasma y luego se procesó mediante soldadura, perforación y conformado para adecuarse a las necesidades de las piezas:

**Figura 58.**

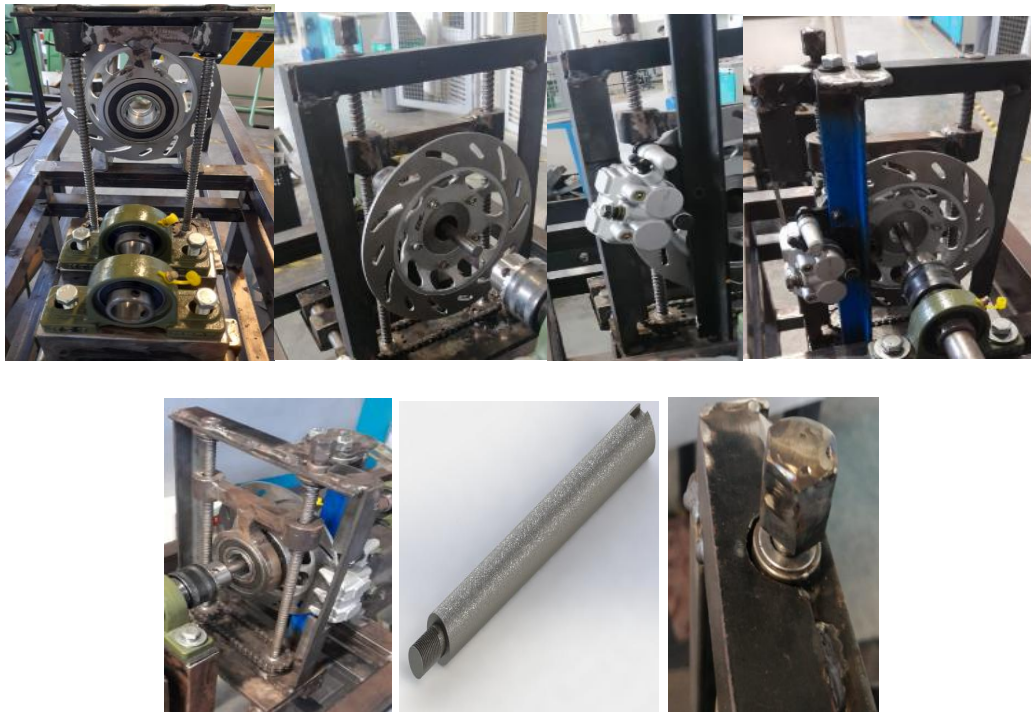
*Corte de lámina y fabricación de piezas soporte*



Posteriormente se fabrican diversas partes del sistema de flexión-torsión, como el "carro", la estructura "D", la base del freno de disco, y se llevaron a cabo operaciones de torneado e instalación de los tornillos sin fin y ejes, junto con otras piezas relacionadas:

**Figura 59.**

*Fabricación y posicionamiento del sistema flexión-torsión*



La pieza "cónica" se fabrica a través de un proceso de torneado, seguido por un tratamiento térmico de templado con el fin de aumentar su resistencia al desgaste y su dureza:

**Figura 60.**

*Fabricación pieza “cónica”*



Por último, se procede a ajustar, adaptar todas las piezas y subsistemas para llevar a cabo el ensamblaje:

**Figura 61.**

*Ensamblaje de subsistemas*



Se forran todos los elementos, piezas y sub-ensamblajes que no van a ser pintados, y se procede a aplicar la capa de pintura al banco de ensayo:

**Figura 62.**

*Pintura de banco de ensayos*



## 7. Costos

El costo de mano de obra para la fabricación de las piezas fue asumido por la Universidad Industrial De Santander mediante los técnicos del taller de metalurgia; los fondos para las compras de elementos de mayor valor como: motor, materiales para fabricación de piezas, soldadura, herramientas de corte, guardamotor, cableado, mandriles, chumaceras, barras para fabricación de ejes, ruedas, freno hidráulico de disco, aceite para freno, acople flexible, tornillos y tuercas, rodamientos, barra 4", piñones, cadena, buje QD, par digital, tornillos sin fin, mango de trinquete, copas, llaves, sensores, tarjeta Arduino, pantalla LCD, adaptador i2c, amperímetro digital, bujes, cuñas, acrílico, pintura, fotocopias de planos y material para fabricación de probetas corrieron por parte de los autores del presente proyecto.

**Tabla 7.***Costos intelectuales*

Asesoría del Ing. Ricardo Alfonso Jaimes Rolon profesor de diseño de la UIS	\$1.500.000
Desarrollo intelectual del banco de ensayos por partes de los autores	\$6.000.000
<b>TOTAL-COSTO</b>	<b>\$7.500.000</b>

**7.1 Costos asumidos por la Universidad Industrial de Santander****Tabla 8.***Costos asumidos por la Universidad Industrial de Santander*

Costos por mano de obra (soldadura y torneado)	\$1.500.000
--	-------------

**7.2 Costos asumidos por los autores del proyecto****Tabla 9.***Costo parte mecánica para construcción*

Detalle	Und	Cantidad	Precio und	Subtotal
Tubería cuadrada ASTM A36 1 1/2"X 1 1/2" C16	m	24	\$10.000	\$240.000
Lamina 1mX0,6mX0,004m ASTM A36	m <sup>2</sup>	1	\$310.000	\$310.000
Electrodos E6013X1/8"	Kg	12	\$15.000	\$180.000
Rodachin con freno plataforma industrial 4"	Und	4	\$55.000	\$220.000
Chumaceras de rótula UC205	Und	4	\$35.000	\$140.000
Rodamiento REF.S6209- 2RSR-FD	Und	1	\$120.000	\$120.000

Detalle	Und	Cantidad	Precio und	Subtotal
Rodamientos axiales REF.51200	Und	4	\$10.000	\$40.000
2 piñones NK35B14 y cadena REF. 35-1.RP	Und	1	\$44.000	\$44.000
Acople flexible Diámetro interno 1"	Und	1	\$85.000	\$85.000
Buje QD Ref. TB 1008	Und	1	\$90.000	\$90.000
Cuña Mckey 10mmX 8mm REF 5035 Precisión Brand	Und	1	\$15.000	\$15.000
Herramientas de corte (Buril, machos tivoli, discos de corte, brocas, lija,)	Und	1	\$250.000	\$250.000
2 mandril para taladro 1/8A-5/8 Unf	Und	2	\$75.000	\$150.000
Barra circular maciza SAE 1045 1"X0,29 m	Und	1	\$50.000	\$50.000
Barra circular maciza SAE 1045 4"X0,055 m	Und	1	\$200.000	\$200.000
Barra circular maciza SAE 1045 3/4"X1 m	Und	1	\$80.000	\$80.000
Sistema de freno de disco hidraulico marca akt-125	Und	1	\$200.000	\$200.000
Aceite de frenos DOT 3	Und	1	\$12.000	\$12.000
Tornillos, tuercas, arandelas, guasas, prisioneros	Und	1	\$60.000	\$60.000
Mango de trinquete, copas y llaves de Bristol marca Stanley	Und	1	\$70.000	\$70.000
Torquímetro par digital Goyojo Model 30	Und	1	\$350.000	\$350.000
Barra roscada 1/2"X40"	Und	1	\$110.000	\$110.000
Acrílico (para cúpula y pieza perforada) 2m^2	m^2	2	\$122.000	\$244.000
2 tuercas para barra roscada 1/2"	Und	1	\$20.000	\$20.000
1/4 de pintura gris Pintuco	Und	1	\$45.000	\$45.000
Barra circular aluminio 6061-T6 1/2"X59"	Und	1	\$35.000	\$35.000
<b>TOTAL</b>		<b>71</b>	<b>\$2.468.000</b>	<b>\$3.360.000</b>

**Tabla 10.***Costo parte eléctrica*

Detalle	Und	Cantidad	Precio UND	Subtotal
Motor trifasico marca Siemens 3,6 HP-1710 RPM	Und	1	\$820.000	\$820.000
Guarda motor marca chint 16A-A9A	Und	1	\$190.000	\$190.000
Indicador de corriente y voltímetro digital azul 22 mm	Und	12	\$15.000	\$180.000
Cable alambre de mica calibre 14 de alta temperatura, retardante de fuego, par trenzado de 500°, núcleo único X 3metros	m	3	\$22.667	\$68.000
Clavija Leviton 061-02431-000 Clavija Industrial con Tierra, Nema Trifásico, 20Amp, 480 V, color Blanco y Negro	Und	1	\$10.000	\$10.000
<b>TOTAL</b>		<b>18</b>	<b>\$1.057.667</b>	<b>\$1.268.000</b>

**Tabla 11.***Costo parte electrónica*

Detalle	Und	Cantidad	Precio unitario	Subtotal
Sensor de presión FSR 402	Und	1	\$80.000	\$80.000
Sensor de ultrasonido HC-SR04	Und	1	\$7.000	\$7.000
Sensores de efecto hall KY-003	Und	2	\$13.000	\$26.000
Arduino Uno R3 Tipo B CH340, cable USB y tarjeta shield	Und	1	\$75.000	\$75.000
Cables Dupont marca genérica macho-hembra	m	1	\$35.000	\$35.000
Controlador i2C	Und	1	\$12.000	\$12.000

Detalle	Und	Cantidad	Precio unitario	Subtotal
Pantalla LCD 16X2	Und	1	\$20.000	\$20.000
<b>TOTAL</b>		<b>6</b>	<b>\$210.000</b>	<b>\$255.000</b>

**Tabla 12.***Costos varios*

Fotocopias (planos, carpetas, empastes, tizas, lápices, etc.)	\$100.000
Transporte	\$400.000
<b>TOTAL-COSTO</b>	<b>\$500.000</b>

**7.3 Costo total del proyecto****Tabla 13.***Costo total del proyecto*

Costos intelectuales	\$7.500.000
Costos asumidos por la UIS	\$1.500.000
Costos asumidos por los autores del proyecto	\$5.383.000
<b>TOTAL-COSTO</b>	<b>\$14.383.000</b>

## 8. Resultados experimentales

### 8.1 Lineamientos para los ensayos

Para llevar a cabo la práctica, se tuvo en cuenta el manual STP 588 de Planeamiento Estadístico y Análisis para Experimentos de Fatiga, este manual recomienda un número mínimo de 6 a 12 probetas para tipos de ensayos preliminares y exploratorios, se detalla en la siguiente tabla:

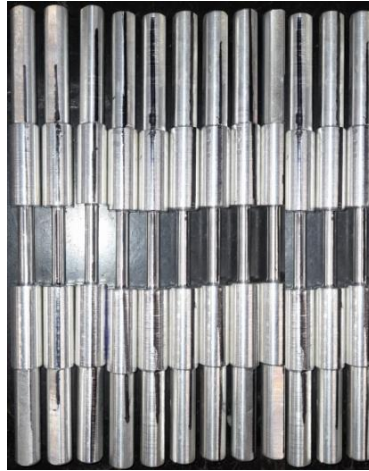
#### Figura 63.

*Mínimo de probetas para ensayos preliminares de fatiga*

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

*Nota:* Tomado de American Society for Testing and Materials (1975) Manual on statistical planning and analysis for fatigue experiments. Lutherville-Tlmonium

Por lo tanto, se diseñaron un total de 12 ejes de ensayo fabricados con aluminio 6061-T6, como se ilustra en la **figura 61**, estos ejes se fabrican siguiendo las condiciones de geometría especificadas en el **Apéndice 2**, y se consideraron las pautas de la norma ASTM E 606/E606M-2

**Figura 64***Probetas fabricadas*

Los ensayos se realizaron aplicando una combinación de cargas de flexión y torsión, en donde por la naturaleza del banco de ensayos y la forma de aplicación de estas se crea una situación de carga repetida y completamente invertida (relación de esfuerzos  $R=-1$ ); se espera que la falla por fatiga ocurra en en la medida de menor diámetro de la probeta, que en este caso está situado en la zona media, más específicamente sobre el cambio de sección, las cargas aplicadas fueron seleccionadas por análisis por elementos finitos (MEF), lo que permitió calcular mediante simulación que las probetas no fallarían estáticamente, además, se consideró la curva S-N del material para obtener una aproximación del comportamiento de la vida en ciclos de la probeta de modo que al realizar el ensayo se obtengan resultados en un período de tiempo breve.

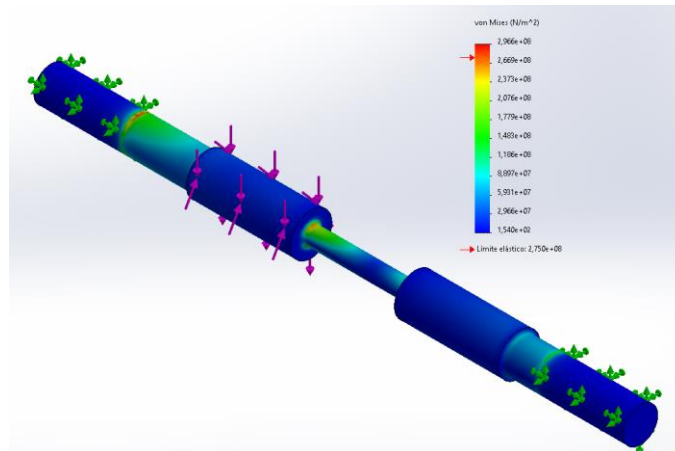
**8.2 Simulación del eje de ensayo por elementos finitos**

A continuación, se realiza la simulación estática y dinámica para el eje de ensayo, con las cargas anteriormente mencionadas:

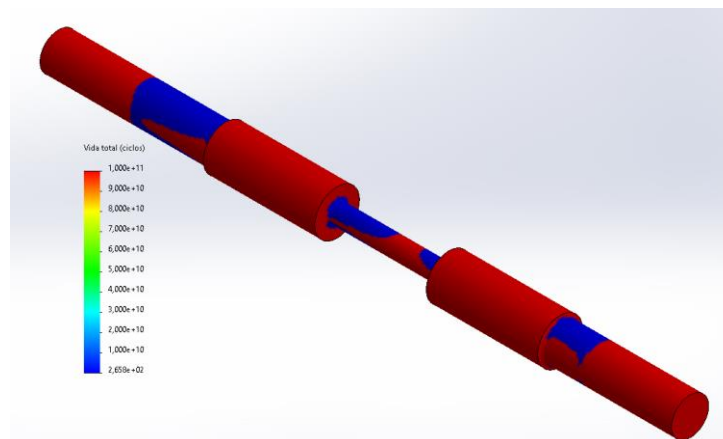
**Figura 65.**

*Simulación por elementos finitos del eje de ensayo*

“Simulación estática”



“Simulación dinámica”



De acuerdo con el análisis realizado, se obtuvieron los siguientes resultados:

**Tabla 14.***Resultados simulación MEF.*

<b>Esfuerzo máximo</b>	<b>Carga de flexión</b>	<b>Carga de torsión</b>	<b>Esfuerzo último</b>	<b>Límite de fluencia</b>	<b># Ciclos</b>	<b>Factor carga</b>
<b>Al 6061-t6</b>	<b>[N]</b>	<b>[N*m]</b>	<b>[Mpa]</b>	<b>[Mpa]</b>		
<b>296</b>	<b>750</b>	<b>6</b>	<b>310</b>	<b>275</b>	<b>265,8</b>	<b>0,16</b>

**8.3 Resultados obtenidos**

Teniendo en cuenta la metodología de ensayo expuesta en el **Apéndice 25**, se procede a realizar en el banco los ensayos para las 12 probetas con el objetivo de comprobar la repetibilidad de los experimentos y comparar los resultados obtenidos de la simulación por elementos finitos, obteniendo los siguientes resultados:

**Figura 66.***Imagen apéndice 25-Metodología y manual de uso*

<b>BANCO DE TRABAJO DIDÁCTICO PARA ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS SOMETIDOS A CARGA COMBINADA</b>		
<b>Metodología y manual de uso:</b> Análisis de falla por fatiga en ejes escalonados sometidos a carga de flexión y torsión.		<b>Tiempo estimado:</b> 45 - 120 minutos
<b>Estudiantes:</b>	<b>Auxiliar:</b>	<b>Fecha:</b>
	<b>Código:</b>	<b>Calificación:</b>
<b>Objetivos de la práctica</b>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Afianzar los conocimientos adquiridos en la cátedra de diseño de ejes mediante ensayos en el banco de trabajo.</li> <li>- Comparar los resultados esperados con los resultados prácticos obtenidos mediante los sensores.</li> <li>- Evidenciar el efecto de las cargas sobre las diferentes geometrías y de cómo se da la falla sobre estos</li> </ul>		
<b>Materiales y equipos</b>		
<p>A continuación se hace una lista de los materiales y equipos necesarios para llevar a cabo la gran mayoría de ensayos de flexión y torsión que son posibles de realizar.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Un computador portátil (programa arduino, Solidworks o Ansys).</li> <li>- Papel y lápiz.</li> <li>- Llaves bristol.</li> <li>- Banco de pruebas para ensayos destructivos de ejes escalonados.</li> <li>- Mango de trinquete (Ratchet).</li> <li>- Barras de aluminio 6061-T6 u otro material.</li> <li>- Un cable USB Tipo B.</li> <li>- Gafas de protección.</li> <li>- Bata de laboratorio.</li> <li>- Calculadora.</li> </ul>		
<b>Especificaciones del banco</b>		
<p>El banco de ensayos fue diseñado dentro de los siguientes márgenes de modo que se deben tener en cuenta a la hora de diseñar las probetas.</p>		

**Tabla 15.***Resultados obtenidos de los ensayos*

#	Vida (Ciclos)	Carga flexión (N)	Carga Torsión (N*m)	Velocidad (Rpm)	Distancia hasta la falla (mm)
1	216	750	6	1810	2
2	194	750	6	1810	1
3	267	750	6	1810	2
4	188	750	6	1810	1
5	240	750	6	1810	3
6	120	750	6	1810	1
7	237	750	6	1810	2
8	204	750	6	1810	0
9	285	750	6	1810	0
10	252	750	6	1810	3
11	231	750	6	1810	2
12	124	750	6	1810	1
Promedio Vida (Ciclos)		213,16	Promedio Distancia a la falla (mm)		1,5

Al finalizar la experiencia en el banco de ensayos didácticos se obtuvo el siguiente tipo de falla en las probetas, donde se evidencia la rotura total del eje en la zona crítica y la acción de las fuerzas de flexión y torsión en las deformaciones plásticas del material:

**Figura 67.***Inicio de la falla*

**Figura 68.**

*Deformación plástica por flexión*



**Figura 69.**

*Deformación plástica por torsión*



**Figura 70.**

*Rotura total de las probetas de ensayo en la zona crítica*



#### **8.4 Comparación de resultados método elementos finitos vs banco de ensayos**

Al analizar el comportamiento de los ejes escalonados sometidos a ensayos en el banco didáctico y compararlos con las simulaciones generadas mediante el método de elementos finitos, se revela que, aunque la ubicación precisa de la rotura total de la probeta puede variar, es evidente que como en la simulación la falla se concentra en la zona crítica, en proximidad al punto crítico señalado por el análisis computacional, esta discrepancia se atribuye a diversos factores no considerados en la simulación, como lo son: en primer lugar las tensiones residuales que surgen durante el proceso de mecanizado ya que pueden inducir deformaciones locales en la pieza lo que impacta en la localización de los puntos de inicio de las microgrietas, la velocidad de corte y avance en el mecanizado que conlleva a tensiones adicionales y generación de calor en las probetas, la calidad de las herramientas de corte debido a su desgaste y la variabilidad en la microestructura del material también influyen en la ubicación de la falla dado que los materiales no poseen una homogeneidad perfecta resultando en múltiples puntos de inicio de las microgrietas; además la variabilidad en los ciclos de vida de las probetas difiere debido a estos mismos factores produciendo que las probetas fallen antes o después de lo estimado por la simulación.

Otros factores, como la inexactitud en la recopilación de datos del banco de ensayos y las posibles desalineaciones intrínsecas de los elementos de sus elementos, generan tensiones no previstas en los cálculos simulados. En resumen, la variabilidad en la localización de las fallas en las probetas y en los ciclos de vida difiere en comparación con las simulaciones debido a una serie de factores mecánicos, térmicos y estructurales que no siempre pueden ser completamente modelados en las simulaciones, este fenómeno subraya la imperante importancia de la validación experimental en el campo de la ingeniería.

A continuación se realiza el cálculo de error porcentual entre el ciclo de vida teórico hallado en simulación por elementos finitos con el promedio de los valores de ciclo de vida experimental obtenidos por la máquina de ensayos elaborada:

$$\%Error = \frac{|Ciclo\ de\ vida\ teórico - ciclo\ de\ vida\ experimental|}{Ciclo\ de\ vida\ teórico} * 100 \quad \text{Ecuación 33}$$

$$\%Error = \frac{|265,8 - 213,16|}{265,8} * 100$$

$$\%Error = 19,4281 \%$$

A partir de los resultados previamente expuestos, se destaca que el banco didáctico de ensayos destructivos de ejes escalonados, sometido a cargas combinadas, presenta un margen de error del 19,43% en comparación con el ciclo de vida teórico calculado mediante el uso de análisis por elementos finitos, este porcentaje de error se revela como un factor clave que respalda la capacidad del banco para llevar a cabo ensayos de fatiga que emulan situaciones de carga realistas en ejes.

Para comprender mejor la relevancia de este error en el contexto de los ensayos, es importante destacar que dicho margen de error del 19,43% (que como se dijo anteriormente este error puede deberse a factores mecánicos, térmicos y estructurales en la máquina y la probeta) es un indicador de la eficacia del banco como una herramienta de enseñanza didáctica al permitir una simulación con un nivel de precisión cercano a la realidad lo que ofrece a los estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial De Santander la oportunidad de adquirir una comprensión más profunda y aplicable de la resistencia de los materiales y de la interacción entre los diferentes modos de carga en este caso en elementos mecánicos tan importantes como lo son los ejes de potencia.

## 9. Conclusiones

-Tras un detallado análisis de las normas ASTM 370-05, ASTM E466-15, ASTM E143 y ASTM E290-14, se determinó que ninguna de estas regulaba los ensayos destructivos de fatiga con cargas combinadas de flexión y torsión y/o la estandarización de probetas con hombros para este tipo de ensayos; para establecer una metodología adecuada y definiciones precisas, se tomaron como referencia algunas pautas de la norma ASTM E 606/E606M-21 (Método de Prueba Estándar para llevar a cabo pruebas de fatiga controladas por deformación).

-Se otorga al laboratorio de diseño de máquinas un banco didáctico de pruebas para ensayos en ejes escalonados, que puede recrear diversas condiciones, como cambios en el material, diámetro de aplicación de la carga, longitud de la probeta y tipo de carga (torsión o flexión):

- ❖ Materiales: Polímeros, aleaciones de aluminio y acero SAE 1020.
- ❖ -Rango de diámetros 0,1 in a  $\frac{3}{4}$  in y longitudes de 110 mm a 180 mm.
- ❖ Carga de flexión en el rango de 0 a 2000 [N] y torsión en el rango de 0 a 8 [N\*m]

-Fue desarrollado un sistema electrónico que permite la recopilación de los resultados relacionados con el ciclo de vida de los ejes, así como la supervisión y el control de las cargas aplicadas al eje de ensayo mediante el uso de una plataforma y un microcontrolador Arduino.

-Se realizó análisis de costo de ingeniería para respaldar la construcción del banco de ensayos, este análisis confirmó la viabilidad del proyecto, dado que su propósito principal era mejorar la comprensión y el aprendizaje de conceptos esenciales para estudiantes de Ingeniería Mecánica en la UIS.

-El banco de pruebas tiene las siguientes ventajas como herramienta didáctica:

- ❖ Permite al estudiante realizar prácticas donde puede ver como un eje experimenta las diferentes cargas a las que suelen estar sometidos

- ❖ Se utilizan diferentes elementos mecánicos por lo que es posible explicar el funcionamiento de otros elementos.

- ❖ Es posible realizar ensayos estáticos de flexión (puesto que el sistema de flexión no necesita del funcionamiento del motor) o de flexión y torsión por separado.

- ❖ El proceso de ensayo es rápido y simple, esto permite realizar múltiples pruebas en las horas de laboratorio, lo que fomenta la colaboración en equipos de trabajo.

-De acuerdo con la metodología y el manual de uso (Apéndice 25) del banco de ensayos, los estudiantes tienen las herramientas didácticas para realizar prácticas de laboratorio con el fin de confirmar el diseño teórico de los ejes de ensayo, fortaleciendo sus conocimientos y fomentando la investigación en áreas como la fatiga.

-La máquina puede aplicar esfuerzos que superan el límite de fluencia, lo que permite a los estudiantes comprender de manera más realista los conceptos de resistencia de materiales y las representaciones gráficas de deformación plástica y elástica al observar los efectos de las fuerzas de torsión y flexión en ejes de aluminio.

## 10. Recomendaciones

Los ejes de prueba pueden ser de diversos materiales sin causar problemas en el banco de pruebas, como polímeros, aleaciones de aluminio y acero SAE 1020, sin embargo, se recomienda limitar las cargas de flexión a 2000 N y las de torsión a 8 N\*m, considerando que en el análisis estático la probeta no debe fallar.

Dado el alto costo de construcción de la máquina de ensayos asumido por los autores, se compró un buje QD de ½” de diámetro para aplicar cargas en una sección específica, en caso de necesitar un diámetro diferente, se recomienda adquirir un buje QD con las dimensiones adecuadas, recordando que el diámetro máximo permitido es de ¾”.

Para reducir las vibraciones en el banco de ensayos y evitar cargas no deseadas en la probeta, se sugiere mejorar la máquina al agregar una junta universal (cardán) entre el eje principal y el mandril, esta modificación permitirá una transmisión de potencia más eficiente al posibilitar que ambos ejes giren en ángulos diferentes, reduciendo así los efectos de la desalineación causada por las cargas aplicadas.

Para mejorar la precisión de las mediciones, es esencial utilizar amplificadores operacionales y aplicar técnicas como el filtrado y la calibración para reducir el ruido, esto garantiza que las mediciones sean altamente precisas y confiables.

Se sugiere crear una interfaz gráfica que transforme los datos crudos proporcionados por el Arduino Uno en indicadores, gráficos o tablas, lo que facilitará la comprensión y el análisis de la información recopilada, esta interfaz mejorará la experiencia de los estudiantes y permitirá la supervisión en tiempo real.

### Referencias Bibliográficas

Amazon (s.f.) *Adaptado digital de par de torsión*  
[https://www.amazon.com/dp/B0C1NFWDN2?psc=1&ref=ppx\\_yo2ov\\_dt\\_b\\_product\\_details](https://www.amazon.com/dp/B0C1NFWDN2?psc=1&ref=ppx_yo2ov_dt_b_product_details).

American Society for Testing and Materials (1975) *Manual on statistical planning and analysis for fatigue experiments*. Lutherville-Tlmonium

Araque y Quintana (2018). *Diseño de un banco de pruebas de fatiga en flexión rotativa para evaluar el comportamiento a cargas cíclicas*

ASTM A 370 – 05 (2005) *Standard Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products*. American Society for Testing and Materials ASTM International

ASTM A938 – 18 (2018) *Standard Test Method for Torsion Testing of Wire I*. American Society for Testing and Materials ASTM International

ASTM E 466 – 96 (2022) *Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials* American Society for Testing and Materials ASTM International

ASTM E290 – 14 (2014) *Standard Test Methods for Bend Testing of Material for Ductility*. American Society for Testing and Materials ASTM International

ASTM E606/E606M – 21 (2021) *Standard Test Method for Strain-Controlled Fatigue Testing*. American Society for Testing and Materials ASTM International

Ávila Ambriz, J. (2017). *Concepción y construcción de una máquina de fatiga, para estudiar la fatiga por torsión teórica y experimental en materiales industriales*. Universidad

Michoacana.

[http://bibliotecavirtual.dgb.umich.mx:8083/xmlui/handle/DGB\\_UMICH/310](http://bibliotecavirtual.dgb.umich.mx:8083/xmlui/handle/DGB_UMICH/310)

Barson, J., & Rolfe, S. (s.f.). *Fracture and fatigue control in structures*. 2ª Edición.

Budynas, R. G. (2021). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill Interamericana.

<https://www-ebooks7-24-com.bibliotecavirtual.uis.edu.co/?il=16368>

Catálogo JACOBS (s.f.) *Herramientas Industriales*

<https://www.herramientasindustrialesas.com/assets/jacobs/pdf/jacobs.pdf>

Departamento de Ingeniería Aeroespacial . (s.f.). *Árboles y ejes*.

<http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Apunte%20ARBOLES%20Y%20EJE%20S.pdf>

Electrónicos Caldas (s.f.) *Página Principal* <https://www.electronicoscaldas.com/>.

Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de maquinas*. 4ª Edición.

Norton L., R. (s.f.) *Diseño de máquinas* (Un enfoque integrado).

Pacheco P., C. A. (2011). *Ensayo de Fatiga en Flexión Rotativa del Acero AISI-SAE 1018 por el*

*Método Esfuerzo*. [https://www.semanticscholar.org/paper/Ensayo-de-fatiga-en-flexi%C3%B3n-rotativa-del-acero-1018-Pacheco-](https://www.semanticscholar.org/paper/Ensayo-de-fatiga-en-flexi%C3%B3n-rotativa-del-acero-1018-Pacheco-Andr%C3%A9s/29fb6e88148bed1207480c7f70e424dec8fb4645#citing-papers)

[Andr%C3%A9s/29fb6e88148bed1207480c7f70e424dec8fb4645#citing-papers](https://www.semanticscholar.org/paper/Ensayo-de-fatiga-en-flexi%C3%B3n-rotativa-del-acero-1018-Pacheco-Andr%C3%A9s/29fb6e88148bed1207480c7f70e424dec8fb4645#citing-papers)

Schaffler (s.f.) *Página principal* [www.schaffler.com](http://www.schaffler.com).

Useche V., L. (s.f.). *Diseño de elementos de máquinas*.

Yahr, G.T. (1993) *Fatigue design curves for 6061 T6 Aluminium*, Oak Ridge National Laboratory

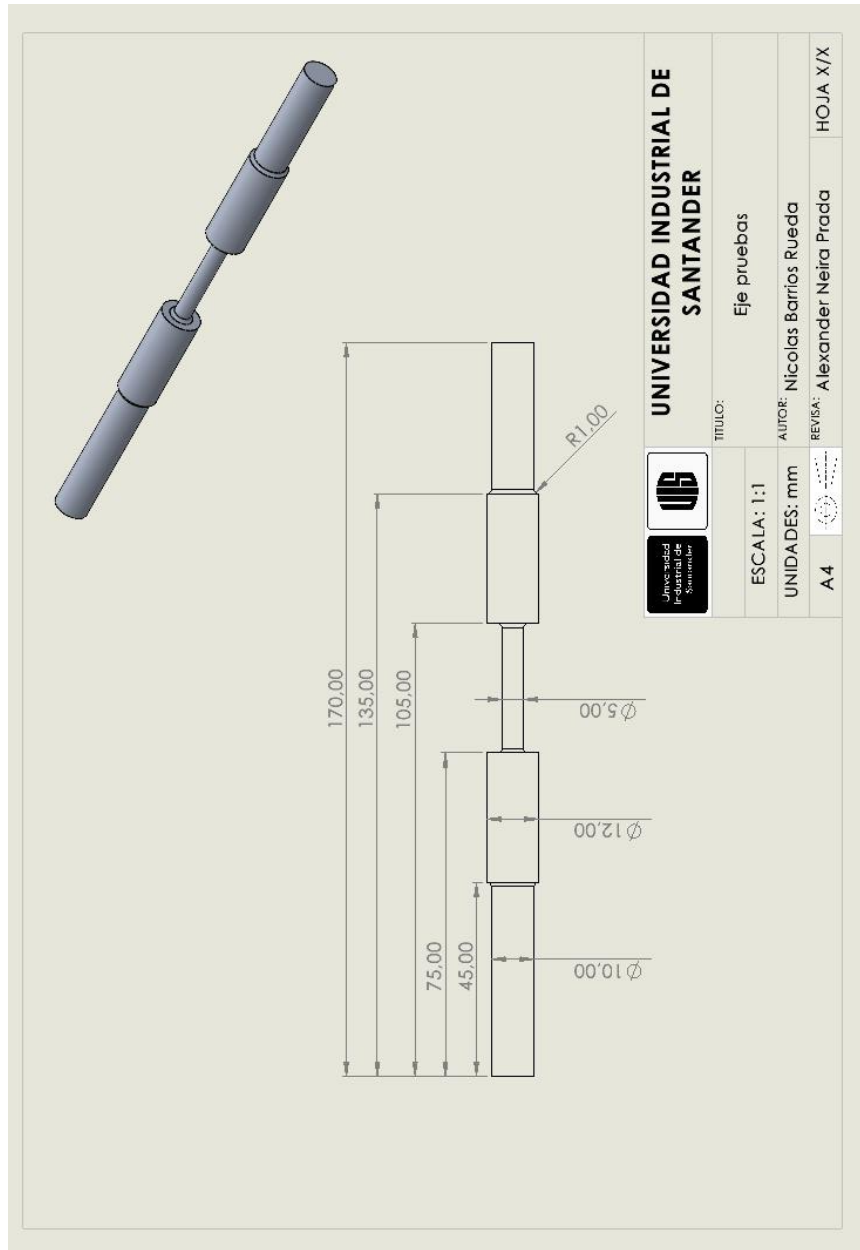
## Apéndices

Apéndice 1. Valores tabulados de Sa de la fig 7.

Number of Cycles	Sa			
	Zero mean stress		Maximum mean stress	
	(MPa)	(ksi)	(MPa)	(ksi)
1.0E+01	482.63	70.00	482.63	70.00
2.0E+01	482.63	70.00	482.63	70.00
5.0E+01	482.63	70.00	482.63	70.00
7.0E+01	482.63	70.00	482.63	70.00
1.0E+02	420.28	60.96	420.28	60.96
2.0E+02	325.43	47.20	325.43	47.20
5.0E+02	241.32	35.00	239.94	34.80
1.0E+03	198.91	28.85	184.71	26.79
2.0E+03	168.92	24.50	137.89	20.00
5.0E+03	142.31	20.64	95.01	13.78
7.0E+03	135.83	19.70	75.36	10.93
1.0E+04	120.66	17.50	63.02	9.14
2.0E+04	99.46	14.43	53.37	7.74
5.0E+04	80.64	11.70	49.50	7.18
1.0E+05	71.15	10.32	47.50	6.89
2.0E+05	64.45	9.35	37.68	5.47
5.0E+05	58.50	8.49	30.06	4.36
1.0E+06	55.50	8.05	26.68	3.87
2.0E+06	53.38	7.74	24.48	3.55
5.0E+06	51.50	7.47	22.68	3.29
1.0E+07	50.55	7.33	21.79	3.16
2.0E+07	49.88	7.24	21.18	3.07
5.0E+07	49.28	7.15	20.66	3.00
1.0E+08	48.99	7.11	20.39	2.96
2.0E+08	48.77	7.07	20.21	2.93
5.0E+08	48.59	7.05	20.06	2.91
1.0E+09	48.49	7.03	19.97	2.90

Nota. Tomado de: Yahr, G.T. (1993) *Fatigue design curves for 6061 T6 Aluminium*, Oak Ridge National Laboratory

Apéndice 2. Planos geometría de ejes de ensayo.



## Apéndice 3. Geometría de cuñas

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

*Nota.* Tomado de: Shigley, J. E. (2004) “Unthreaded Fasteners”, cap. 24, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (eds.), Standard Handbook of Machine Design, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York .

## Apéndice 4. Propiedades de los materiales

### Acero sae 1045

ACERO SAE 1045

**DIN** CK - 45  
**UNI** C - 45  
**AFNOR** XC - 45  
**SAE** 1045

**CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO**

SAE 1045 es un acero grado ingeniería de aplicación universal que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo con respecto a los aceros de baja aleación. Frecuentemente se utiliza para elementos endurecidos a la llama ó por inducción. Este acero puede ser usado en condiciones de suministro: laminado en caliente o con tratamiento térmico (templado en aceite y revenido; ó templado en agua y revenido).

SAE 1045 es un acero de baja templabilidad que puede ser endurecido totalmente en espesores delgados por temple en agua. En secciones más gruesas se puede obtener un endurecimiento parcial de la sección de la pieza y el incremento de la resistencia será proporcional a la capa o espesor endurecido, al ser deformado en frío se presenta un incremento en la dureza y la resistencia mecánica.

COMPOSICIÓN QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.43 0.50	0.6 0.9	0.04	0.05	0.2 0.4

Estado de suministro: Recocido  
Dureza de suministro: 160 - 200 Brinell

**PROPIEDADES FÍSICAS**

Estos valores son obtenidos a partir de probetas bajo condiciones específicas de laboratorio y deben ser usados como referencia.

- Densidad → 7.85 gr/cm<sup>3</sup>.
- Módulo de elasticidad → 2 x 10<sup>11</sup> Pa (24 x 10<sup>5</sup> PSI).
- Conductividad térmica → 52 W/(m·°C).
- Calor específico J/(Kg·°K) → 460
- Coeficiente de Poisson → 0,3
- Resistividad eléctrica (microhm-cm):  
a 32°F = 16,2  
a 212°F = 22,3
- Coeficiente de dilatación térmica / °C  
(20 - 100°C) 12,3 x 10<sup>-6</sup>  
(20 - 200°C) 12,7 x 10<sup>-6</sup>  
(20 - 400°C) 13,7 x 10<sup>-6</sup>

PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE SIN ENDURECIMIENTO			
Diámetro de la barra: 12 a 38 mm			
Propiedad	Laminado en caliente	Normalizado	Recocido
Resistencia a la tracción MPa	655	655	620
Punto de fluencia MPa	413	413	379
% de elongación	23	23	26
% de reducción de área	44	45	53
Dureza brinell (3000 kg.)	190	190	180

mayor que el proceso de arco eléctrico y por tal razón el enfriamiento es más lento. Se recomienda el uso de electrodos de bajo hidrógeno.

DATOS DE IMPACTO							
Templado al agua y revenido a 870°C							
Dureza Brinell	Probeta Charpy (entalla en V), Joules, realizado a diferentes temperaturas						
	- 73°C	- 45°C	- 18°C	10°C	40°C	65°C	95°C
225	7 - 15	11 - 20	27 - 40	51 - 65	55 - 70	63 - 74	70 - 81
300	---	8 - 12	10 - 16	13 - 24	19 - 36	27 - 40	36 - 47

### APLICACIONES

Este acero de medio carbono se usa cuando la resistencia y dureza obtenidas por el tratamiento térmico o por deformación en frío, son suficientes para satisfacer las condiciones de servicio requeridas.

Es ampliamente utilizado en la industria automotriz (productos forjados y estampados). Se usa en partes de máquinas que requieran dureza y tenacidad como: manivelas, chavetas, pernos, bulones, engranajes de baja velocidad, acoplamientos, árboles, bielas, cigueñales, ejes de maquinaria de resistencia media, piezas de armas, cañones de fusiles, espárragos, barras de conexión, tornillería grado 5, pernos de anclaje, fabricación de herramientas agrícolas, mecánicas y de mano forjadas de todo tipo como: hachas, azadones, rastrillos, picas, martillos, palas, barretones, llaves, etc.

Acero sae 1020

## ACERO SAE 1020

<b>DIN</b>	<b>CK - 20</b>
<b>UNI</b>	<b>C - 20</b>
<b>AFNOR</b>	<b>XC - 20</b>
<b>SAE</b>	<b>1020</b>

**CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO**


Acero al carbono que puede utilizarse en estado cementado, templado y revenido o simplemente en estado calibrado. Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales o de maquinaria de mediana resistencia con una gran tenacidad. Es fácilmente soldable con soplete ó al arco.

COMPOSICION QUIMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.18 0.23	0.3 0.6	0.04	0.05	0.15 0.3

Estado de suministro: Recocido  
Dureza de suministro: 150 - 190 HB

PROPIEDADES MECÁNICAS					
Estado de suministro	Resistencia a la tracción MPa	Límite elástico MPa	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza Brinell aprox.
Laminado en caliente	441	196	25	45	140 / 180
Normalizado	480 - 588	343	30	55	150
Recocido	441 - 539	294	35	60	130 / 150
Calibrado	539 - 686	441	10	35	180 / 220
Cementado, templado y rev.	686 - 833	441	15	45	-----

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRÍAMIENTO
Forja	850 - 1150	Arena seca
Normalizado	880 - 920	Aire
Recocido	660 - 720	Horno
Cementación	900 - 930	Horno/lagua
Temple capa cementada	850 - 900	Agua
Revenido capa cementada	180 - 240	Aire



**APLICACIONES**

Se usa principalmente para partes de maquinaria que no estén sometidas a grandes esfuerzos mecánicos como ejes, eslabones para cadenas, pasadores, bujes cementados, tornillería corriente, bridas, piñones para transmisión de cadena a bajo esfuerzo, clavos para ferrocarril, grapas, etc.

Nota. Tomado de:

<https://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/7826/VasquezTorresEdwinLibardo2013Anexos.pdf>

Acero ASTM A36

**ACEROS ESPECIALES**  
Para aplicaciones Industriales

 **Cía. General de Aceros**

**Acero Grado Estructural** Referencia: **Lámina A36**



**ASTM A36**

Composición química (%)			
C	0.29 Máx	P	0.04 Máx.
Mn	0.8 - 1.2	S	0.05 Máx.
Si	0.15 - 0.40		

**Características**

El acero estructural A36 se produce bajo la especificación ASTM A36.

ASTM A36 es una aleación de hierro (mínimo 98 %), con contenidos de carbono de máximo 0.29 % y otras pequeñas cantidades de minerales como manganeso y silicio, para mejorar su resistencia a la tracción y buena influencia en la soldadura. Entre sus ventajas está la buena resistencia a la tracción y compresión además de su bajo costo.

**Usos:**

El acero A36 es el material estructural más usado para construcción de estructuras en el mundo. Es conocido como un acero de fácil soldabilidad, por lo que se utiliza en la construcción de estructuras como construcciones de puentes, edificios y estructuras atornilladas y/o soldadas.



**Ventajas:**

- \* Ductilidad y Homogeneidad
- \* Soldabilidad
- \* Relación resistencia / precio
- \* Apto para ser cortado por llama, sin endurecimiento



Propiedades Mecánicas			
Resistencia a la tracción	Limite Elástico, min	Alargamiento %, min	
		200 mm	50 mm
41 - 56 Kg /mm <sup>2</sup>	23 - 25 Kg / mm <sup>2</sup>	20	23
400 - 550 Mpa	250 Mpa.		
58 - 80 ksi.	36 ksi		

Nota. Tomado de: [https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/07/Ficha\\_T%C3%A9cnica\\_Aceros\\_Grado\\_Estructural\\_A36.pdf](https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/07/Ficha_T%C3%A9cnica_Aceros_Grado_Estructural_A36.pdf)

**Apéndice 5. Factor modificación de superficie (Ka)**

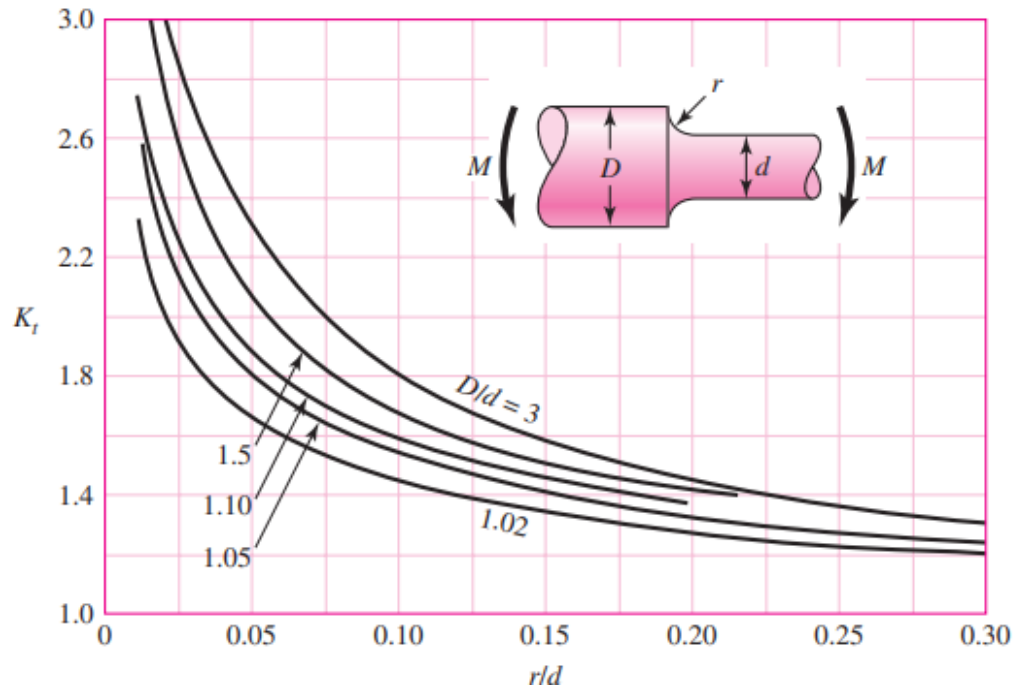
Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	$S_{ut}$ kpsi	$S_{ut}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

*Nota.* Tomado de: Shigley, J. E. (2004) “Unthreaded Fasteners”, cap. 24, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (eds.), Standard Handbook of Machine Design, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York .

**Apéndice 6. Factor de confiabilidad ( $K_e$ )**

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814

*Nota.* Tomado de: Shigley, J. E. (2004) “Unthreaded Fasteners”, cap. 24, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (eds.), Standard Handbook of Machine Design, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York .

**Apéndice 7. Factor de concentración de esfuerzos [Kt]**

*Nota.* Tomado de: Shigley, J. E. (2004) “Unthreaded Fasteners”, cap. 24, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (eds.), Standard Handbook of Machine Design, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York .

Apéndice 8. Selección de mandril

**MONTAJE CON ROSCA**

MODELO DE USO RUDO

- Manga con estriado estándar en todos los modelos

Modelo No.	No. de Cat.	Rango de Capacidad				Soporte Jacobs	Llave No.	Dimensiones				Peso oz		
		Mínimo		Máximo				Largo Cerrado	Largo Abierto	Dia. Manga				
		plg	mm	plg	mm					plg	mm		plg	mm
3B 5/8	6232D	0.125	3	0.625	16.0	5/8-16	K3	3.81	97	2.84	72	2.29	58	32
7BA 3/8	6255D	0 (1)	1	0.250	6.5	3/8-24	K7	2.23	57	1.74	44	1.33	34	7
32BA 1/2	8859D	0 (1)	1	0.375	10.0	1/2-20	K32	3.05	77	2.31	59	1.79	45	14
36B 3/4	6316D	0.188	5	0.800	20.3	3/4-16	K4	4.12	105	3.20	81	2.54	65	46
36B 5/8	6314D	0.188	5	0.800	20.3	5/8-16	K4	4.12	105	3.20	81	2.54	65	46

(1) Capacidad mínima sostendrá una broca de No. 60 (0.040in /1mm).

MODELO DE USO RUDO

- Manga con estriado estándar excepto modelos OB 5/16, 1B 3/8 y 41BA 3/8-S, los cuales son básicos y lisos
- La serie 41 reemplaza a la serie 31

Modelo No.	No. de Cat.	Rango de Capacidad				Soporte Jacobs	Llave No.	Dimensiones				Peso oz		
		Mínimo		Máximo				Largo Cerrado	Largo Abierto	Dia. Manga				
		plg	mm	plg	mm					plg	mm		plg	mm
OB 5/16	6204	.0135	0	0.156	4.0	5/16-24	K0	1.53	39.0	1.17	30.00	0.85	22.0	2
1B 3/8	6208D	.040	1	0.250	6.5	3/8-24	K1	1.95	50.0	1.57	40.00	1.12	28.0	5
2BA 3/8	6219D	.040	1	0.375	10.0	3/8-24	K2	2.81	71.0	2.17	55.00	1.67	42.0	13
41BA 3/8-S	3113B	.040	1	0.375	10.0	3/8-24	K30	2.50	63.5	2.05	52.07	1.43	36.3	8
41BA 1/2	3109D	.040	1	0.375	10.0	1/2-20	K30	2.50	63.5	2.05	52.07	1.43	36.3	8
33BA 1/2	6267D	0.08	2	0.500	13.0	1/2-20	K32	3.09	78.0	2.43	62.00	1.79	45.0	17
33BA 3/8	6263D	0.08	2	0.500	13.0	3/8-24	K32	3.09	78.0	2.43	62.00	1.79	45.0	17
33BA 5/8	6269D	0.08	2	0.500	13.0	5/8-16	K32	3.09	78.0	2.43	62.00	1.79	45.0	17

- (1) Capacidad mínima sostendrá una broca de No. 60 (0.040in /1mm).  
 (2) El modelo OB 15/16 tiene una capacidad mínima de una broca No. 80 (.0135"/.344mm).  
 (S) Manga Suave

MODELO DE USO LIGERO

- Calidad Industrial
- A través de los dientes endurecidos de la manga, proporciona una excelente y durable fuerza de agarre.

Modelo No.	No. de Cat.	Rango de Capacidad				Soporte Jacobs	Llave No.	Dimensiones				Peso oz		
		Mínimo		Máximo				Largo Cerrado	Largo Abierto	Dia. Manga				
		plg	mm	plg	mm					plg	mm		plg	mm
24BA 3/8	1494E	.063	1.6	0.500	13	3/8-24	KK	3.00	76.2	2.30	58.4	1.72	43.6	13
26BA 1/2	1494F	.063	1.6	0.500	13	1/2-20	KK	3.00	76.2	2.30	58.4	1.72	43.6	13



Nota. Tomado de: <https://www.herramientasindustriales.com/assets/jacobs/pdf/jacobs.pdf>

Apéndice 9. Selección de piñón NK35B14

**NK35B**

● Order No. Example  
**NK35B 24**  
 Type No. of Teeth  
 Sprocket No.

Ground Specification Welded Specification

- Chain ..... No.35
- Chain Pitch ..... (P)9.525mm
- Bushing Link Inner Width ..... (W)4.78 mm
- Bushing Outside Diameter ..... (Dr)5.08 mm
- Tooth Width ..... (T)4.3 mm

Type	No. of Teeth	Outer Diameter Do	Pitch Diameter Dp	Shaft Hole Diameter d			Bos. Diam. BD	Boss Length BL	Shape	Material	Weight kg	V	Semi-F V
				Parallel	Minimum	Maximum							
NK35B	8	29	24.89	8	9	10	★18.5	20	Ground Specification	Carbon Structural Steel High-frequency Hardened Teeth	0.06		
	9	32	27.85	8	9	11	★21.5	20			0.06		
	10	35	30.82	8	9	12	★24.5	20			0.08		
	11	38	33.81	8	9	14	★27	20			0.09		
	12	41	36.80	9	10	16	★30.5	20			0.12		
	13	44	39.80	9	10	18	★32	20			0.12		
	14	47	42.81	9	10	18	32	20			0.12		
	15	51	45.81	9	10	20	35	20			0.16		
	16	54	48.82	9	10	20	37	20			0.19		
	17	57	51.84	11	12	25	41	20			0.22		
	18	60	54.85	11	12	25	44	20			0.25		
	19	63	57.87	11	12	28	47	20			0.28		
	20	66	60.89	11	12	30	50	20			0.32		
	21	69	63.91	11	12	32	53	20			0.36		
	22	72	66.93	11	12	35	56	20			0.37		
	23	75	69.95	11	12	38	60	20			0.38		
	24	78	72.97	11	12	32	53	22			0.43		
	25	81	76.00	11	12	32	53	22			0.44		
	26	84	79.02	11	12	32	53	22			0.45		
	27	87	82.05	11	12	32	53	22			0.46		
	28	90	85.07	11	12	32	53	22			0.48		
	29	93	88.10	11	12	32	53	22			0.49		
	30	96	91.12	11	12	32	53	22			0.51		
	31	99	94.15	11	12	32	53	22			0.53		
	32	102	97.18	11	12	32	53	22			0.54		
	33	105	100.20	11	12	32	53	22			0.56		
	34	109	103.23	11	12	32	53	22			0.57		
	35	112	106.26	11	12	32	53	22			0.59		
	36	115	109.29	12	13	32	53	22			0.61		
	37	118	112.31	12	13	42	63	25			0.80		
	38	121	115.34	12	13	42	63	25			0.82		
	39	124	118.37	12	13	42	63	25			0.84		
	40	127	121.40	12	13	42	63	25			0.85		

Nota. Tomado de: MISUMI (s.f.) NK35B [https://us.c.misumi-ec.com/book/KTM1\\_SEA\\_03/pdf/0152.pdf](https://us.c.misumi-ec.com/book/KTM1_SEA_03/pdf/0152.pdf)

Apéndice 10. Selección de cadena eslabonada

### KCM Standard Roller Chains

**Order No. Example**  
**80- 2 RP 120 Links**  
**10ft**  
**3m**

Chain No. | No. of Rows | Pin Type | Unit

Standard roller chains complying with the JIS/ANSI standards. Both single-row and multiple-row (2-row, 3-row, 4-row) chains are always in stock, used in all industries for transmission and driving of various equipment.

Chain No.	Pin Type	Pitch P	Roller Dia./mm R	Inner Link Width W	Link Plate Thickness T	Link Plate Height H	Pin Diameter D	Pin Length (JL Part) L				Pin C	Average Tensile Strength kN (kgf)	Maximum Allowable Tension kN (kgf)	
								1 row	2 rows	3 rows	4 rows				
06B	RP	9.525	6.35	5.72	1.3	8.1	3.28	13.6	-	-	-	-	-	-	-
25	RP	6.350	3.30	3.18	0.75	5.8	2.31	8.6	-	-	-	-	4.4 ( 450)	0.64 ( 65)	
35	RP	9.525	5.08	4.78	1.25	8.8	3.59	12.8	22.9	33.0	-	10.1	10.8 ( 1,100)	2.16 ( 220)	
410	RP	12.70	7.75	3.40	1.0	9.5	3.64	10.8	-	-	-	-	9.81 ( 1,000)	-	
415	RP	12.70	7.75	4.76	1.1	9.5	3.64	12.4	-	-	-	-	9.81 ( 1,000)	2.16 ( 220)	
415 S	RP	12.70	7.77	4.76	1.5	11.7	3.97	14.7	-	-	-	-	18.10 ( 1,850)	3.73 ( 380)	
420	RP	12.70	7.77	6.35	1.5	12.0	3.97	16.15	-	-	-	-	18.10 ( 1,850)	3.73 ( 380)	
40	RP	12.70	7.92	7.95	1.5	11.7	3.97	17.6	32.0	46.4	60.8	14.4	18.10 ( 1,850)	3.63 ( 370)	
50	RP	15.875	10.16	9.53	2.0	14.6	5.09	21.8	39.9	58.0	76.1	18.1	29.90 ( 3,050)	6.37 ( 650)	
60	RP	19.05	11.91	12.70	2.4	17.5	5.96	26.8	49.6	72.4	95.2	22.8	41.20 ( 4,200)	8.83 ( 900)	
80	RP	25.40	15.88	15.88	3.2	23.0	7.94	35.3	64.6	93.9	123.2	29.3	72.60 ( 7,400)	14.71 ( 1,500)	
100	RP	31.75	19.05	19.05	4.0	28.9	9.54	43.2	79.0	114.8	150.6	35.8	112.80 (11,500)	22.56 (2,300)	
120	CP	38.10	22.23	25.40	4.8	35.0	11.11	53.8	99.2	144.6	-	45.4	156.90 (16,000)	30.40 (3,100)	
140	CP	44.45	25.40	25.40	5.6	40.7	12.71	58.6	107.5	156.4	-	48.9	210.80 (21,500)	40.21 (4,100)	
160	CP	50.80	28.58	31.75	6.4	46.7	14.29	69.6	128.1	186.6	-	58.5	269.7 (27,500)	52.96 (5,400)	
200	CP	63.50	39.68	38.10	8.0	58.4	19.86	86.3	157.9	229.5	-	71.6	470.7 (48,000)	71.59 (7,300)	

Order No. Example: Chain No. | No. of Rows | Pin Type | Unit and Quantity

**Same-day shipping (Unit Only)**  
 \* Products with dimensional cutting are shipped in 3 working days.

**Postage**  
 Customers requesting dimensional cutting should use FITLINK Roller Chains (FT) on P34 to P48. [Available for No.25 to 80]

**Notes**  
 \* \* indicates the bushing diameter of bushed chains.  
 \* The rupture strength of multiple row chains is calculated by multiplying that of a single row chain by the number of the rows. (The table above shows the rupture strength of single row chains.)  
 \* Pin type: RP is a rivet type and CP is a cotter pin type.  
 \* For 06B, the minimum rupture strength is 1,000kgf or less.  
 \* The offset link of No. 25 is a 2-pitch type.  
 \* Dimensional cutting products will be charged as a combination of product price with chain cutting fee included.

Nota. Tomado de: MISUMI (s.f.) *KCM Standard Roller Chains* [https://mx.c.misumi-ec.com/book/KTM1\\_SEA\\_03/pdf/0072.pdf](https://mx.c.misumi-ec.com/book/KTM1_SEA_03/pdf/0072.pdf)

Apéndice 11. Selección de rodamiento

Características & tipos
Dimensiones & ratios de carga

---

**Características**

Seleccione una o más características del rodamiento.

**Carga**

$F_r$  Carga radial

$F_a$  Carga axial en un sentido

$F_a$  Carga axial en ambos sentidos

Momentos alrededor de todos los ejes

**Obturation**

Obturado en un lado

**Lubricación**

$L_h$  Lubricación de por vida, ausencia de mantenimiento

Lubricación con grasa

Lubricación con aceite

**Recubrimiento**

Protección contra la corrosión

**Tipo de rodamiento**

Seleccione pl. tipo de rodamiento

**Rodamientos a bolas**

Rodamientos rígidos a bolas

Rodamientos a bolas de contacto angular

Rodamientos con cuatro puntos de contacto

Rodamientos oscilantes de bolas

Rodamientos de sección constante

Rodamientos axiales de bolas

Rodamientos insertables y poleas tensoras de correa

**Rodamientos de superprecisión**

Rodamientos radiales de alta precisión

Rodamientos axiales de alta precisión

**Rodamientos de rodillos**

Rodamientos de rodillos cilíndricos

Rodamientos oscilantes de una hilera de rodillos

Rodamientos de rodillos cónicos

Rodamientos oscilantes de rodillos

Rodamientos axiales oscilantes de rodillos

Rodamientos de agujas

Rodamientos axiales de agujas

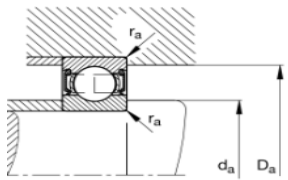
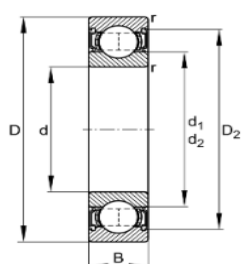
Rodamientos de rodillos de contacto axial-angular

**Casquillos de fricción**

Rótulas

Cabeza de rótula

↑ Producto	↑ d (mm)	↑ D (mm)	↑ B (mm)	↑ $\approx m$ (kg)	↑ $C_r$ (N)	↑ $C_{0r}$ (N)	↑ $T_{max}$ (°C)	↑ $T_{min}$ (°C)	↑
S6204-2RSR-FD	20	47	14	0,109	10.900	5.320	100	-30	
S6205-2RSR-FD	25	52	15	0,13	11.900	6.300	100	-30	
S6206-2RSR-FD	30	62	16	0,211	16.500	9.070	100	-30	
S6207-2RSR-FD	35	72	17	0,303	21.800	12.300	100	-30	
S6208-2RSR-FD	40	80	18	0,384	24.700	14.300	100	-30	
S6209-2RSR-FD	45	85	19	0,383	27.800	16.400	100	-30	



Unidades  
 Métrico     Imperial

**Medidas principales y datos de rendimiento**

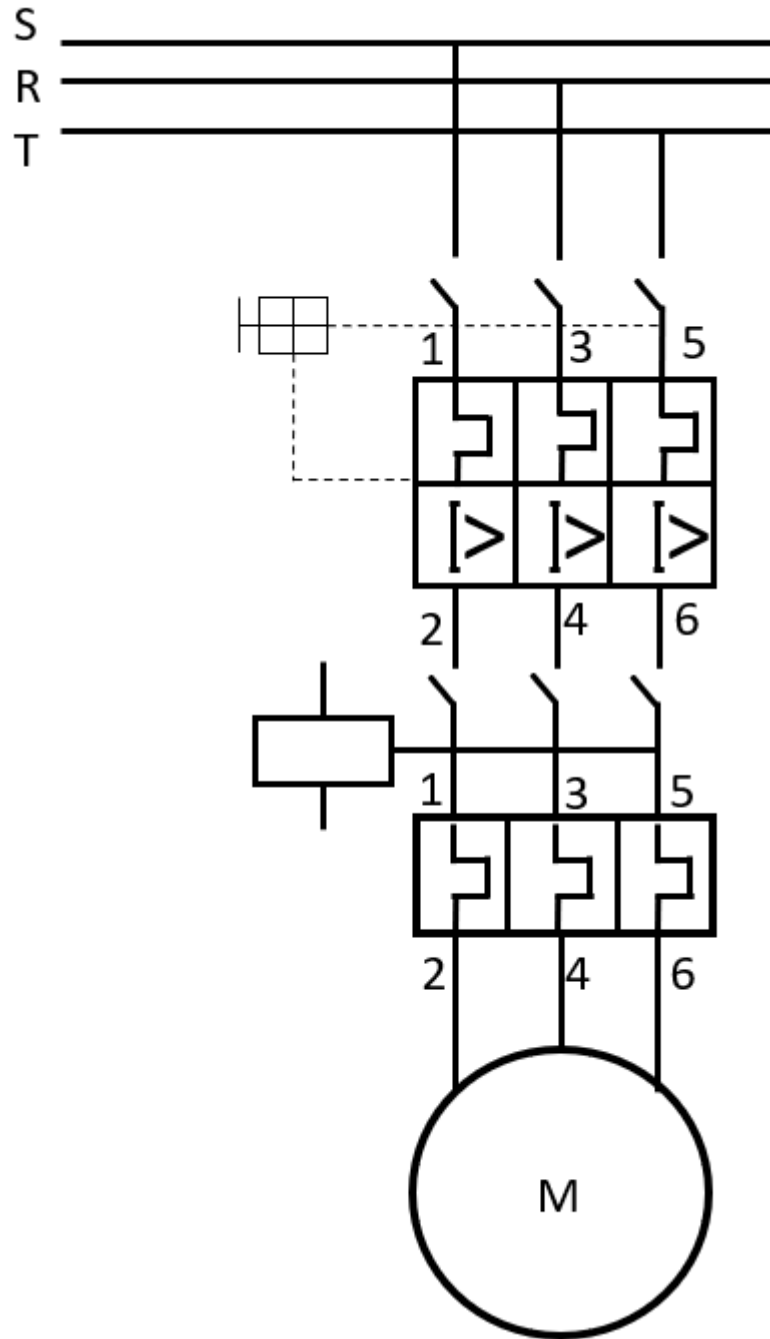
d	45 mm	Diámetro del agujero
D	85 mm	Diámetro exterior
B	19 mm	Anchura
$C_r$	27.800 N	Capacidad de carga dinámica, radial
$C_{0r}$	16.400 N	Capacidad de carga estática, radial
$C_{ur}$	1.490 N	Límite de carga por fatiga, radial
$n_G$	3.200 1/min	Velocidad límite de rotación
$\approx m$	0,383 kg	Peso

**Medidas de montaje**

$d_{a \min}$	52 mm	Diámetro mínimo resalte del eje
$D_{a \max}$	78 mm	Diámetro máximo del resalte del alojamiento
$r_{a \max}$	1,1 mm	Radio máximo de garganta

Nota. Tomado de: [www.schaffler.com](http://www.schaffler.com).

Apéndice 12. Circuito eléctrico



**Apéndice 13. Programación completa**

```
#include <Wire.h>
```

```
#include <LiquidCrystal_I2C.h>
```

```
LiquidCrystal_I2C lcd(0x27, 16, 2); // Dirección I2C y dimensiones de la pantalla LCD
```

```
double periodo = 1000; // Periodo de un segundo en milisegundos
```

```
int rpm = 0;
```

```
volatile int contador = 0;
```

```
volatile int contador_total = 0;
```

```
unsigned long tiempoAhora = 0;
```

```
bool mostrarRPM = true; // Variable para alternar entre RPM y ciclos
```

```
const unsigned long intervaloCambio = 5000; // Intervalo para cambiar entre RPM y ciclos (en milisegundos)
```

```
unsigned long tiempoUltimoCambio = 0;
```

```
const int triggerPin = 3; // Pin de disparo del sensor HC-SR04
```

```
const int echoPin = 4; // Pin de eco del sensor HC-SR04
```

```
const int fsrPin = A0; // Pin analógico al que está conectado el sensor de fuerza
```

```
const int referencia = 1023; // Valor máximo de lectura analógica (para la resolución de 10 bits del Arduino)
```

```
const int fuerzaMaxima = 10; // Valor máximo que puede medir el sensor de fuerza (ajústalo
según las especificaciones del sensor)
```

```
void interruptFunction() {
    contador++;
    contador_total++;
}
```

```
void setup() {
    pinMode(2, INPUT_PULLUP);
    pinMode(triggerPin, OUTPUT);
    pinMode(echoPin, INPUT);
    pinMode(fsrPin, INPUT);
    Serial.begin(9600);

    lcd.begin(16, 2); // Inicializar la pantalla LCD
    lcd.setContrast(50); // Ajustar el contraste (0-255)
    lcd.setBacklight(255); // Ajustar el brillo (0-255)
}
```

```
void loop() {
    attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(2), interruptFunction, RISING);
    delay(1000);
}
```

```
detachInterrupt(digitalPinToInterrupt(2));

// Cada un minuto, calcular RPM y ciclos
if (millis() - tiempoAhora >= periodo) {
  rpm = (contador * 60000) / periodo;
  Serial.print("rpm: ");
  Serial.println(rpm);
  Serial.print("ciclos: ");
  Serial.println(contador_total);

  tiempoAhora = millis();
  contador = 0; // Reiniciamos contador
}

// Leer el valor analógico del sensor de fuerza
int lecturaFuerza = analogRead(fsrPin);

// Convertir la lectura a una fuerza en Newtons (o cualquier otra unidad de fuerza)
float fuerza = (float(lecturaFuerza) / referencia) * fuerzaMaxima*9.81*2*0.075;

// Imprimir el valor de la fuerza en la consola
Serial.print("Fuerza (N): ");
Serial.println(fuerza);
```

```
// Cambiar entre mostrar RPM y ciclos y mostrar distancia en intervalos regulares
```

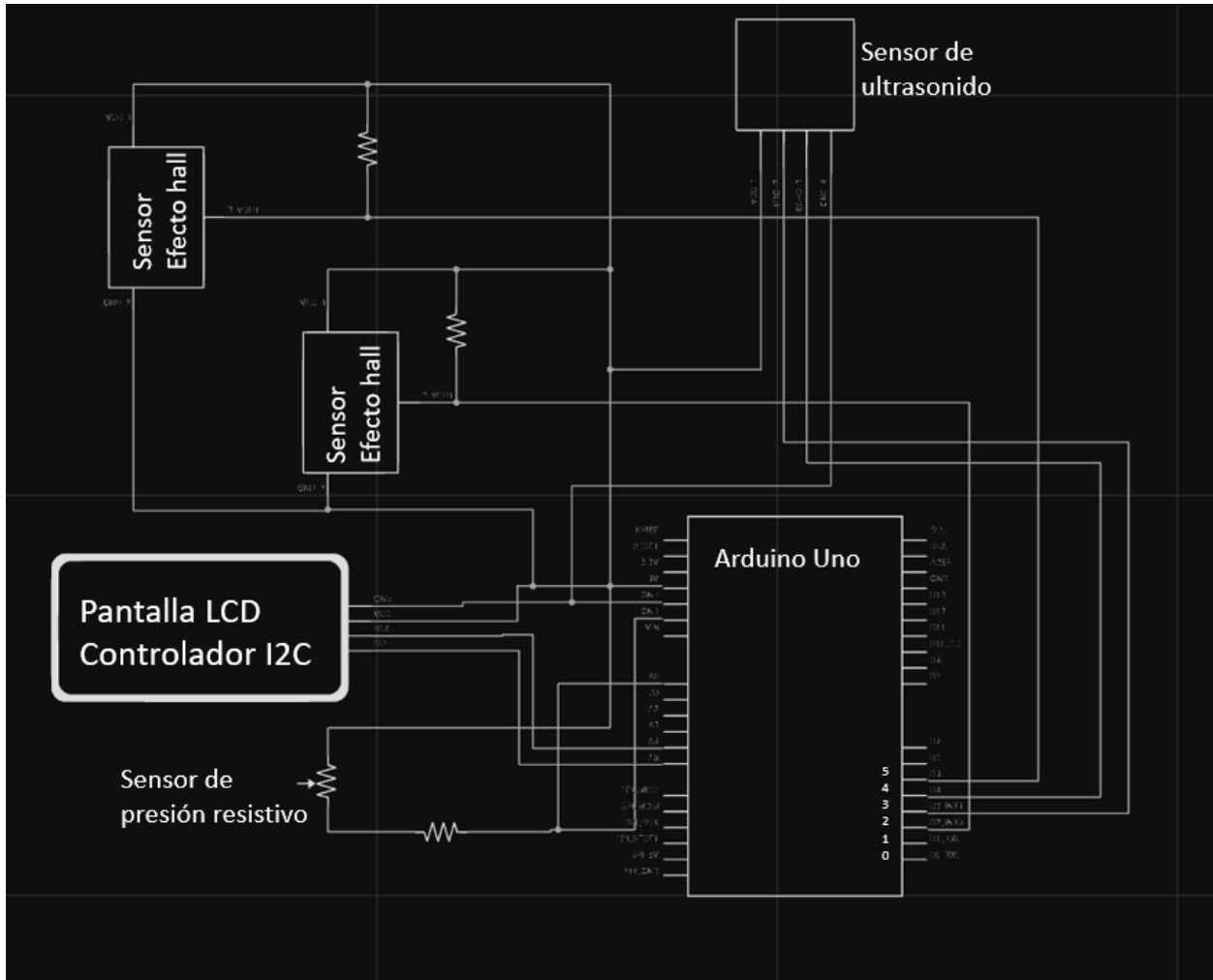
```
if (millis() - tiempoUltimoCambio >= intervaloCambio) {  
    tiempoUltimoCambio = millis();  
    mostrarRPM = !mostrarRPM; // Alternar el valor  
}
```

```
// Mostrar RPM y ciclos o distancia y fuerza en la pantalla LCD
```

```
lcd.clear();  
lcd.setCursor(0, 0);  
  
if (mostrarRPM) {  
    lcd.print("RPM: ");  
    lcd.print(rpm);  
    lcd.setCursor(0, 1);  
    lcd.print("Ciclos: ");  
    lcd.print(contador_total);  
} else {  
    float distancia = medirDistancia();  
    lcd.print("Distancia: ");  
    lcd.print(distancia);  
    lcd.print(" cm");
```

```
Serial.print("Distancia: ");  
  
Serial.print(distancia);  
  
Serial.println(" cm");  
  
  
lcd.setCursor(0, 1);  
  
lcd.print("Fuerza: ");  
  
lcd.print(fuerza);  
  
lcd.print(" N");  
  
}  
  
}  
  
float medirDistancia() {  
  
    digitalWrite(triggerPin, LOW);  
  
    delayMicroseconds(2);  
  
    digitalWrite(triggerPin, HIGH);  
  
    delayMicroseconds(10);  
  
    digitalWrite(triggerPin, LOW);  
  
  
    unsigned long duracion = pulseIn(echoPin, HIGH);  
  
    float distancia = duracion * 0.034 / 2;  
  
  
    return distancia;  
  
}
```

Apéndice 14. Diagrama de conexiones del sistema electrónico de recolección de datos.



Apéndice 15. Características geométricas y técnicas del sistema de frenado.

AK 125/150 NE

Retire la bomba del manubrio y con especial cuidado el guardapolvo del pistón. **Fig.4.12**

**Desarme**  
Con unas pinzas adecuadas remueva el pin del pistón. **Fig.4.13**

Hale el pistón, este debe salir sin hacer gran esfuerzo.

Para limpiar los componentes de la bomba no utilice solventes, utilice líquido de freno nuevo.

**Inspección**  
Verifique los retenedores y el cuerpo de la bomba como tal, respecto a rayones, desgaste, daños en general,

Cambie el elemento en donde encuentre defectos o desgastes. **Fig.4.14**

Verifique el diámetro interior del cilindro maestro.

Verifique que no hallan ralladuras ni desgarre de material. **Fig.4.15**

	Limite de servicio
	12.76 mm

**Nota**  
Siempre que desmonte el sistema replaze los retenedores (sellos de presión del pistón).



**Fig.4.12**  
Guardapolvo



**Fig.4.13**  
Pin



**Fig.4.14**  
Retenes  
Cuerpo de la bomba



**Fig.4.15**

10

AK 125/150 NE

Verifique el desgaste del pistón.

Este no debe presentar ralladuras ni deformaciones al igual que los retenedores (sellos de presión).

**Fig.4.16**

	Límite de servicio
	12.52 mm

**Ensamble**

Ensamble el sistema en forma contraria a su desarme, tenga en cuenta la información del diagrama de despiece del cilindro maestro, respecto a los torques de apriete.

Lubrique todos los elementos del sistema solo con liquido de frenos nuevo antes de su ensamble (DOT 4 ó superior), nunca utilice grasa ó aceite, estos productos deterioran los retenedores y fallan al poco tiempo de instalarlos.

**MORDAZA**

**Remoción**

Retire los tornillo que sujetan la mordaza a la suspensión (A) y la manguera del sistema, drene el fluido de frenos (B), afloje los tornillos las pastillas (C) (remítase a cambio de pastillas y liquido de frenos). **Fig.4.17**

**Desensamble**

Coloque un trozo de tela o madera en la parte de los pistones para protegerlos cuando salgan, inyecte aire con poca presión hasta que estos salgan. **Fig.4.18**



**Retenes**

**Fig.4.16**



**Fig.4.17**



**Fig.4.18**

**Advertencia**  
No utilice aire de alta presión, puede ocasionar un accidente.

11



AK 125/150 NE

Mida el diámetro exterior del pistón.  
**Fig.4.21**

	Límite de servicio
	24.70 mm

**Ensamble**  
Cambie los retenes y guardapolvos del pistón por unos nuevos.

Cambie cualquier elemento que presente desgaste ó irregularidades que afecten su buen funcionamiento.

Aplique grasa de silicona a los guardapolvos del soporte de la mordaza.

Lubrique los retenedores y guardapolvos del pistón con líquido de frenos nuevo, al igual que cada pistón. **Fig.4.22**

Ensamble el sistema en forma contraria a su desarme, recuerde tener en cuenta la información que se observa en el diagrama de despiece del cilindro maestro, respecto a torques y reemplazo de elementos.



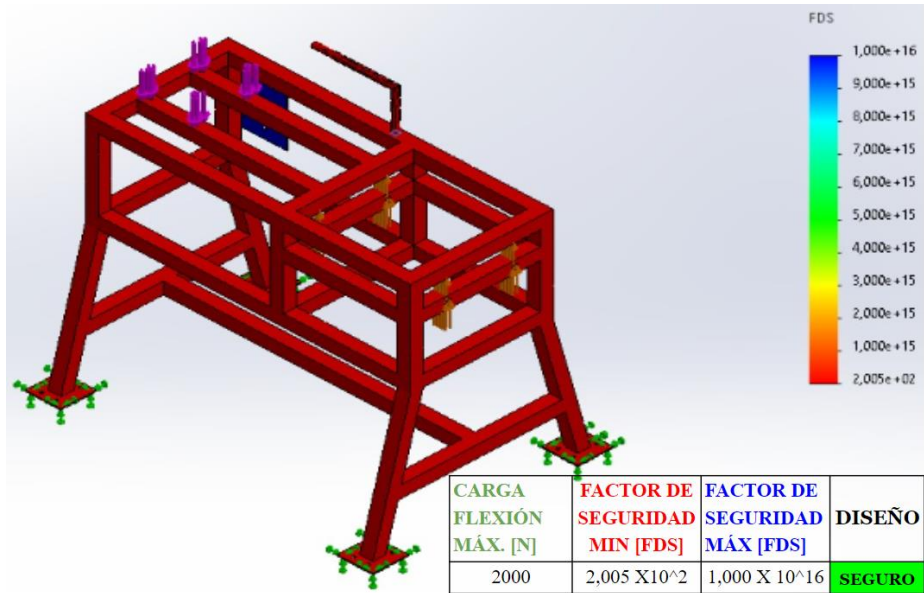
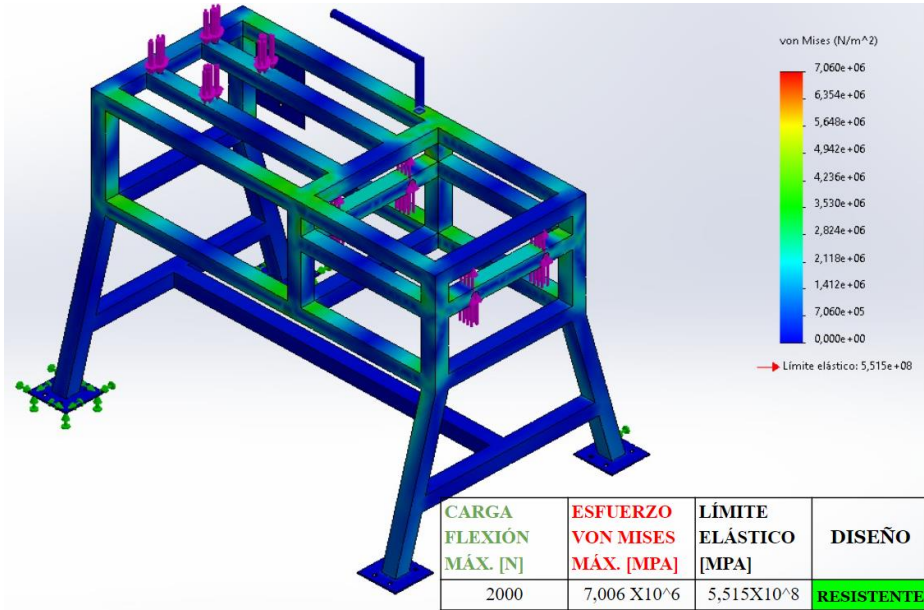

**Fig.4.21**

**Fig.4.22**

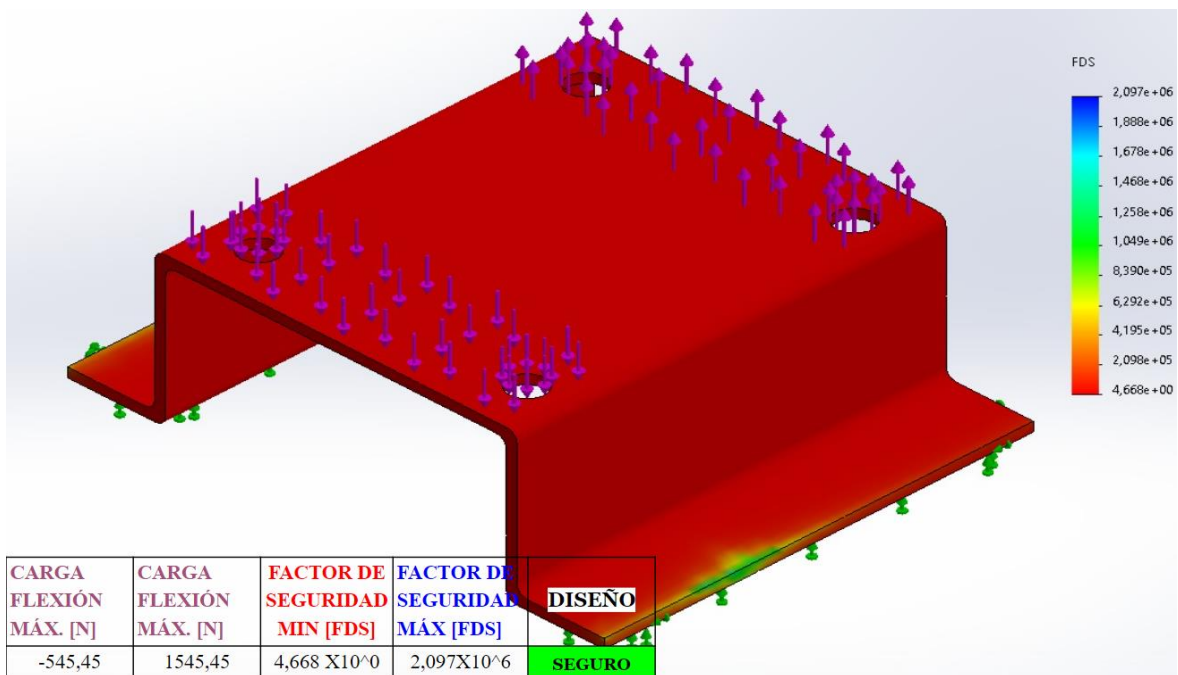
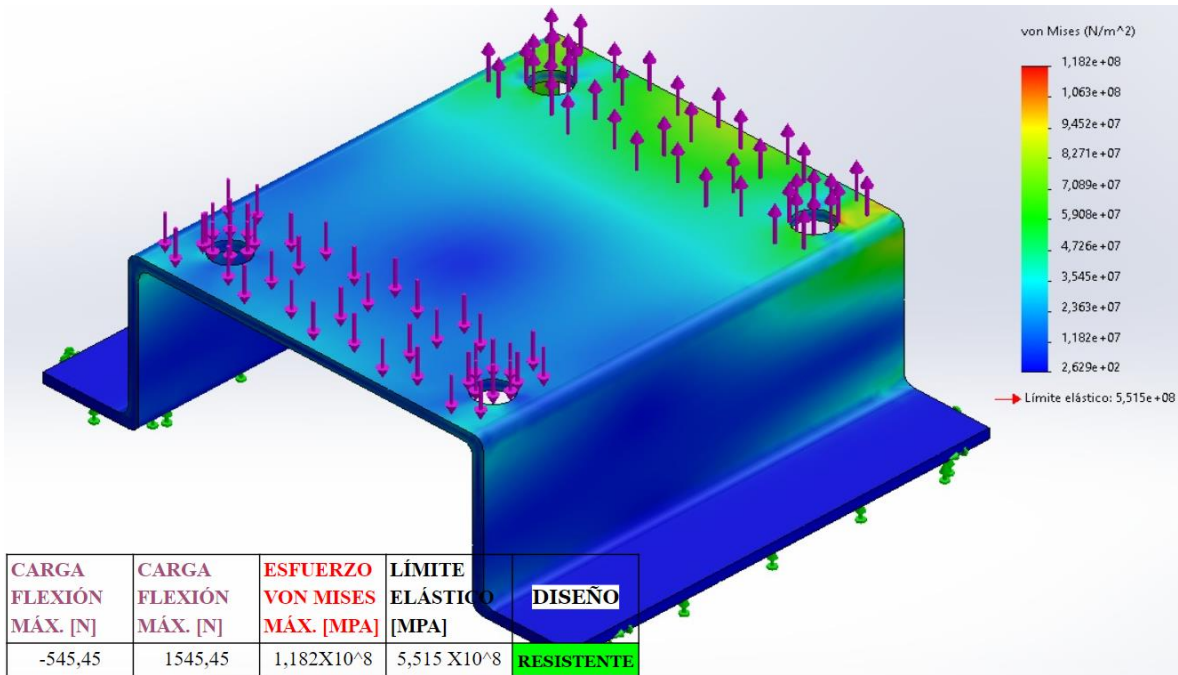
13

*Nota.* Tomado de: “MANUAL DE SERVICIO TÉCNICO NEW EVO 125/150-AKT MOTOS”.

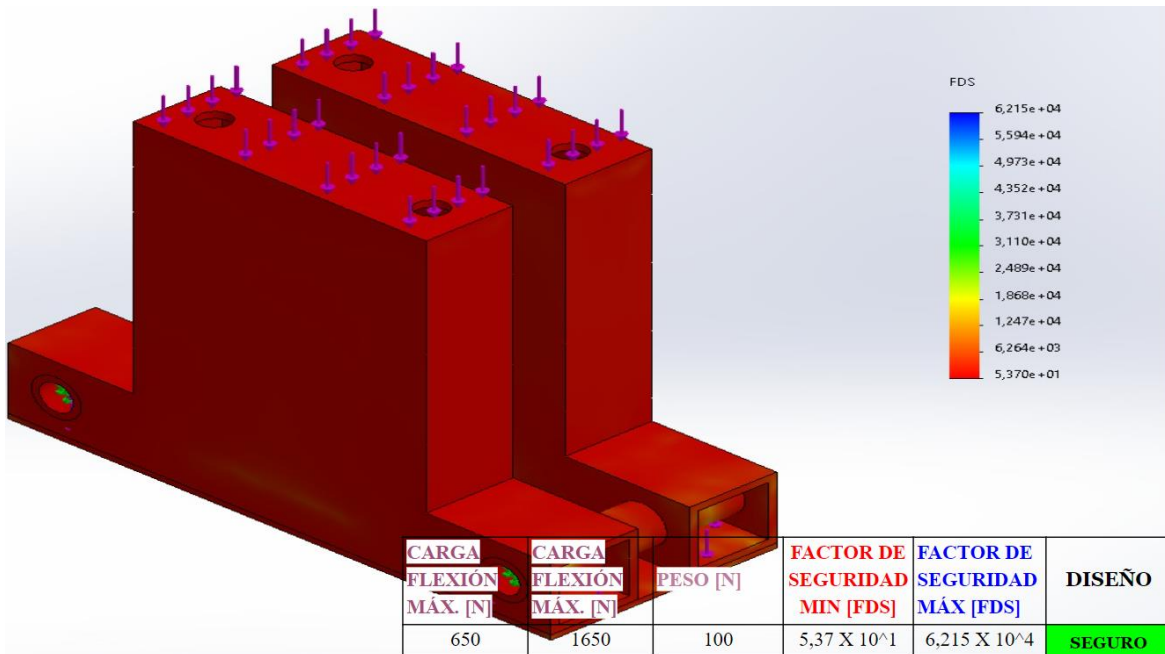
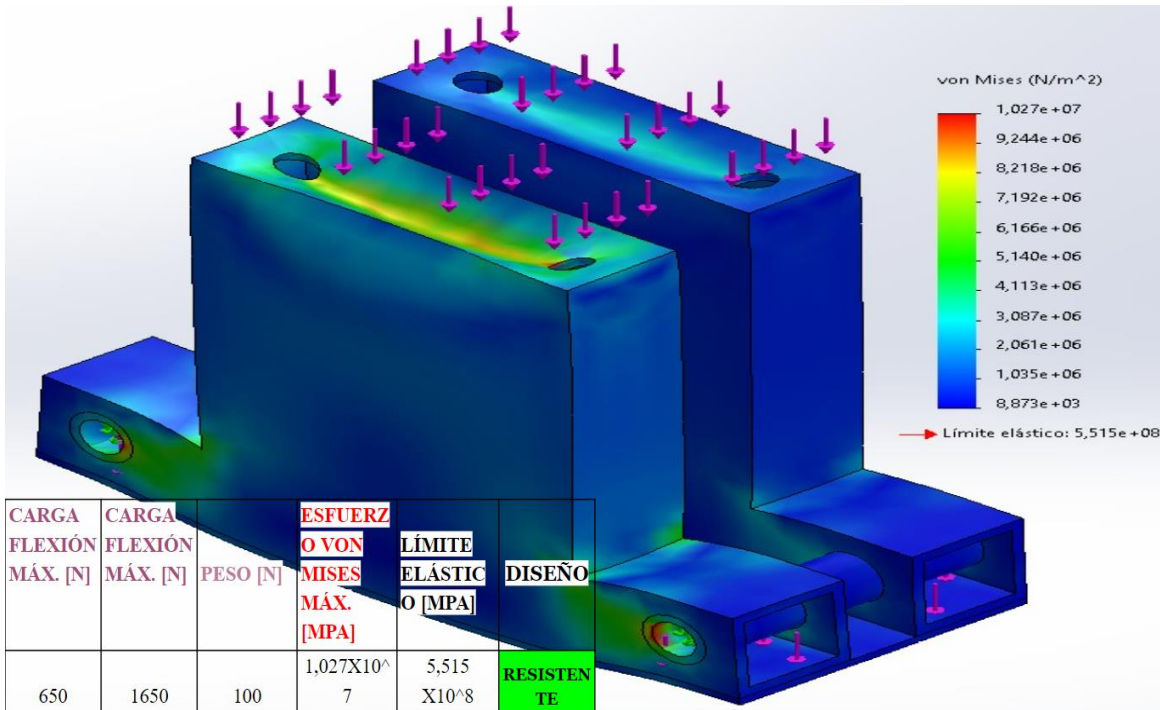
Apéndice 16. Mef estructura principal



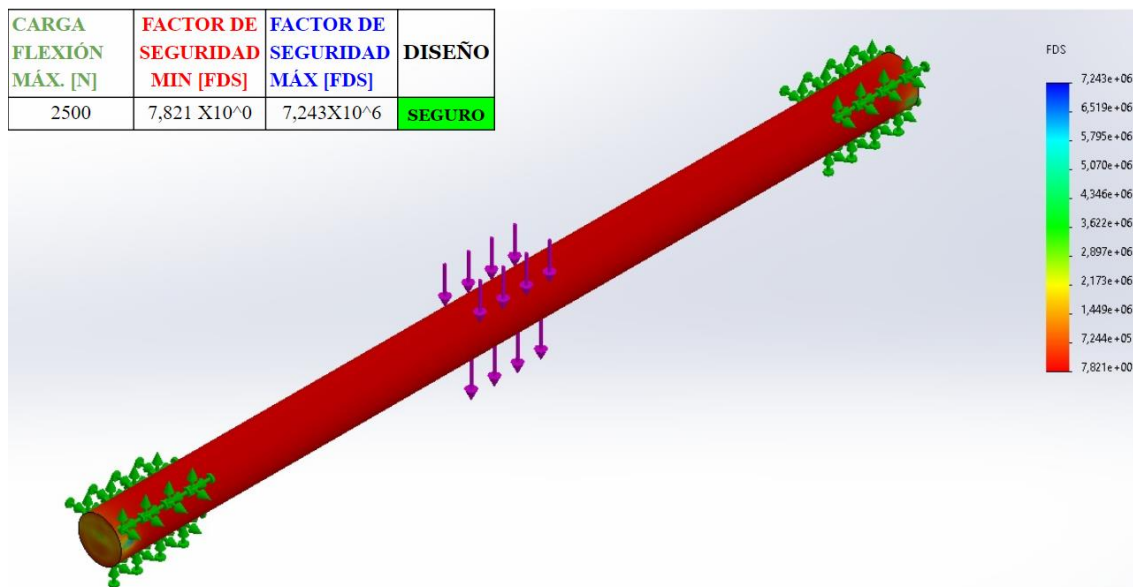
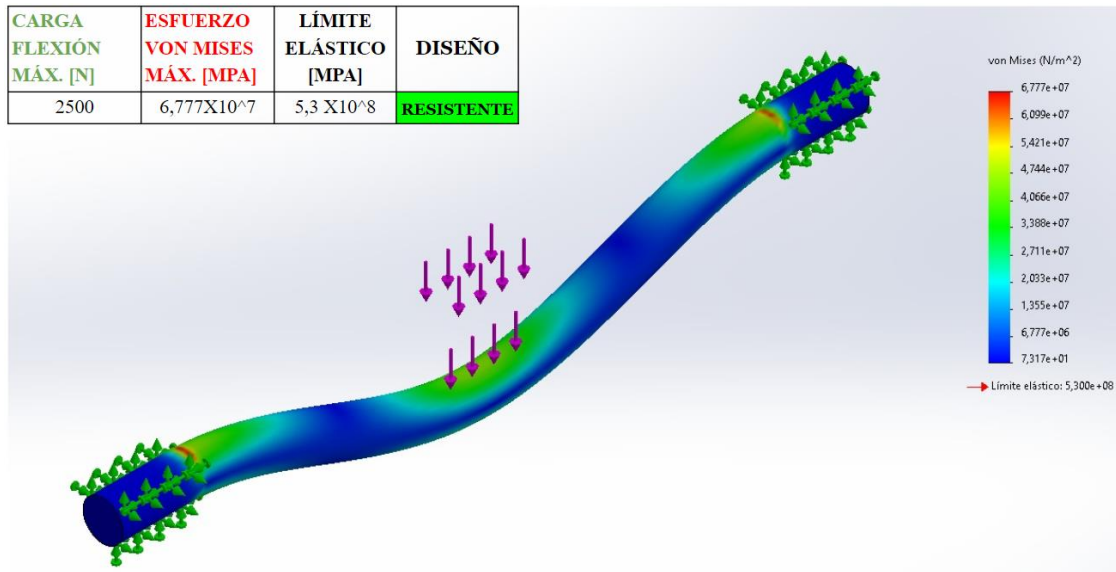
Apéndice 17. Mef soporte fijo chumaceras



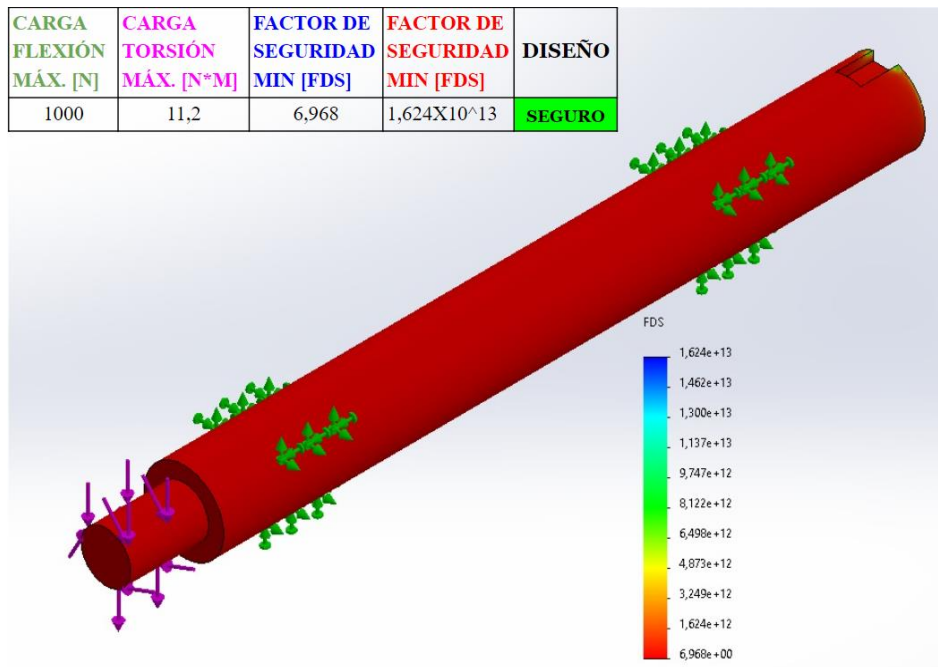
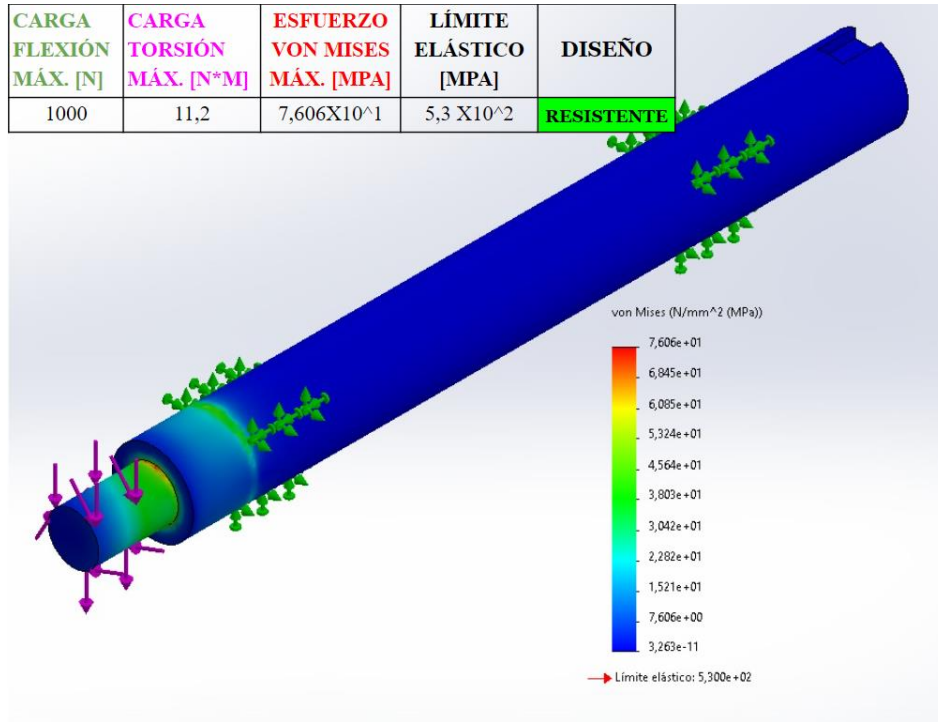
Apéndice 18. Mef soporte chumaceras móvil



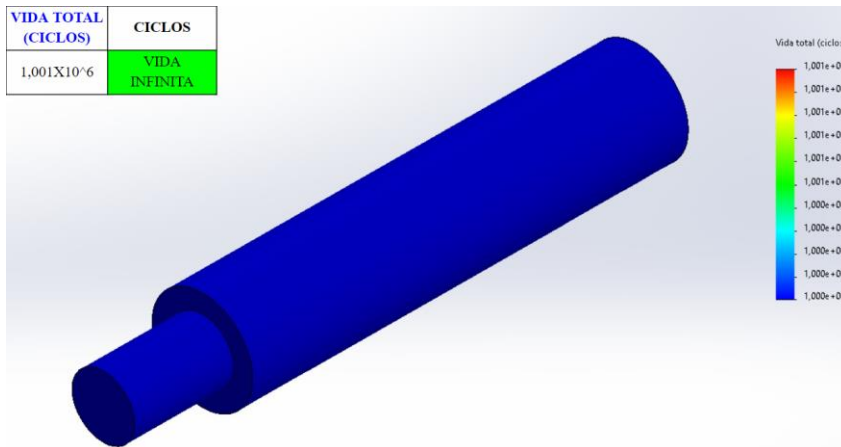
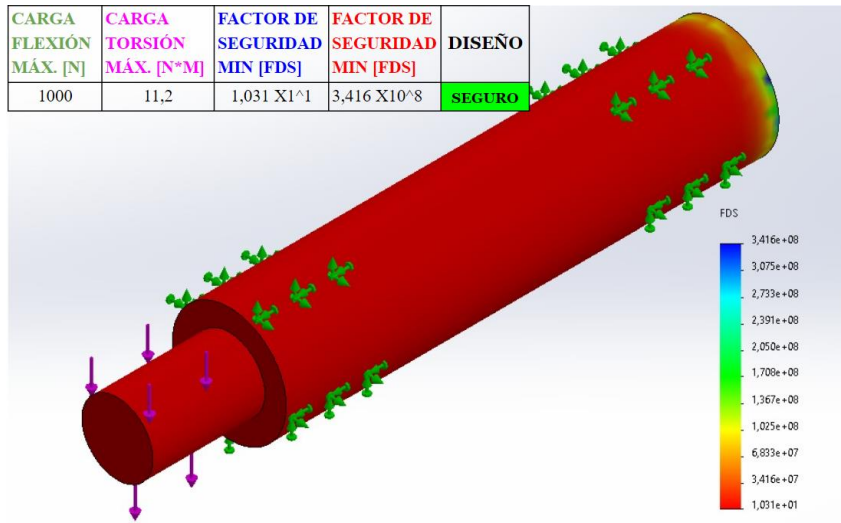
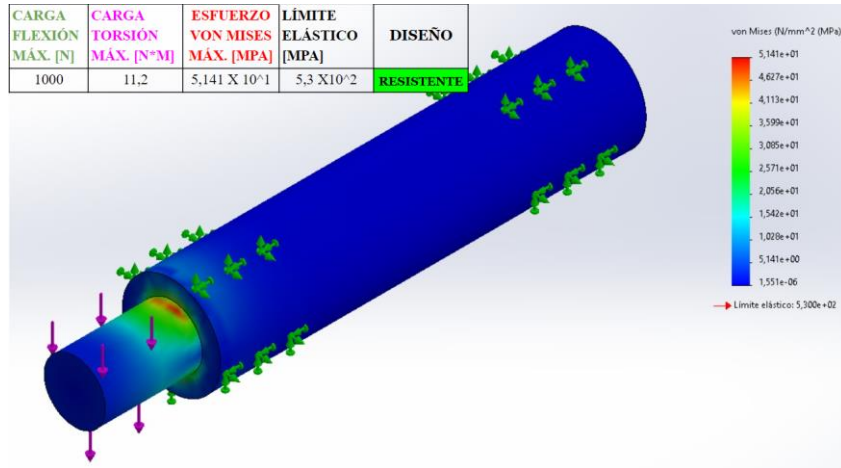
Apéndice 19. Mef ejes pasantes



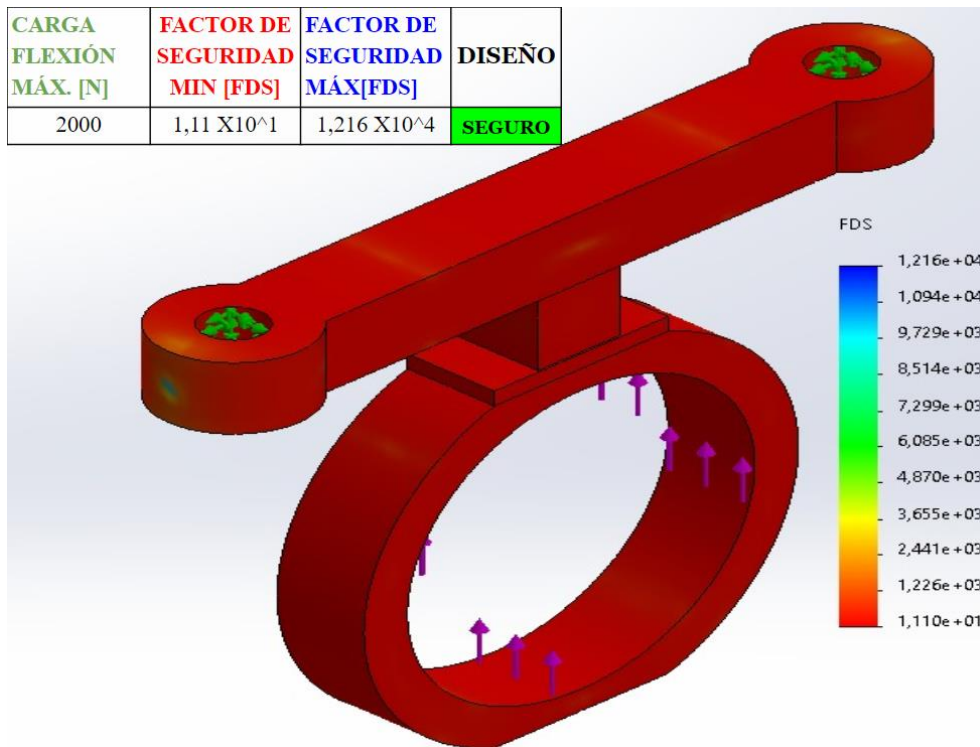
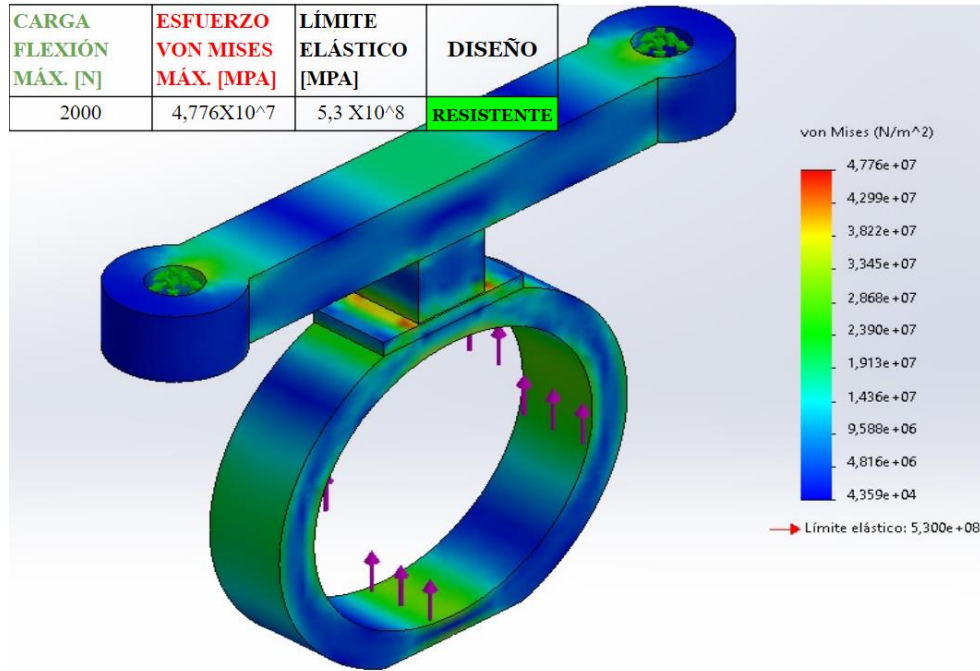
Apéndice 20. Mef eje principal



Apéndice 21. Mef eje secundario

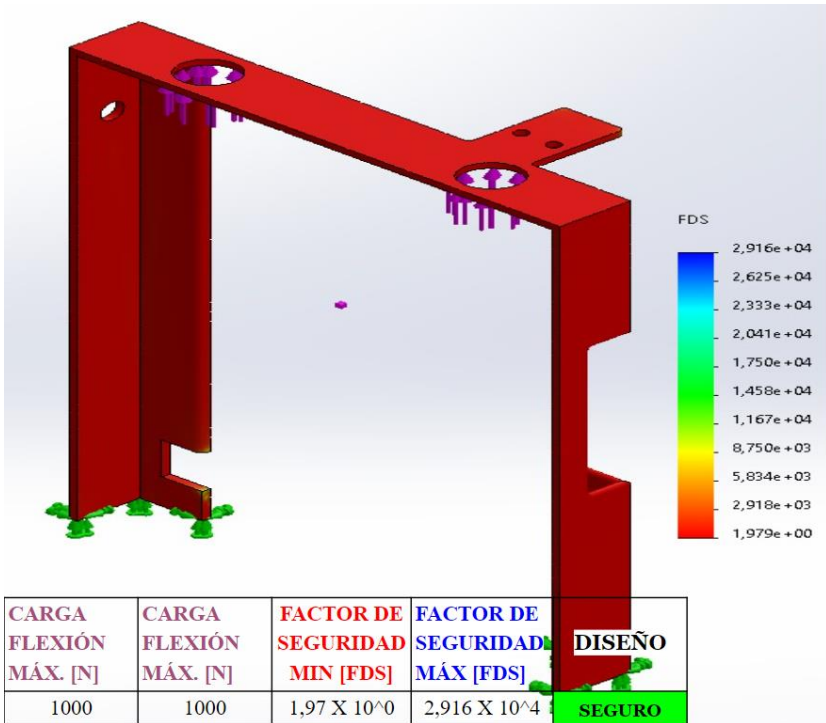
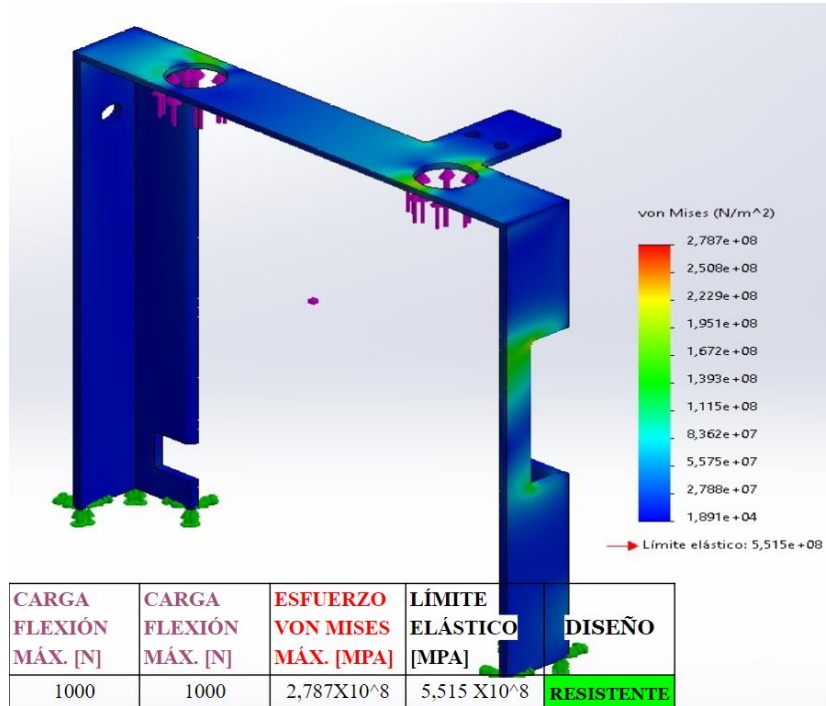


Apéndice 22. Mef “ $\sigma$ ”

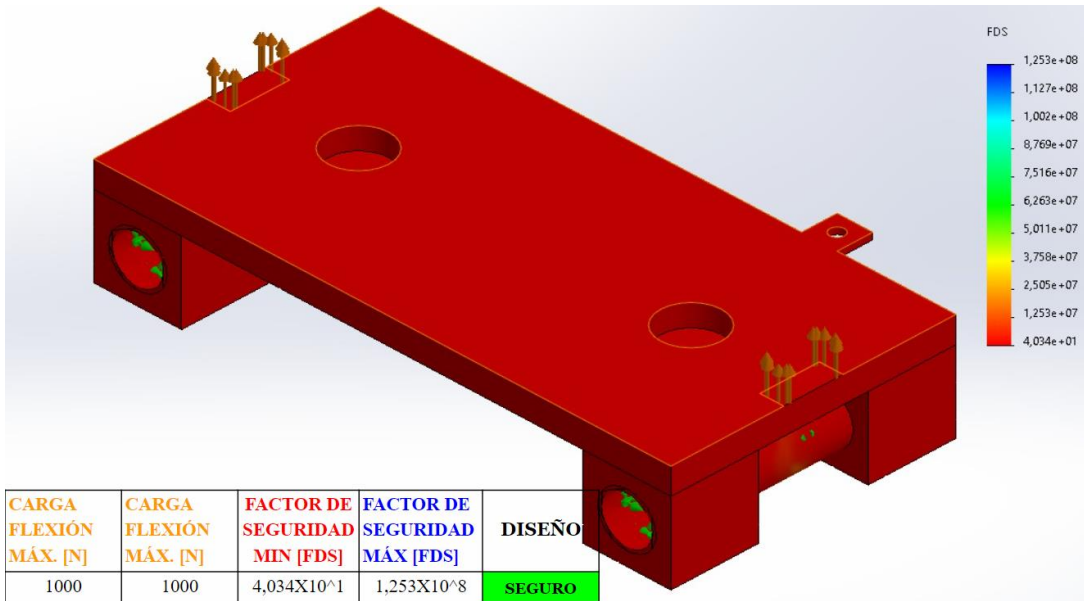
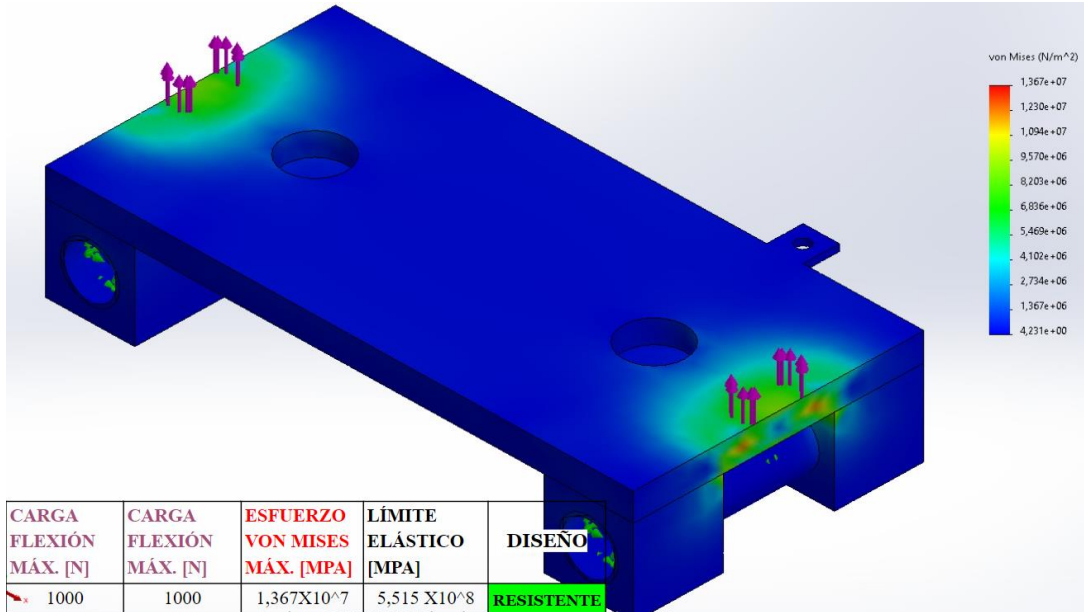


Apéndice 23. Mef estructura de flexión

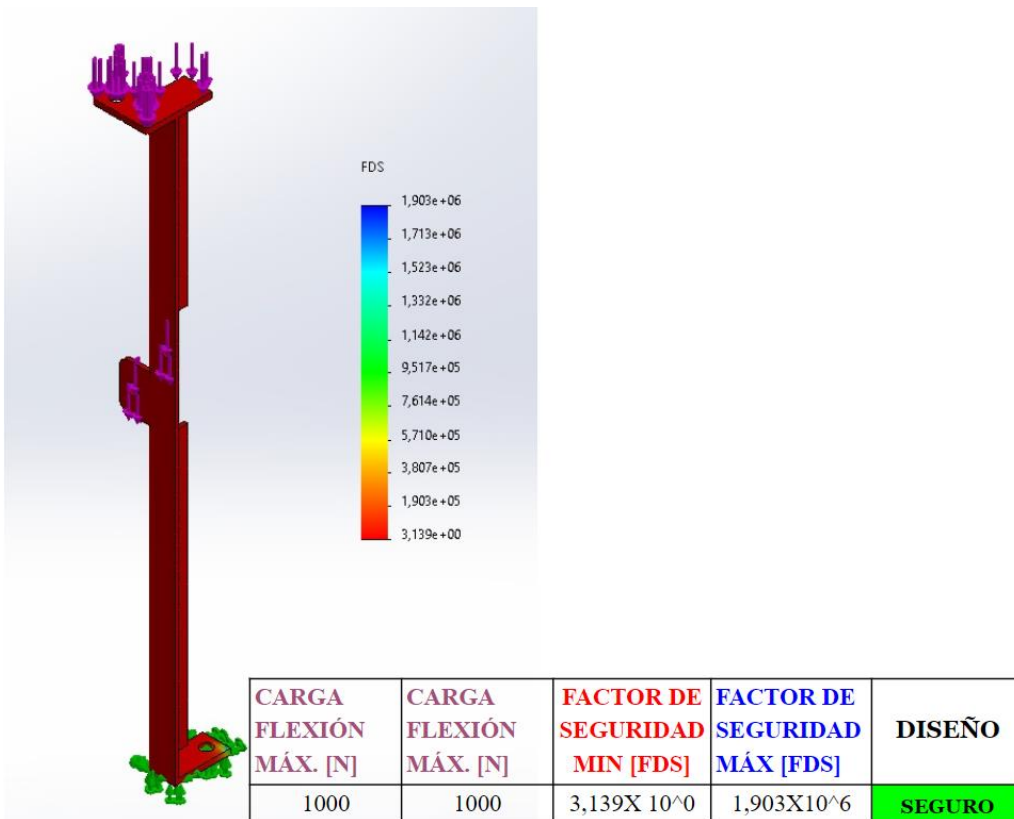
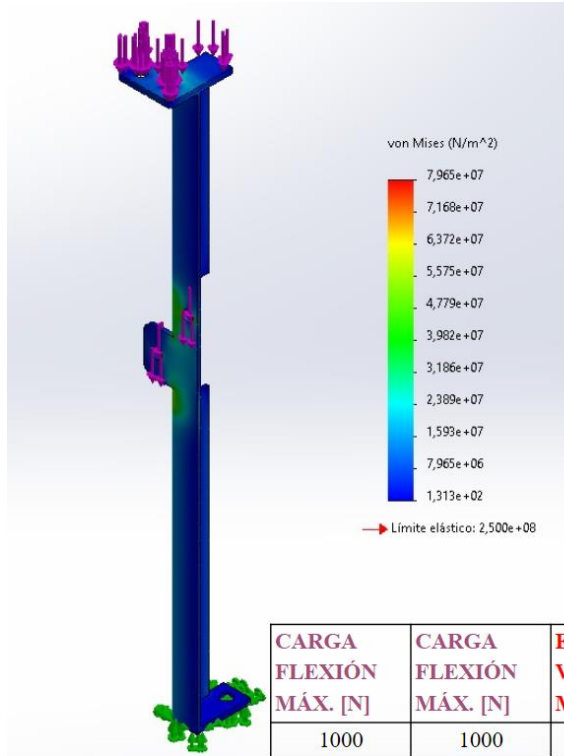
“Estructura arco”



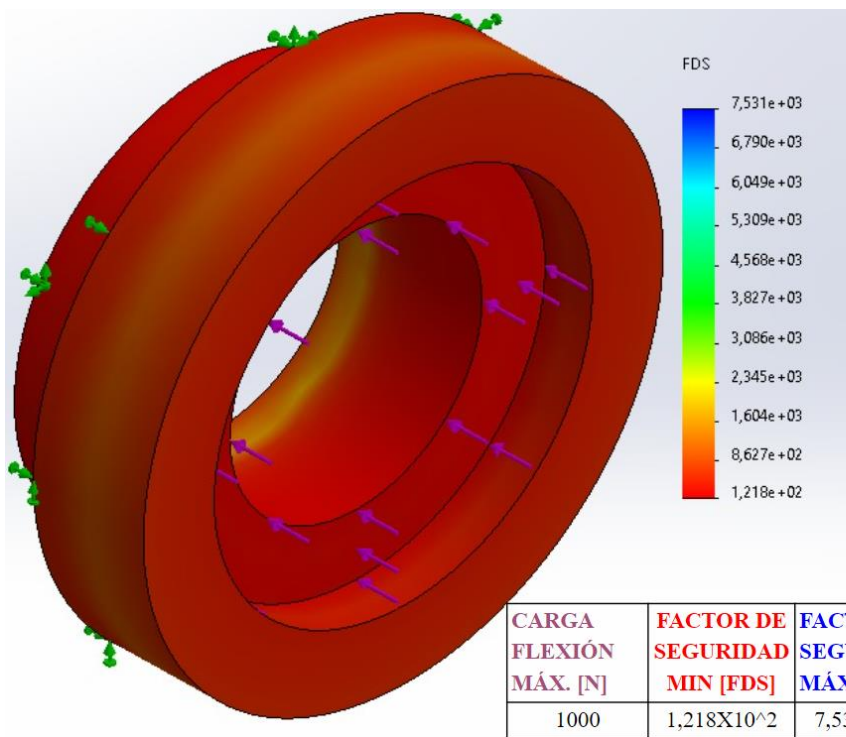
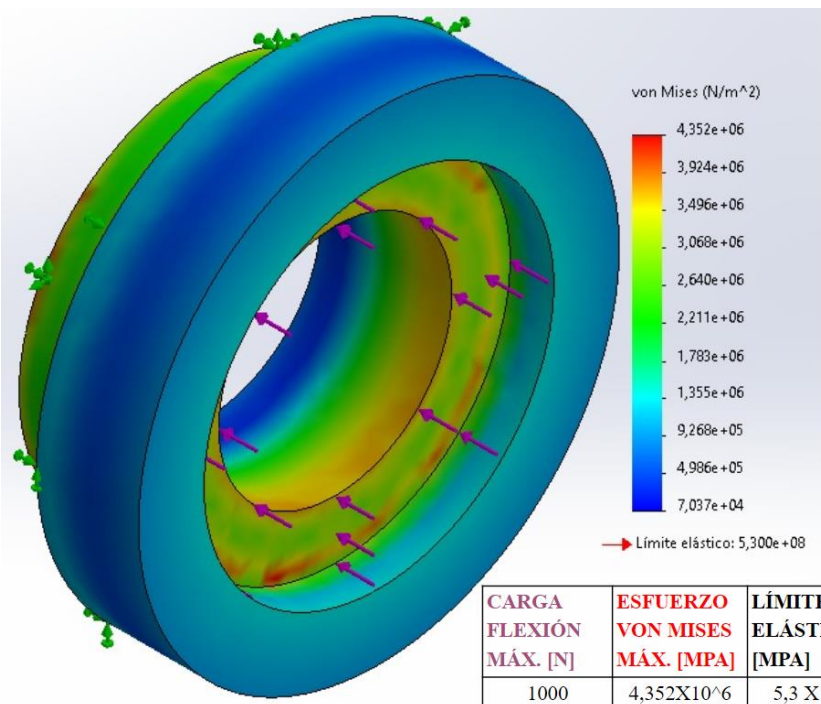
“Carro de flexión-torsión”



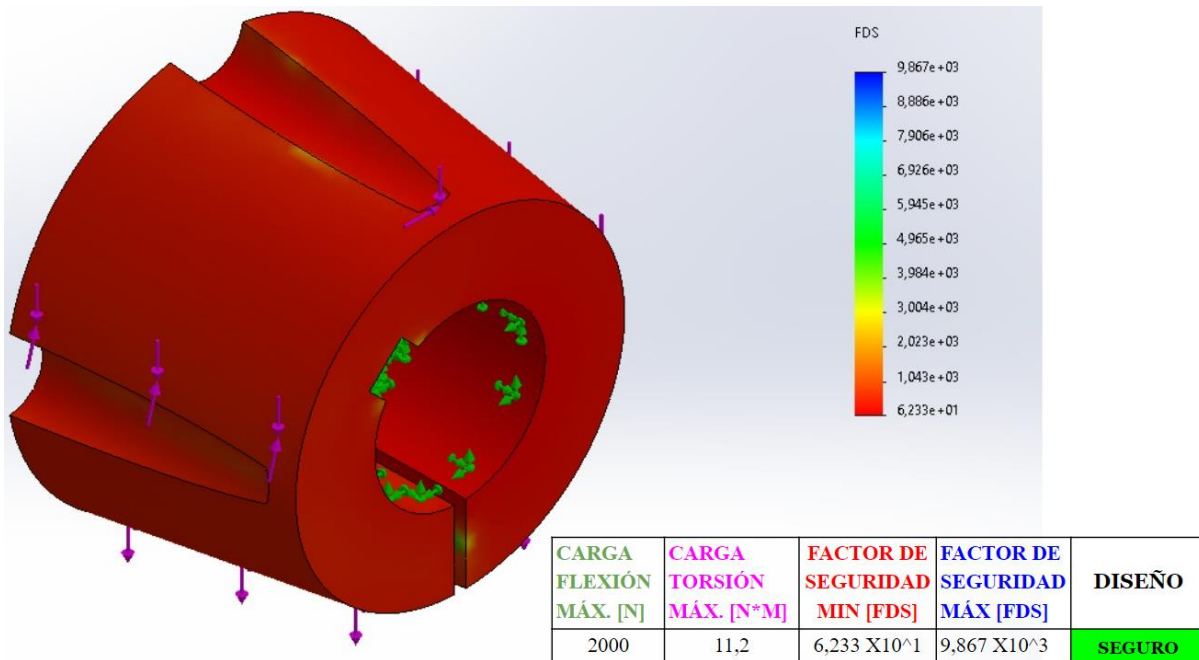
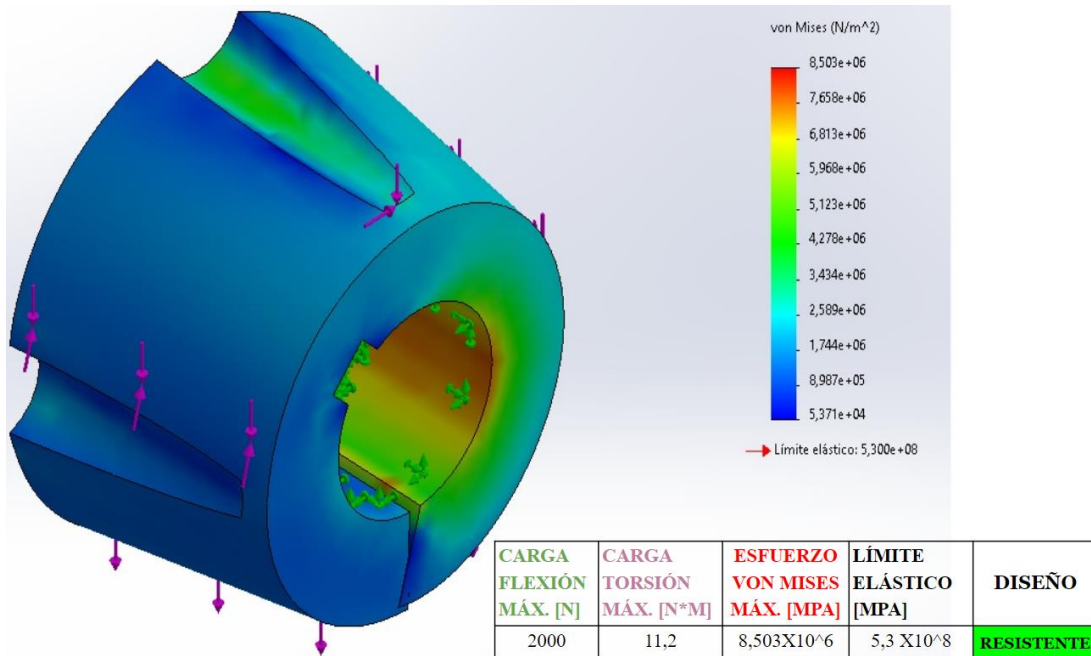
“Soporte de sistema de torsión”



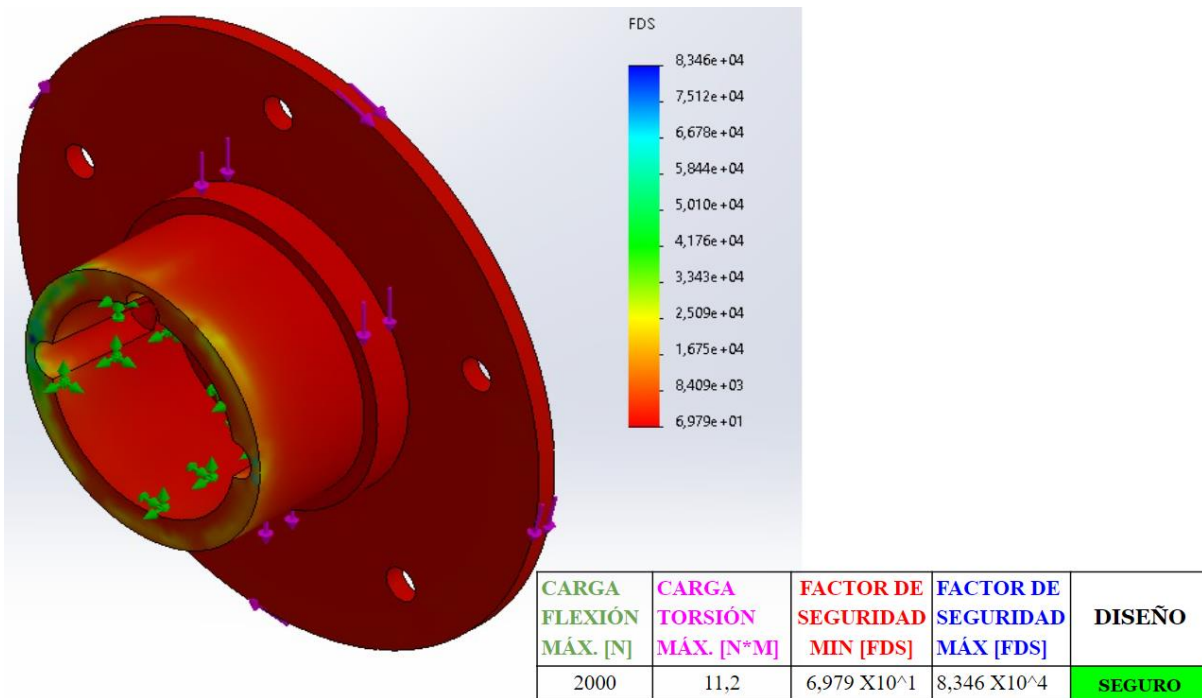
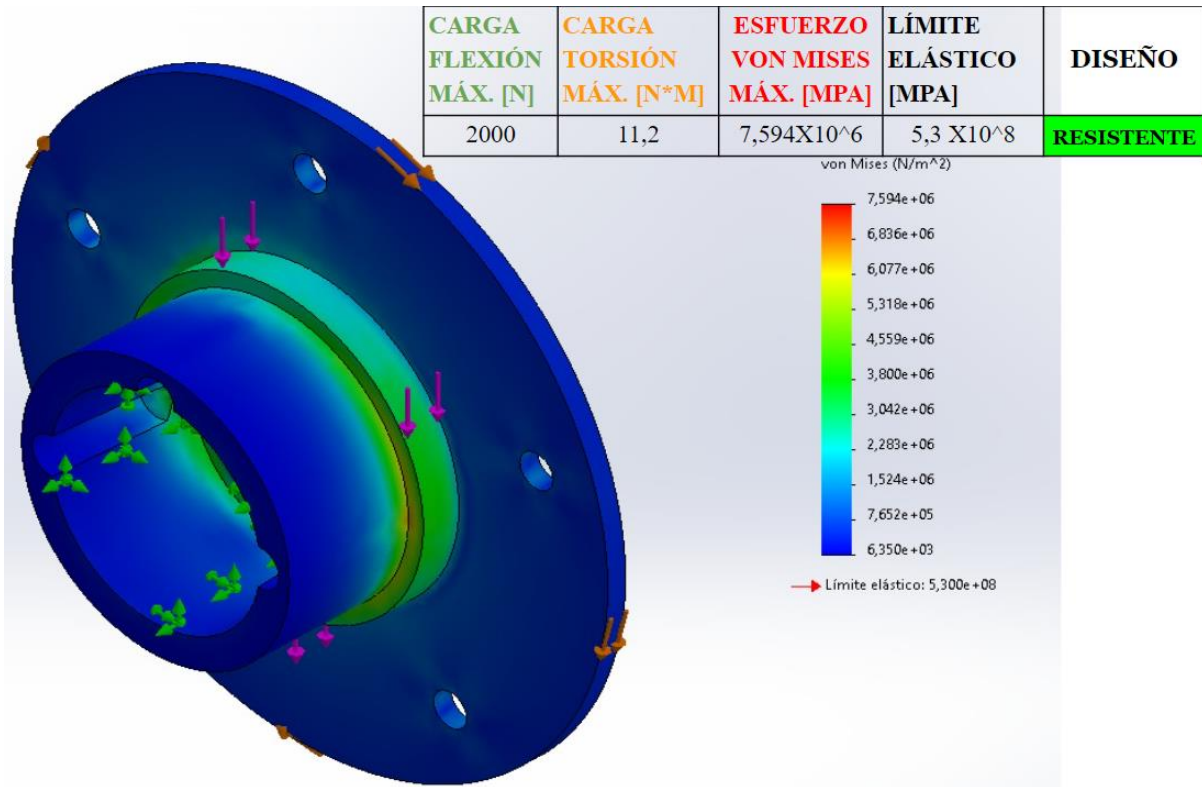
“Bujes tornillos sin fin”



Apéndice 24. Buje QD



Apéndice 25. Pieza cónica



**Apéndice 26. Metodología y manual de uso**

<b>BANCO DE TRABAJO DIDÁCTICO PARA ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS SOMETIDOS A CARGA COMBINADA</b>		
<b>Metodología y manual de uso:</b> Análisis de falla por fatiga en ejes escalonados sometidos a carga de flexión y torsión.		<b>Tiempo estimado:</b> 45 - 120 minutos
<b>Estudiantes:</b>	<b>Auxiliar:</b>	<b>Fecha:</b>
	<b>Código:</b>	<b>Calificación:</b>
<b>Objetivos de la práctica</b>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Afianzar los conocimientos adquiridos en la cátedra de diseño de ejes mediante ensayos en el banco de trabajo.</li> <li>- Comparar los resultados esperados con los resultados prácticos obtenidos mediante los sensores.</li> <li>- Evidenciar el efecto de las cargas sobre las diferentes geometrías y de cómo se da la falla sobre estos</li> </ul>		
<b>Materiales y equipos</b>		
<p>A continuación se hace una lista de los materiales y equipos necesarios para llevar a cabo la gran mayoría de ensayos de flexión y torsión que son posibles de realizar.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Un computador portátil (programa arduino, Solidworks y Ansys).</li> <li>- Papel y lápiz.</li> <li>- Llaves bristol.</li> <li>- Banco de pruebas para ensayos destructivos de ejes escalonados.</li> <li>- Mango de trinquete (Ratchet).</li> <li>- Barras de aluminio 6061-T6 u otro material.</li> <li>- Un cable USB Tipo B.</li> <li>- Gafas de protección.</li> <li>- Bata de laboratorio.</li> <li>- Calculadora.</li> </ul>		
<b>Especificaciones del banco</b>		
El banco de ensayos fue diseñado dentro de los siguientes márgenes de modo que se deben tener en cuenta a la hora de diseñar las probetas.		

### BANCO DE TRABAJO DIDÁCTICO PARA ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS SOMETIDOS A CARGA COMBINADA

#### Eje de ensayo:

A continuación se dan las características geométricas que pueden tener los ejes de ensayo, para cambiar el diámetro del buje QD es necesario cambiar este a uno que tenga un diámetro interior adecuado a la medida necesaria:

Diámetros en los mandriles (extremos)	Diámetros en el buje QD (aplicar cargas)	Longitud del Eje	Longitud en el soporte
3 - 13 [ mm ]	4 - 20 [ mm ]	110 - 180 [ mm ]	10 - 40 [mm]

#### Material:

El material propuesto por los autores es el aluminio 6061-T6 , sin embargo es posible utilizar cualquier material, es posible que el eje de ensayo no falle si está mal seleccionado, o dure un tiempo excesivo hasta llegar a la falla..

Aquí se dan las propiedades principales de este y algunas alternativas posibles:

Material	$\sigma$ [ Límite de fluencia ]
Aluminio 6061-T6	276 [ Mpa ]
Nylon	80 [ Mpa]
PVC	60 [Mpa]

Ahora se presentan las cargas máximas admisibles en la máquina, por lo tanto se recomienda diseñar sobre esta capacidad, aunque es posible que sean rebasadas, no debería ser necesario para las geometrías posibles:

Carga máxima de flexión	Carga máxima de torsión
2000 [N]	8 [N*m]

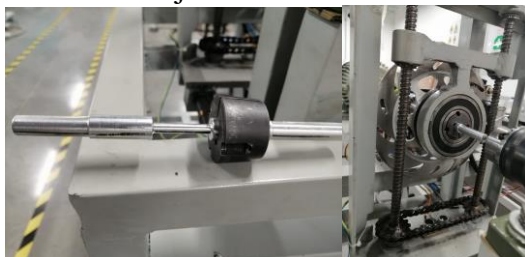
### BANCO DE TRABAJO DIDÁCTICO PARA ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS SOMETIDOS A CARGA COMBINADA

Las características del motor trifásico son las siguientes :

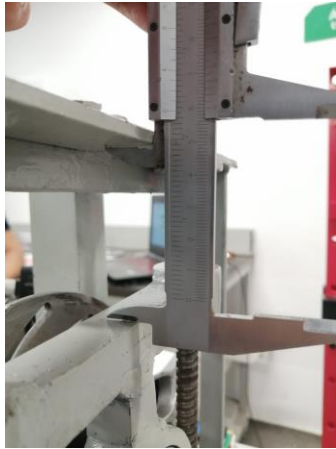
RPM	Potencia	Voltaje	Amperaje
1710	3.6 [Hp]	220 [V]	11 [A]

#### Procedimiento a seguir

1. Definir la geometría y material del eje a ensayar.
2. Hacer el análisis estático del eje a ensayar hasta obtener los gráficos de momento cortante y flector.
3. Calcular las cargas a las que el eje está sometido en sus puntos críticos y determinar por cual de estos ocurrirá la falla.
4. Calcular el diámetro mínimo para que el eje no falle por fatiga, este diámetro será considerado como máximo para garantizar la falla en el punto crítico.
5. Hacer un análisis por elementos finitos para analizar el comportamiento por fatiga del eje (con el programa Ansys o Solidworks).
6. Determinar la vida en ciclos del eje.
7. Fabricar el eje en el material seleccionado con las características geométricas propuestas.
8. Colocar el Buje QD sobre el eje de pruebas y luego colocar el buje en su lugar sobre la pieza “Ø” pero sin apretar los tornillos de sujeción.



9. Conecte el arduino a una fuente de poder , de preferencia un computador portátil para la fácil adquisición de datos
10. Mida con un calibrador la distancia desde la parte superior hasta la pieza “Ø” que debe ser igual a 5,9 [Cm] y verifique la correcta medida utilizando la pantalla LCD o el Serial de Arduino, corroborando que la distancia equivale a 10,39-10,49 [Cm], si esta medición es correcta salte el paso 12.

**BANCO DE TRABAJO DIDÁCTICO PARA ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS SOMETIDOS A CARGA COMBINADA**

11. Utilizando el rache mueva sobre el punto de agarre, corrija la medida .



12. Ajustar del extremo que da al motor la probeta usando el mandril (verifique que quede bien sujeta).

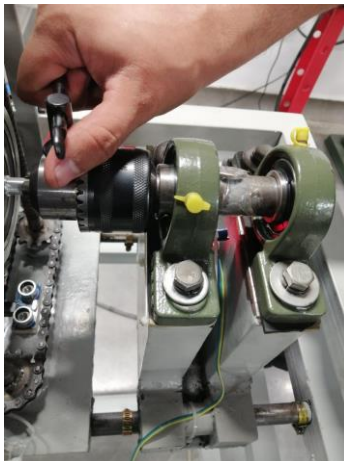


**BANCO DE TRABAJO DIDÁCTICO PARA ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS SOMETIDOS A CARGA COMBINADA**

13. Mueva el “carro” de flexión-torsión hasta la posición en donde desea aplicar las cargas y ajuste los tornillos de sujeción del Buje QD hasta que el buje quede completamente sujeto de modo que se mueva junto al eje sin deslizarse.



14. Repita el paso 12 en el mandril que se encuentra suelto después de haberlo movido a la posición correcta.



15. Ajuste las abrazaderas de modo que queden justo detrás del carro de flexión torsión y el carro para el mandril móvil.



16. Calcule el torque necesario para ejercer la carga de flexión utilizando la siguiente fórmula.

$$T_n = F * 1,2249 + F * 0,45 [ N * mm ]$$

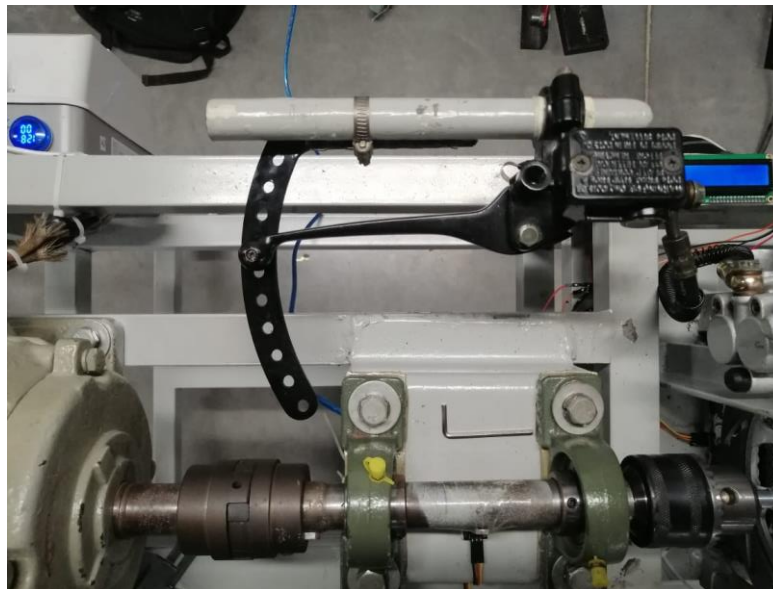
Donde  $T_n$  es el Torque necesario para ejercer la carga flectora  $F$  sobre el eje, las unidades de  $F$  son [N] y de  $T_n$  [ N\*mm]

**BANCO DE TRABAJO DIDÁCTICO PARA ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS SOMETIDOS A CARGA COMBINADA**

17. Utilizando la función S/N del torquímetro digital asegúrese de ponerlo en las unidades necesarias.
18. Colocar el torquímetro en la función “PRESET” y colocar el valor de torque calculado anteriormente.
19. Colocar el rache y la copa para aplicar la fuerza en el punto de sujeción y asegurarse que el rache se encuentra colocado de modo que este haga bajar el sistema.



20. Aplique carga hasta que el pitido en el torquímetro sea constante indicando que la carga ha llegado al torque seleccionado.
21. Retire el rache de lugar.
22. Utilizando el soporte en acrílico y el pasador coloque el freno en la posición más cercana al torque necesario para el ensayo o utilizando la pantalla LCD coloque el freno en la posición deseada.



23. Conecte el motor a la red eléctrica.

**BANCO DE TRABAJO DIDÁCTICO PARA ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS SOMETIDOS A CARGA COMBINADA**

24. Presione el boton de color verde que se encuentra en el guardamotor para dar inicio al ensayo.



25. Espere a que se genere la falla en el eje y cuando esto suceda presione el botón rojo del guardamotor para terminar el ensayo (los sensores dejarán de contar en el momento que la probeta falle).
26. Desconecte el motor de la red eléctrica.
27. Espere 5 minutos y retire los 2 tornillos de sujeción del buje QD, inserte un tornillo en el lugar que no estaba ocupado hasta que el buje salga completamente y retire la probeta.

**Tablas de datos y gráficos**

1. Material seleccionado \_\_\_\_\_
2. Complete la siguiente tabla con los datos geométricos del eje propuesto para el ensayo o modificarla con la información relevante para el ensayo que se vaya a hacer.

**BANCO DE TRABAJO DIDÁCTICO PARA ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES  
ESCALONADOS SOMETIDOS A CARGA COMBINADA**

Diámetro en el soporte 1 [mm]	Diámetro en el soporte 2 [mm]	Diámetro en el punto de aplicación [mm]	Diámetro del punto más crítico [mm]








3. Complete la siguiente tabla con datos sobre la fuerza de flexión y la torsión necesaria para llevar a la falla el eje de prueba.

Carga de flexión [ N ]	Carga de torsión [ N * m ]

4. Coloque los diagramas de cortante y flector.  
 5. Realice los cálculos del diámetro mínimo.  
 6. Realice los análisis por elementos finitos tanto estático como en fatiga  
 7. Compare los resultados obtenidos con respecto a los cálculos teóricos.

**Apéndice 27. Ficha de mantenimiento del equipo.**

FICHA DE MANTENIMIENTO DEL EQUIPO						
<b>Motor trifasico marca Siemens 3,6 HP-1710 RPM</b>					<b>Frecuencia:</b>	<b>Mensual</b>
<b>Tareas de mantenimiento</b>						
-Verificar la temperatura del motor durante su funcionamiento (no exceder los 80°)						
-Inspecciona que las conexiones entre el motor-el guardamotor y en general esten bien ajustadas, de no se asi, apretar adecuadamente(la desconexión de una fase produce mal funcionamiento del motor y alta temperatura)						
-Lubricar los rodamientos del motor segun la recomendaciones del fabricante.						
<b>Rodamiento REF.S6209-2RSR-FD, Rodamientos axiales REF.51200 y Chumaceras de rótula UC205</b>					<b>Frecuencia:</b>	<b>Semestral</b>
<b>Tareas de mantenimiento</b>						
-Inspeccionar visualmente los rodamientos en busca de desgaste, ruidos anormales o vibraciones						
-Realizar pruebas de vibración para detectar posibles problemas.						
-Lubricar los rodamientos según las especificaciones del fabricante.						
-Verificar que los soportes de las chumaceras estén firmemente sujetos.						
<b>Ejes principal y secundario</b>					<b>Frecuencia:</b>	<b>Semestral</b>
<b>Tareas de mantenimiento</b>						
-Inspeccionar visualmente los ejes para detectar deformaciones o desgaste.						
-Medir la alineación de los ejes y corregirla si es necesario.						
-Lubricar los puntos de contacto de los ejes con las chumaceras						
-Verificar degaste en las roscas de los ejes.						
<b>Sistema de freno de disco hidraulico (AKT 125)</b>					<b>Frecuencia:</b>	<b>Semestral</b>
<b>Tareas de mantenimiento</b>						
-Verificar el estado de las pastillas de freno y reemplazarlas si están desgastadas						
-Inspeccionar el sistema hidráulico en busca de fugas.						
-Comprobar el funcionamiento adecuado del freno.						
-Revisar el nivel de aceite DOT3 y cambiarlo.						

<b>Rodachina con freno plataforma industrial 4"</b>					<b>Frecuencia:</b>	<b>Semestral</b>
<b>Tareas de mantenimiento</b>						
-Inspeccionar visualmente los rodachines y bujes para detectar desgaste o daños.						
-Lubricar los bujes según las recomendaciones del fabricante.						
-Verificar el funcionamiento de los frenos en los rodachines.						
-Inspeccionar suciedad albergada dentro de las ruedas (retirar elementos ajenos).						
<b>Sistema Electrónico (Sensores y Arduino)</b>					<b>Frecuencia:</b>	<b>3 semanas</b>
<b>Tareas de mantenimiento</b>						
-Comprobar el estado de los sensores y cables de conexión, de ser necesario cambiar.						
-Actualizar el software del Arduino si es necesario.						
-Verificar que los sensores estén calibrados correctamente.						
<b>Tornillos y Tuercas</b>					<b>Frecuencia:</b>	<b>2 Semanas</b>
<b>Tareas de mantenimiento</b>						
-Inspeccionar todos los tornillos y tuercas en busca de aflojamientos, ajustar.						
<b>Sistema de Transmisión (Tornillos sinFin, piñones NK35B14 y cadena REF. 35-1.RP)</b>					<b>Frecuencia:</b>	<b>Anual</b>
<b>Tareas de mantenimiento</b>						
-Inspeccionar los tornillos sin fin para detectar desgaste o daños.						
-Lubricar el sistema de transmisión (piñones, cadenas, tuercas).						
<b>Mandriles para taladro 1/8A-5/8 Unf</b>					<b>Frecuencia:</b>	<b>Bimestral</b>
<b>Tareas de mantenimiento</b>						
-Inspeccionar visualmente los mandriles en busca de desgaste, grietas o deformaciones.						
-Verificar la alineación y balance de los mandriles.						
-Lubricar los puntos de lubricación especificados por el fabricante.						
<b>Buje QD Ref.TB 1008 y pieza "Ø"</b>					<b>Frecuencia:</b>	<b>Bimestral</b>
<b>Tareas de mantenimiento</b>						
-Inspeccionar los bujes QD en busca de desgaste, deformaciones o daños.						
-Verificar estado de las roscas de los tornillos del buje y la pieza "Ø".						
-Lubricar los puntos de lubricación especificados por el fabricante.						
<b>Tareas Generales</b>					<b>Frecuencia:</b>	<b>Trimestral</b>
<b>Tareas de mantenimiento</b>						
-Realizar una limpieza general de la máquina.						
Verificar que todas las protecciones y guardas estén en su lugar y en buen estado.						
-Realizar pruebas de funcionamiento para asegurarse de que la máquina opera correctamente.						

Apéndice 28. Rodamientos axiales



51100



Rodamiento axial de bolas de simple efecto

Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto pueden admitir cargas axiales en un sentido. No deben ser sometidos a ninguna carga radial. Sus componentes desmontables facilitan el montaje/desmontaje y las inspecciones de mantenimiento. Muchos de los componentes son intercambiables. Las arandelas del eje tienen un agujero rectificadado que permite un ajuste de interferencia.

- El diseño desmontable facilita el montaje/desmontaje y las inspecciones de mantenimiento
- Componentes intercambiables
- El agujero rectificadado de las arandelas del eje permite un ajuste de interferencia

Overview

Dimensiones

Diámetro interno	10 mm
Diámetro exterior	24 mm
Espesor	9 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	8.71 kN
Capacidad de carga estática básica	12.2 kN
Velocidad de referencia	9 500 r/min
Velocidad límite	13 000 r/min

Propiedades

Capacidad de carga axial	De simple efecto
Cantidad de hileras	1
Jaula	Chapa metálica
Tipo de arandela del soporte	Planos
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin

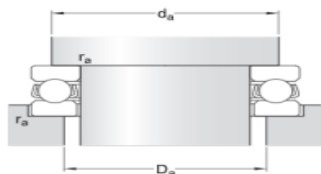


Especificación técnica



Dimensiones

d	10 mm	Diámetro interno
D	24 mm	Diámetro exterior
H	9 mm	Altura
d <sub>1</sub>	= 24 mm	Diámetro exterior de la arandela del eje
D <sub>1</sub>	= 11 mm	Diámetro interior de la arandela del soporte
r <sub>1,2</sub>	min. 0.3 mm	Dimensión del chaffán de la arandela



Dimensiones de los resaltes

d <sub>a</sub>	min. 19 mm	Diámetro del resalte del eje
D <sub>a</sub>	max. 15 mm	Diámetro del resalte del soporte
r <sub>a</sub>	max. 0.3 mm	Radio de acuerdo

Nota. Tomado de: <https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/productid-51100>.

Apéndice 29. Motor trifásico

03 Motores Trifásicos serie 1LE0141 - IE2

Características Generales

**Bajo nivel de vibraciones**

- El bajo nivel de vibraciones resulta gracias al alto nivel de precisión de nuestro proceso de manufactura y la utilización de componentes definidos, controlados, testeados y de alta calidad. Los rodamientos utilizados afirman lo mencionado, además de redundar en una mayor vida útil y menor nivel de ruido.



**Plataforma global**

- Nuestro diseño de motores IEC está basado en una plataforma estandarizada y uniforme con la misma tecnología, una misma línea estética y una completa armonía en términos de dimensiones y tamaños constructivos.

**Grado de protección IP55**

- Nuestro diseño IP55 cubre la mayoría de las aplicaciones y está testeado y probado, no precisa mantenimiento.

**Clase térmica F / B : diseñados para operar con reserva térmica**

- Los motores Siemens son fabricados para operar a clase térmica B (130°C) de sobrelevación de temperatura. Pero los bobinados están dimensionados hasta la clase F (155°C) de sobrelevación, permitiendo la reserva térmica necesaria para soportar perfectamente las pérdidas adicionales que se pueden producir en la operación con convertidor de frecuencia y/o elevados niveles de temperatura del ambiente y/o condiciones de sobrecarga considerables en operación directa de red. La reserva térmica mencionada implica que los motores Siemens categoría IE2 pueden operar en arranque directo un 15% por encima de su potencia nominal en forma continua durante toda su vida útil.

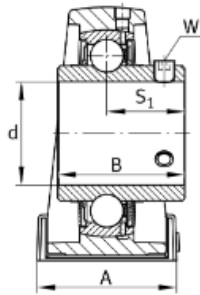
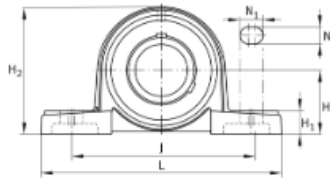
**Operación con convertidor de frecuencia para variación de velocidad como estándar**

- Para todos los motores, la operación del mismo por medio de un convertidor de frecuencia para variación de velocidad es un estándar. No es necesario considerar ningún adicional ni opción especial.

Potencia kW	Referencia del motor HP	Tamaño constructivo	Rated Speed rpm	Eficiencia 100%	Factor de potencia	Corriente nominal			Torque nominal Nm	Datos de arranque			Peso IM B3 kg	
						220V A	380V A	440V A		Corriente de arranque x In	Torque de arranque x Tn	Torque Máximo x Tn		
<b>Datos eléctricos motores Serie 1LE0141 IE2 4 Polos 1800 rpm</b>														
0,55	0,75	1LE0141-0DB26-4AA4	80M	1720	75,5	0,77	2,55	1,46	1,26	3,1	6	2	2,7	14,5
0,75	1	1LE0141-0DB36-4AA4	80M	1705	78,0	0,78	3,2	1,86	1,61	4,2	6	2	2,7	15,5
1,1	1,5	1LE0141-0EB06-4AA4	90S	1730	84,0	0,79	4,4	2,55	2,2	6,1	6	2	2,7	22
1,5	2	1LE0141-0EB46-4AA4	90L	1720	84,0	0,81	5,8	3,35	2,9	8,3	6	2,6	2,7	25
2,2	3	1LE0141-0EB86-4AA4	90L	1740	87,5	0,79	8,5	4,9	4,25	12,1	7,5	2,6	3	28
3	4	1LE0141-1AB56-4AA4	100L	1735	87,5	0,83	10,8	6,2	5,4	16,5	7,5	2,5	3	45
3,7	5	1LE0141-1AB86-4AA4	100L	1720	87,5	0,83	13,5	7,8	6,7	20,5	7,5	2,5	3	45

Nota. Tomado de: <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:782b04d0-82f4-488a-936b-514cd8bb5d5f/version:1677053236/artempressioncatalogosimotics.pdf>

Apéndice 30. Chumaceras UCP 205



Unidades

Métrico  Imperial

Medidas principales y datos de rendimiento

d	25 mm	Diámetro del agujero
L	140 mm	Longitud total
H <sub>2</sub>	71 mm	Altura
m	0,856 kg	Peso

Medidas de montaje

J	105 mm	Distancia agujero de fijación
N	13 mm	Anchura (ranura)
N <sub>1</sub>	19 mm	Longitud (ranura)

Medidas

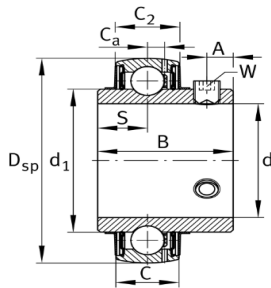
H	35,5 mm	Distancia eje geométrico
A	38 mm	Anchura (base)
H <sub>1</sub>	15 mm	Altura (base)
B	34,1 mm	Width
S <sub>1</sub>	19,8 mm	Distance of raceway to locking collar
Q	M5	Conexión lubricación de rosca

Información adicional

P205	Soporte
UC205	Referencia rodamiento

Rango de temperatura

T <sub>min</sub>	-20 °C	Operating temperature min.
T <sub>max</sub>	120 °C	Operating temperature max.



Display units

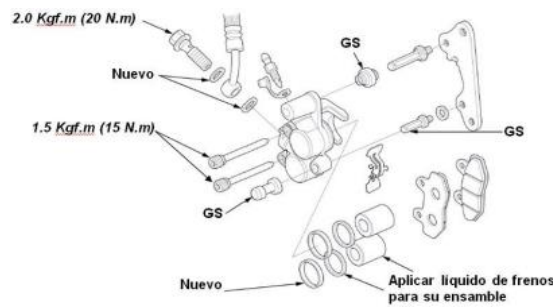
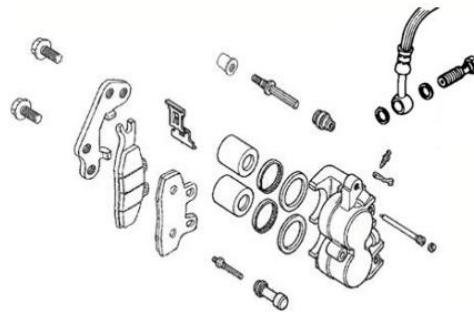
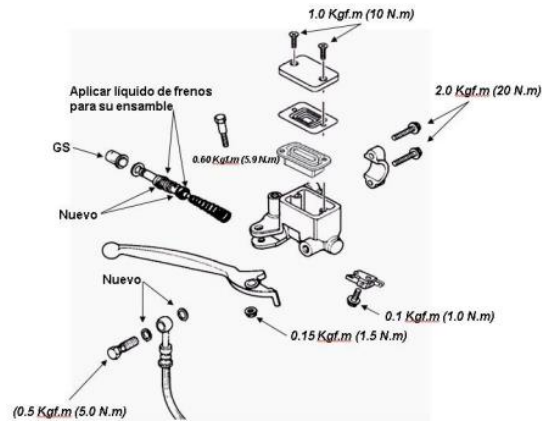
Metric  Imperial

Main Dimensions & Performance Data

d	25 mm	Bore diameter
D <sub>sp</sub>	52 mm	Outside diameter
B	34,1 mm	Width
C <sub>r</sub>	14.900 N	Basic dynamic load rating, radial
C <sub>0r</sub>	7.800 N	Basic static load rating, radial
C <sub>ur</sub>	335 N	Fatigue load limit, radial
m	200 g	Weight

Nota. Tomado de: [www.schaffler.com](http://www.schaffler.com).

**Apéndice 31. Diagrama de despiece freno delantero AKT 125/150 NE CILINDRO PRINCIPAL**



Ítem	Estándar	Límite de servicio
Fluido de freno especificado	DOT 4	
Indicador de desgaste de la pastilla de freno	en la ranura	1 mm
Espesor del disco de freno	4.0 mm	3.0 mm
Alabeo del disco		0.4 mm
Cilindro maestro D.I.	12.700 mm	12.670 mm
Pistón maestro D.E.	12.657 mm	12.640 mm
Cilindro de la mordaza D.I.	25.492 mm	25.552 mm
Pistón de la mordaza D.E.	25.410 mm	25.400 mm
Espesor de las bandas de freno	4.0 mm	2.5 mm
Campana D.I.	110 mm	111 mm

Nota. Tomado de: “MANUAL DE SERVICIO TÉCNICO NEW EVO 125/150-AKT MOTOS”.

## Apéndice 32. Rodachin con freno plataforma industrial 4"



Rodachines de 3 pulgadas 2 confreno y dos sin freno

Descripción: rodachina polivinil naranja 3"

Material: polivinil / metal / plástico

Sistema: rodamientos , deslizamiento

Tipo de trabajo: máx: 110 kg x rueda

Acabado: negro/naranja

Uso: doméstico y comercial

Juego son 2 con freno 2 sin freno

Medidas: distancia platina al suelo: 10 cm – ancho platina: 6.5cm – largo platina 9.5cm – diámetro rueda: 7.6 cm

Juego de rodachinas por 4 unidades de 3" pulgadas dos con frenos y dos sin freno giratorias

Trabajos móviles semipesados en restaurantes, colegios, almacenes, industria y en general para todo tipo de muebles

*Nota.* Tomado de: <https://ferreteriaherkules.com.co/comprar/rodachines-3-pulgadas-juego-por-4-unidades-giratorias-dos-con-freno-dos-sin-freno/#>

**Apéndice 33. BUJE QD (Ref.TB 1008)**

Referencia	TB1008
ØA	35,2
L	22,3
Eje max cuñero estándar  mm	22
Eje max cuñero estándar  pulg	7/8"
Tornillos	1/4 x 1/2
Capacidad de Torque Nm	136
Torque de Apriete Nm	6
Diseño	TB1
Peso (kg)	0,13

*Nota.* Tomado de:

<https://www.intermec.com.co/nivel1sf.php?cat=Sistemas%20de%20fijaci%C3%B3n&nivel1=SIEMAS%20DE%20FIJACION&nivel2=Buje%20Taper>

**Apéndice 34. Varilla Roscada 1/2 1000 mm Acme Rosca Cuadrada Paso 5mm**

DESCRIPCION:

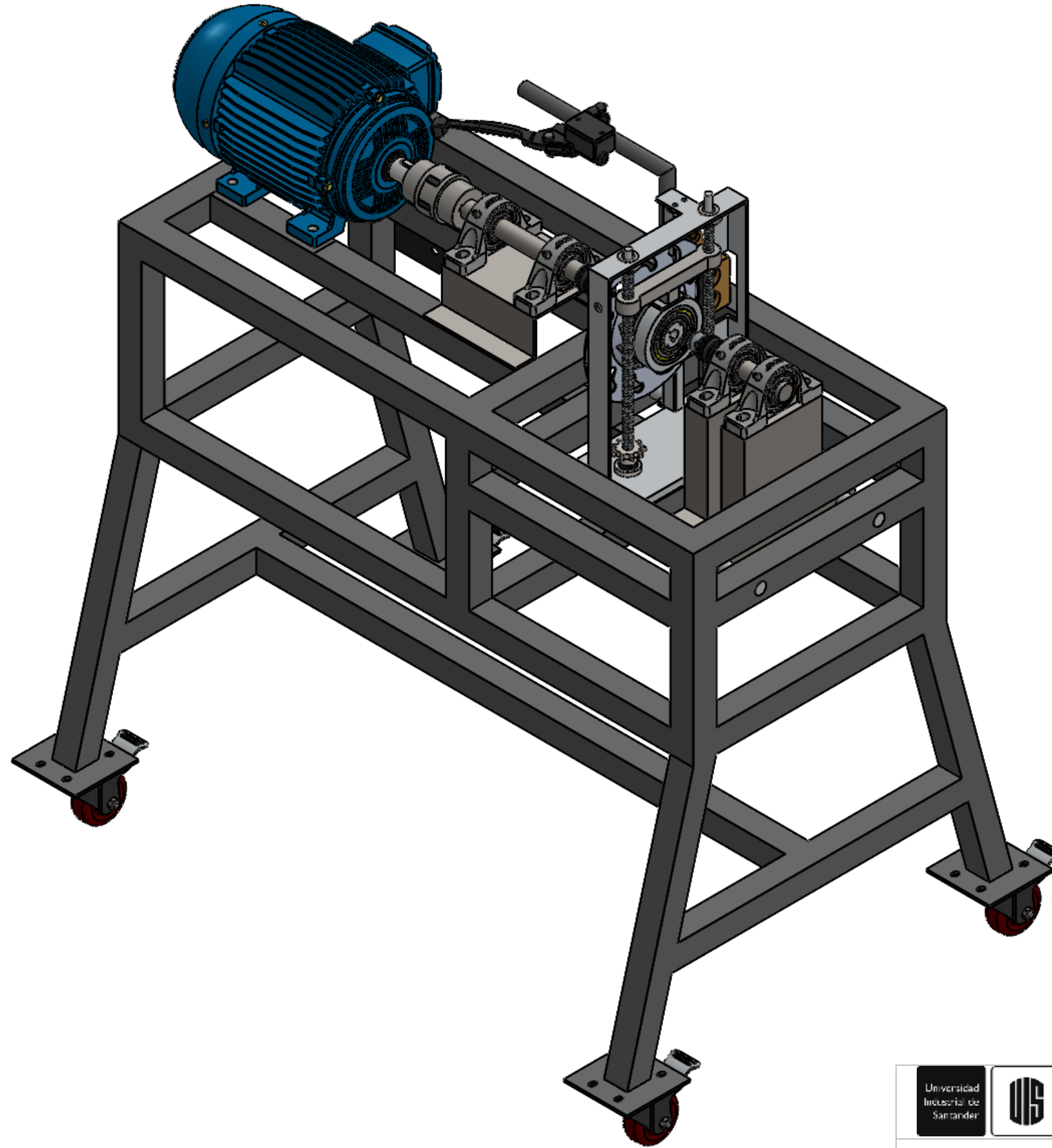
VARILLA ROSCA CUADRADA O ACME.

AVANCE: 5mm

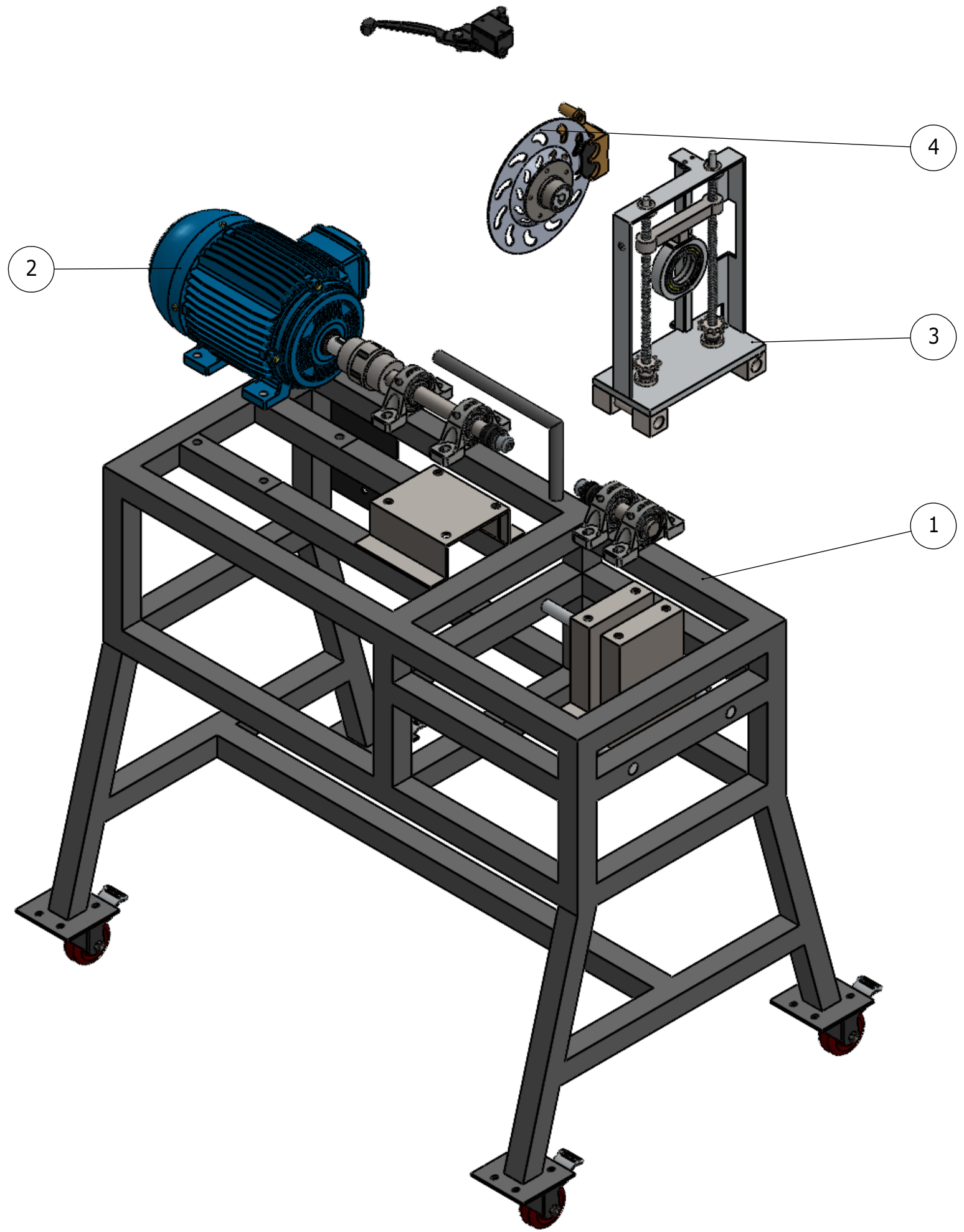
Longitud: 1000 mm

Especial para construccion de tornos o cnc, y para multiles usos donde el movimiento de la rosca se necesite para sujetar piezas.

*Nota.* Tomado de: [https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-883298060-varilla-roscada-12-1000mm-acme-rozca-cuadrada-paso-5mm-\\_JM](https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-883298060-varilla-roscada-12-1000mm-acme-rozca-cuadrada-paso-5mm-_JM)



		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 13/07/23	ESCALA: 1:7	TITULO: Explosionado del subsistema de transmision	
UNIDADES: mm	A3	AUTOR: Nicolas Fernando Barrios Rueda	
		REVISAR: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.	HOJA 1/X



Numero de Elemento	Nombre de la pieza	Cant
1.1	Bastidor	1
1.2	Subsistema de Potencia	1
1.3	Subsistema de Flexion	1
1.4	Subsistema de torsion	1



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

TITULO: Explosionado del subsistema de transmision

ESCALA: 1:7

UNIDADES: mm

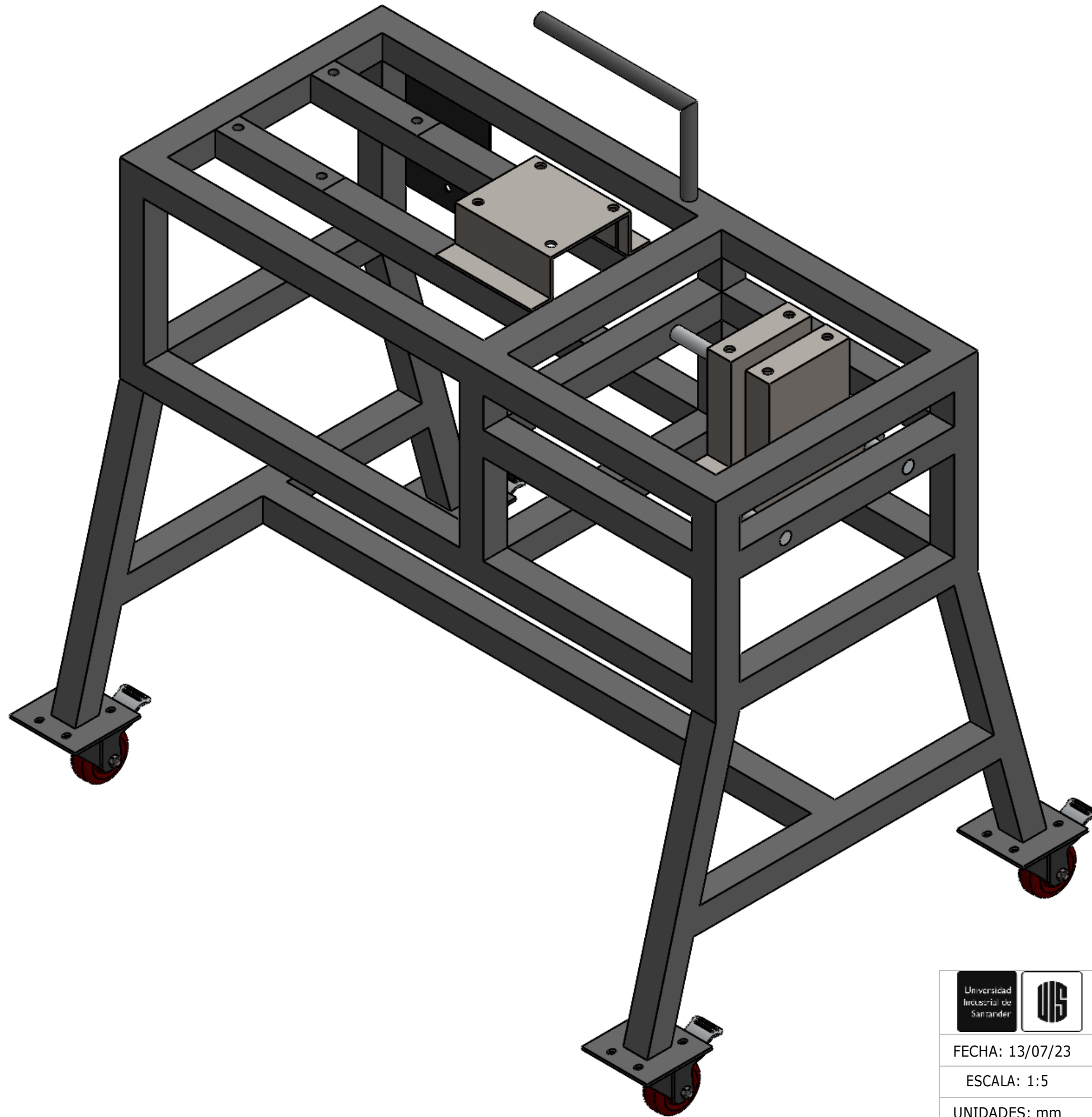
AUTOR: Nicolas Fernando Barrios Rueda

A3

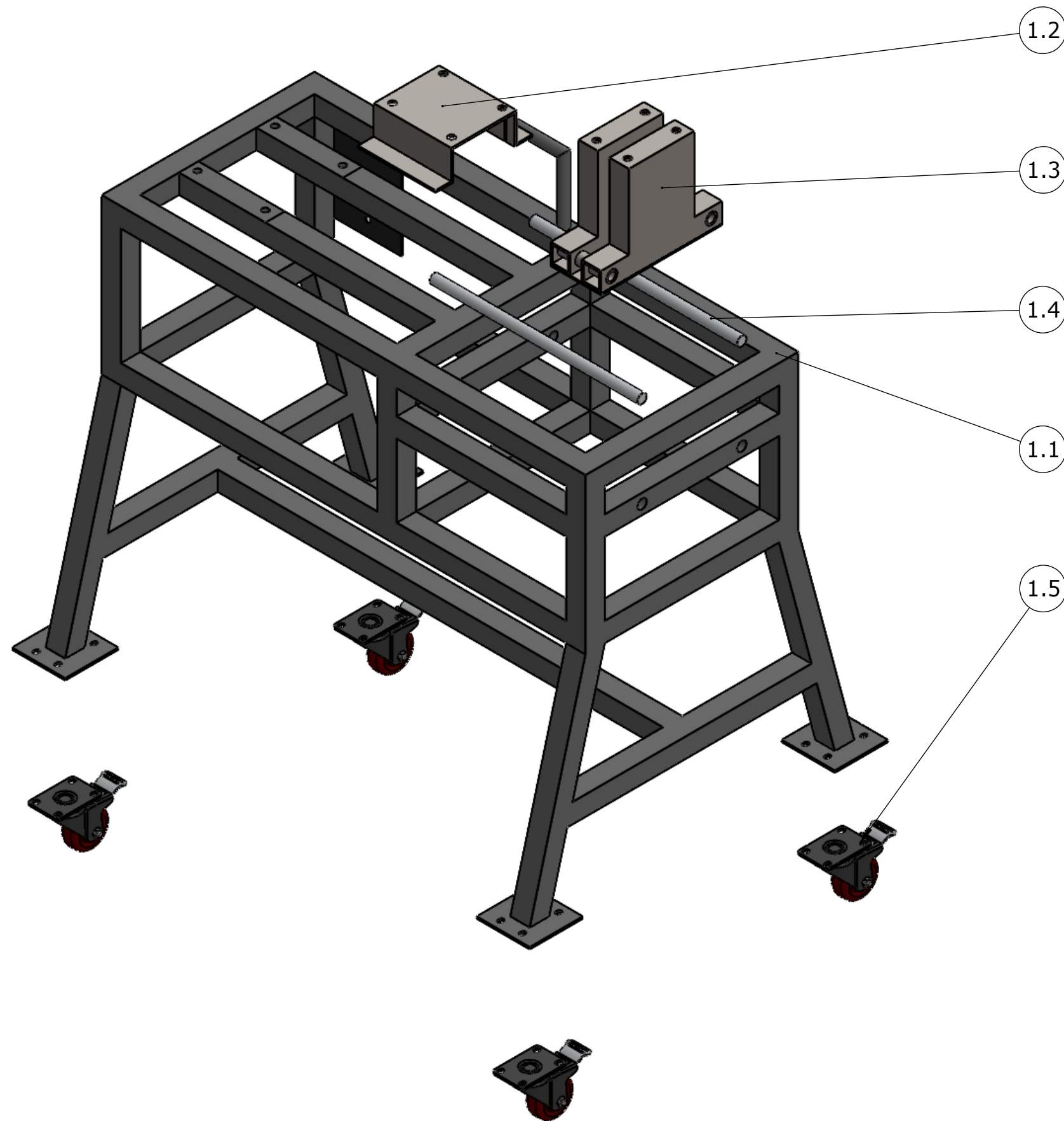


REVISAR: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

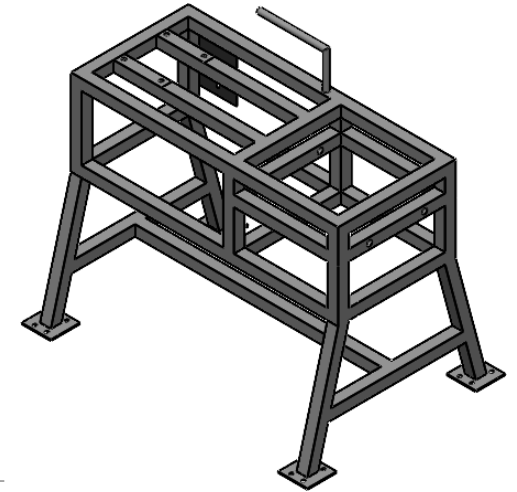
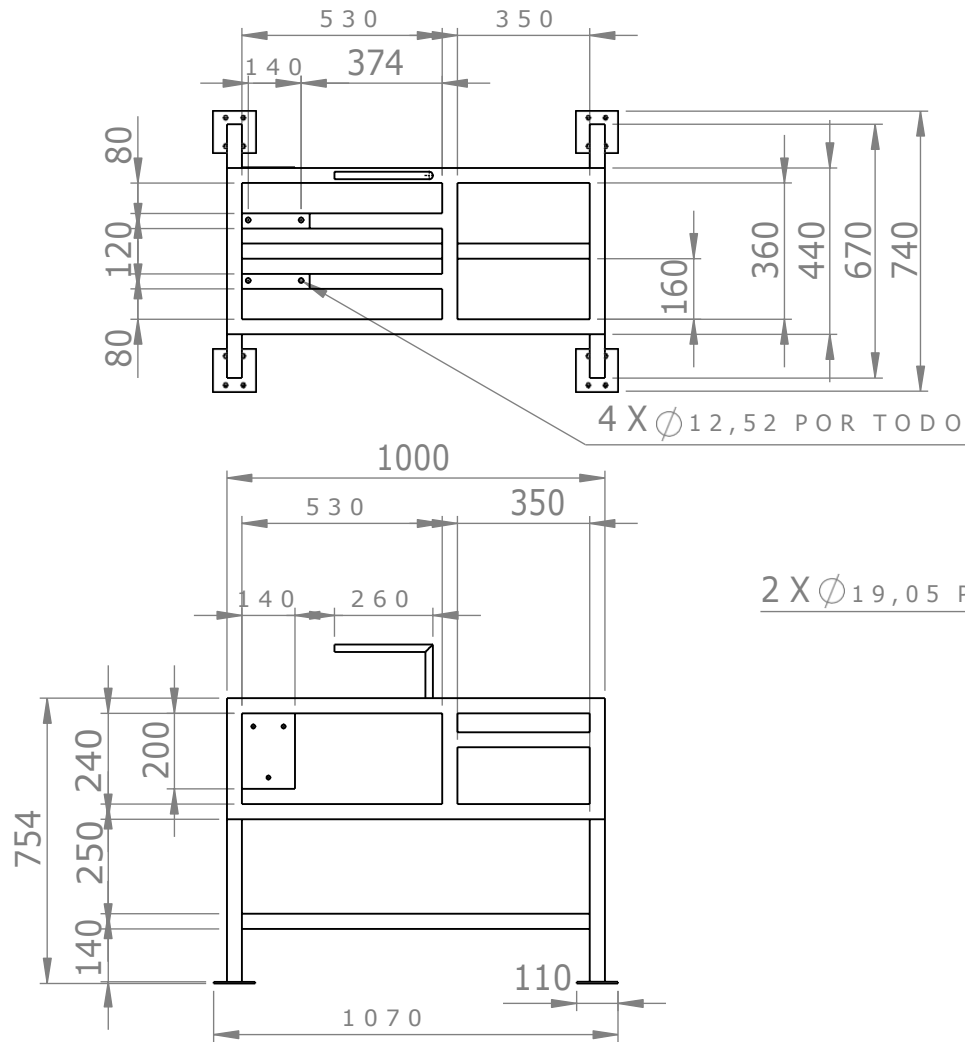
HOJA 2/23



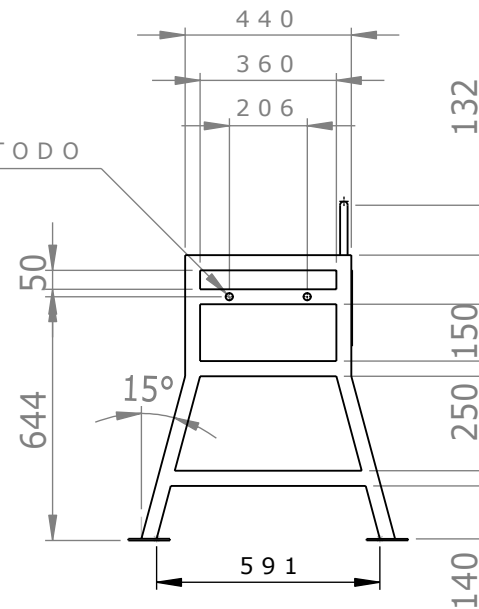
		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 13/07/23	TITULO: Explosionado del bastidor		
ESCALA: 1:5	AUTOR: Nicolas Fernando Barrios Rueda		
UNIDADES: mm	REVISAR: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.		HOJA 3/23
A3			



Numero de Elemento	Nombre de la pieza	Cant
1.1	Estructura principal	1
1.2	Soporte chumaceras fijo	1
1.3	Soporte chumaceras movil	1
1.4	Ejes pasantes	2
1.5	Rodachin con freno	4
 <b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>		
FECHA: 13/07/23	TITULO: Explosionado del bastidor	
ESCALA: 1:7		
UNIDADES: mm	AUTOR: Nicolas Fernando Barrios Ruela	
A3	 REVISA: ING.RICARDO ALFONSO JAIMES R.	HOJA 4/23



2 X Ø19,05 POR TODO



DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Mediante tubo cuadrado de 1 1/2" X 1 1/2" C16 material ASTM A 36 se cortan las piezas con las medidas necesarias expuestas en el plano, se realizan las perforaciones correspondientes a los tubos y se soldan, posteriormente se cortan 4 rectangulos de lamina ASTM A 36 con medidas de 110 mm X 110 mm y se soldan a las patas de la estructura.



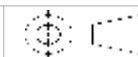
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:20

UNIDADES: mm

A 4

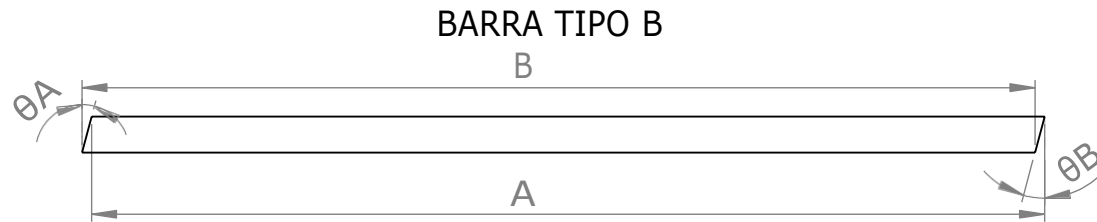
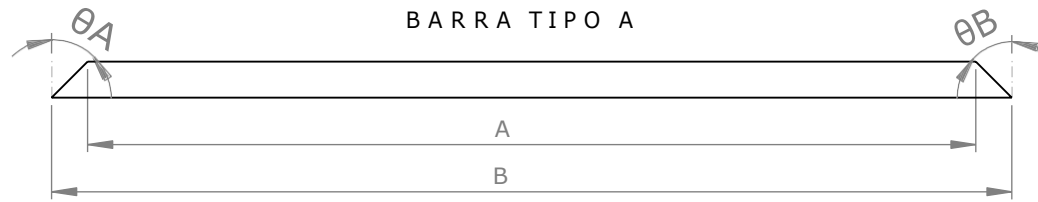


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS ESTRUCTURA PRINCIPAL

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVIS: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 5/23



# PIEZA	TIPO	A	B	$\theta A$	$\theta B$	MATERIAL	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
1	B	445,17	446,6	15°	15°	ASTM A36	4	TUBO CUADRADO 1,5"X1,5" C16
2	A	493,97	515,41	15°	15°	ASTM A36	2	TUBO CUADRADO 1,5"X1,5" C16
3	B	360	360	0°	0°	ASTM A36	5	TUBO CUADRADO 1,5"X1,5" C16
4	A	280	320	0°	45°	ASTM A36	4	TUBO CUADRADO 1,5"X1,5" C16
5	A	360	440	45°	45°	ASTM A36	3	TUBO CUADRADO 1,5"X1,5" C16
6	A	920	920	0°	0°	ASTM A36	5	TUBO CUADRADO 1,5"X1,5" C16
7	A	530	530	0°	0°	ASTM A36	2	TUBO CUADRADO 1,5"X1,5" C16
8	A	240	240	0°	0°	ASTM A36	2	TUBO CUADRADO 1,5"X1,5" C16
9	A	350	350	0°	0°	ASTM A36	2	TUBO CUADRADO 1,5"X1,5" C16

DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Para el proceso de fabricación de la estructura principal se cortan las diferentes secciones de tubo ASTM A36 con las medidas correspondientes, posteriormente se procede a realizar los cortes de los ángulos especificados, por ultimo, con electrodos E6013X1/8", se soldan cada una de las tuberías para generar un acoplamiento perfecto de cada uno de los elementos en la estructura.



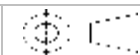
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:8

UNIDADES: mm

A 4

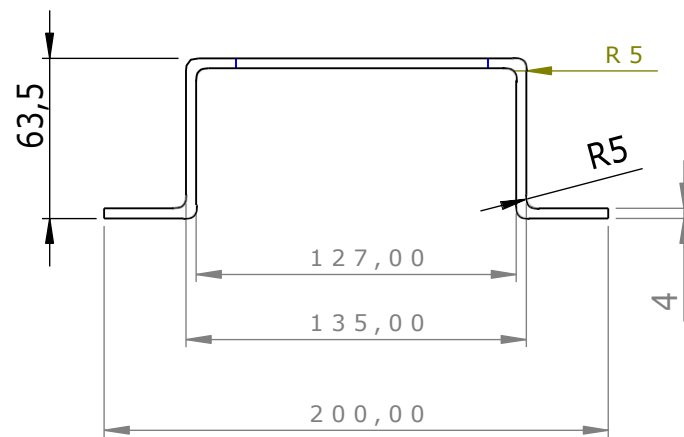
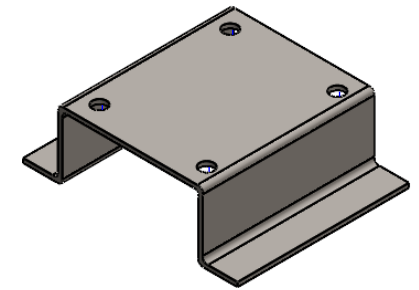
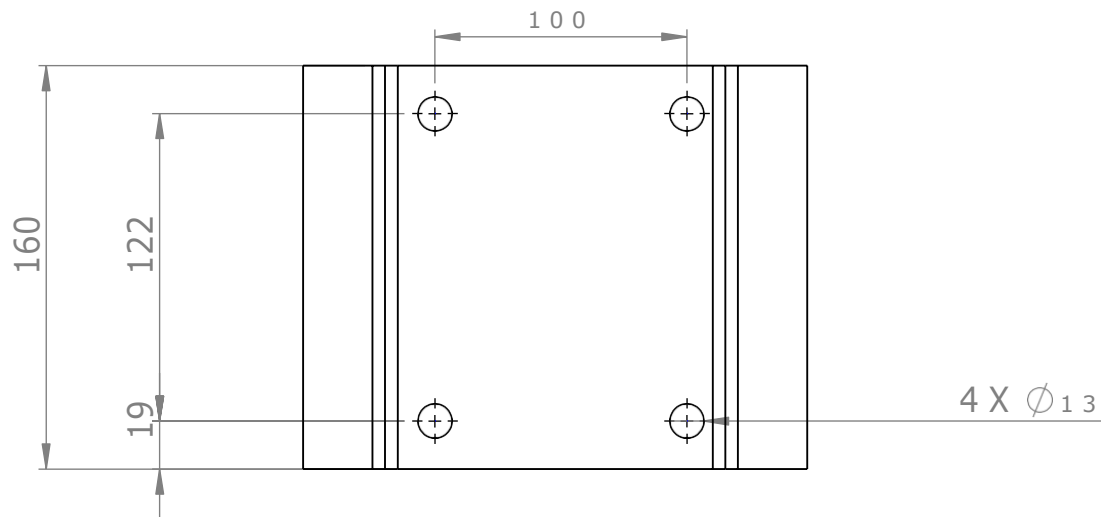


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS MEDIDAS TUBERIA ESTRUCTURA PRINCIPAL

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISIA: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 7/27



DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Lamina de acero ASTM A 36 de 4 mm de espesor, se corta por proceso de corte oxiacetilénico para obtener las dimensiones iniciales de la pieza, se pasa por proceso de conformado por plegado para darle la forma deseada a la pieza y se realizan las respectivas perforaciones.



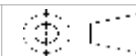
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:3

UNIDADES: mm-in

A 4

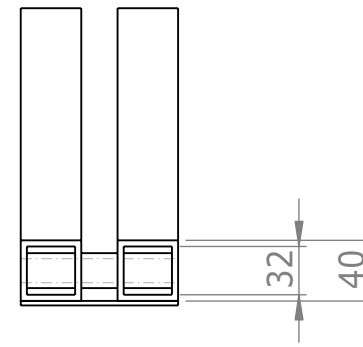
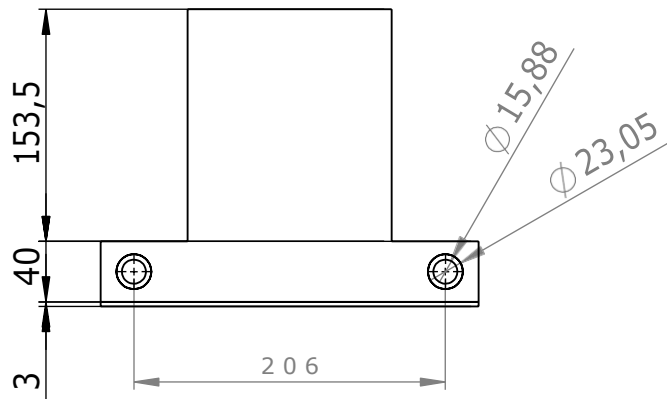
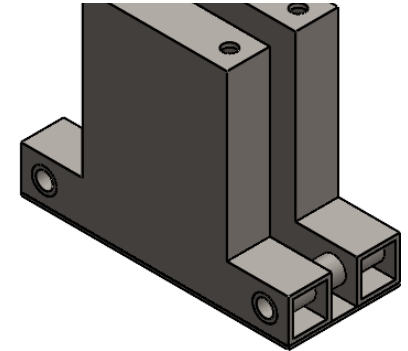
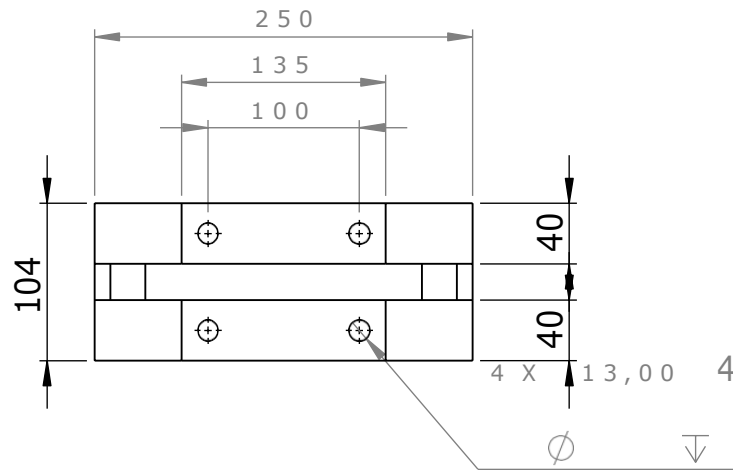


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS  
PIEZA CHUMACERAS FIJA

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISAR: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 6/23



#### DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Para fabricar la parte media de la pieza por proceso de oxiacetilénico se corta lamina de acero ASTM A 36 de 4 mm de espesor, para obtener partes iniciales, se soldan y se montan sobre lamina rectangular 250 mmX104MM de acero ASTM A36X4mm, se realizan las respectivas perforaciones; para los extremos se cortan 4 partes iguales de 40 mm en tubo de acero ASTM A 36 de 1 1/2"X1 1/2" C16, se perforan y se insertan bujes 2 bujes de  $\text{Ø}23 \times \text{Ø}16 \times 104$  mm y se soldan todas las partes que conformas la pieza.



#### UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:5

UNIDADES: XX

A 4

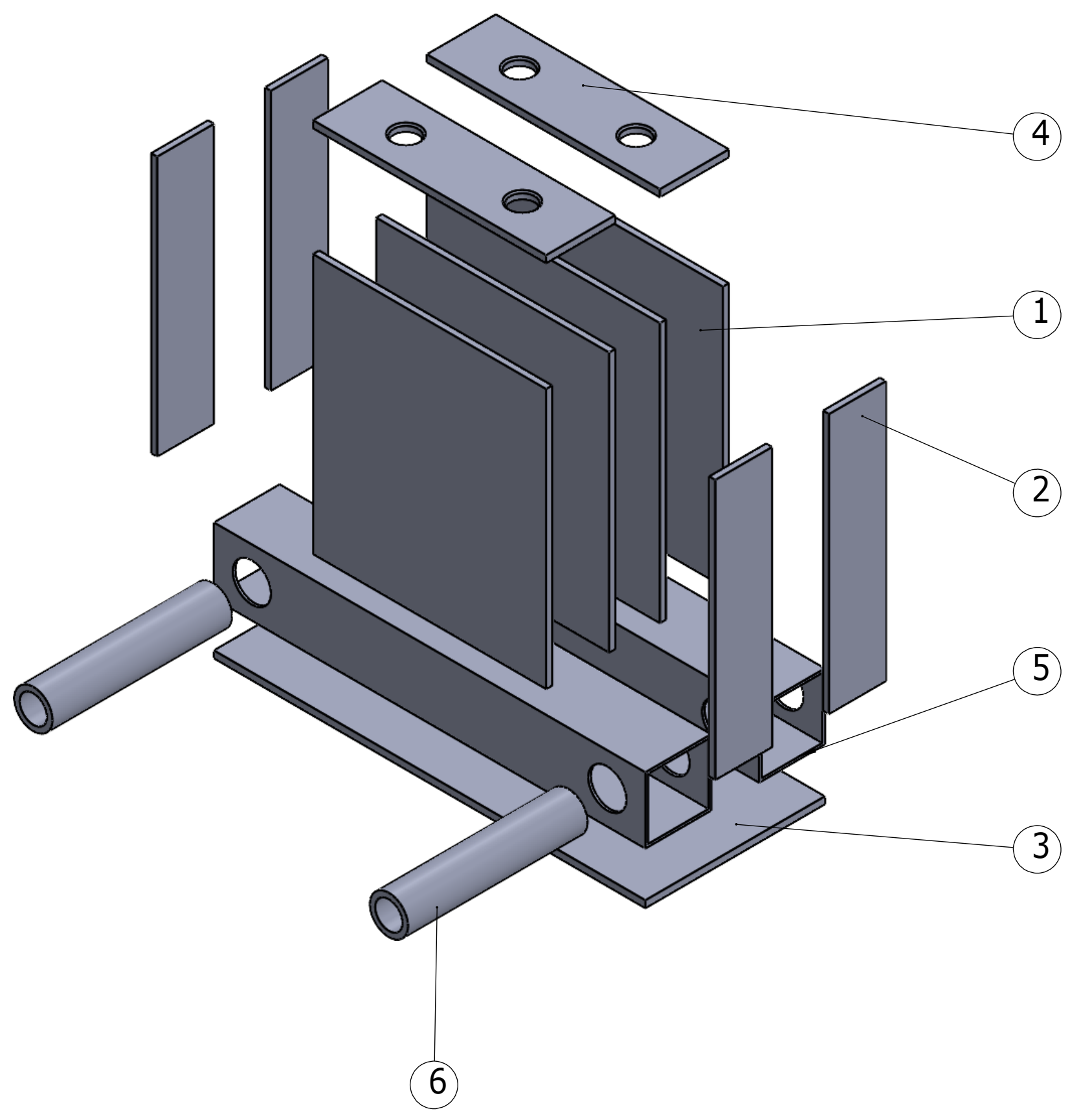


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS SOPORTE CHUMACERAS MOVIL

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVIS: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 7/23



Numero de Elemento	Nombre de la pieza	Cant
1	FRONTAL	4
2	LATERAL	4
3	BASE	1
4	SUPERIOR	2
5	TUBO DE 1.5 in PERFORADO	2
6	BUJE DE 3/4 x 250	2



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

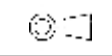
TITULO: Explosión del soporte de chumaceras móvil

ESCALA: 1:7

UNIDADES: mm

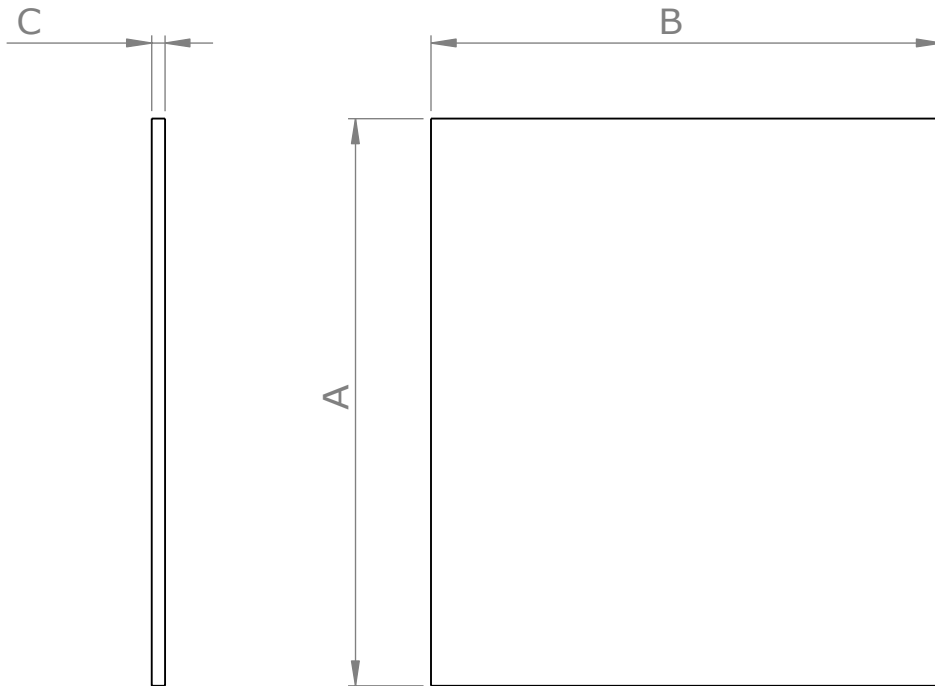
AUTOR: Nicolas Fernando Barrios Rúa

A3



REVISA:

HOJA 4/X



#	NOMBRE	A	B	C	CANTIDAD	MATERIAL
1	FRONTAL	150	135	4	4	ASTM-A36
2	LATERAL	150	32	4	4	ASTM-A36
3	SUPERIOR *	135	40	4	2	ASTM-A36
4	BASE	104	250	4	1	ASTM-A36

#### DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Se hace con corte mediante oxiacetilénico de modo que los tamaños coincidan con los descritos anteriormente del plano esto sacado de una placa de acero A36 y serán necesarias 4 piezas de estas para la construcción del carro que permite el movimiento del eje secundario

\*Nota: La pieza #3 se detalla mas adelante.



#### UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

A 4

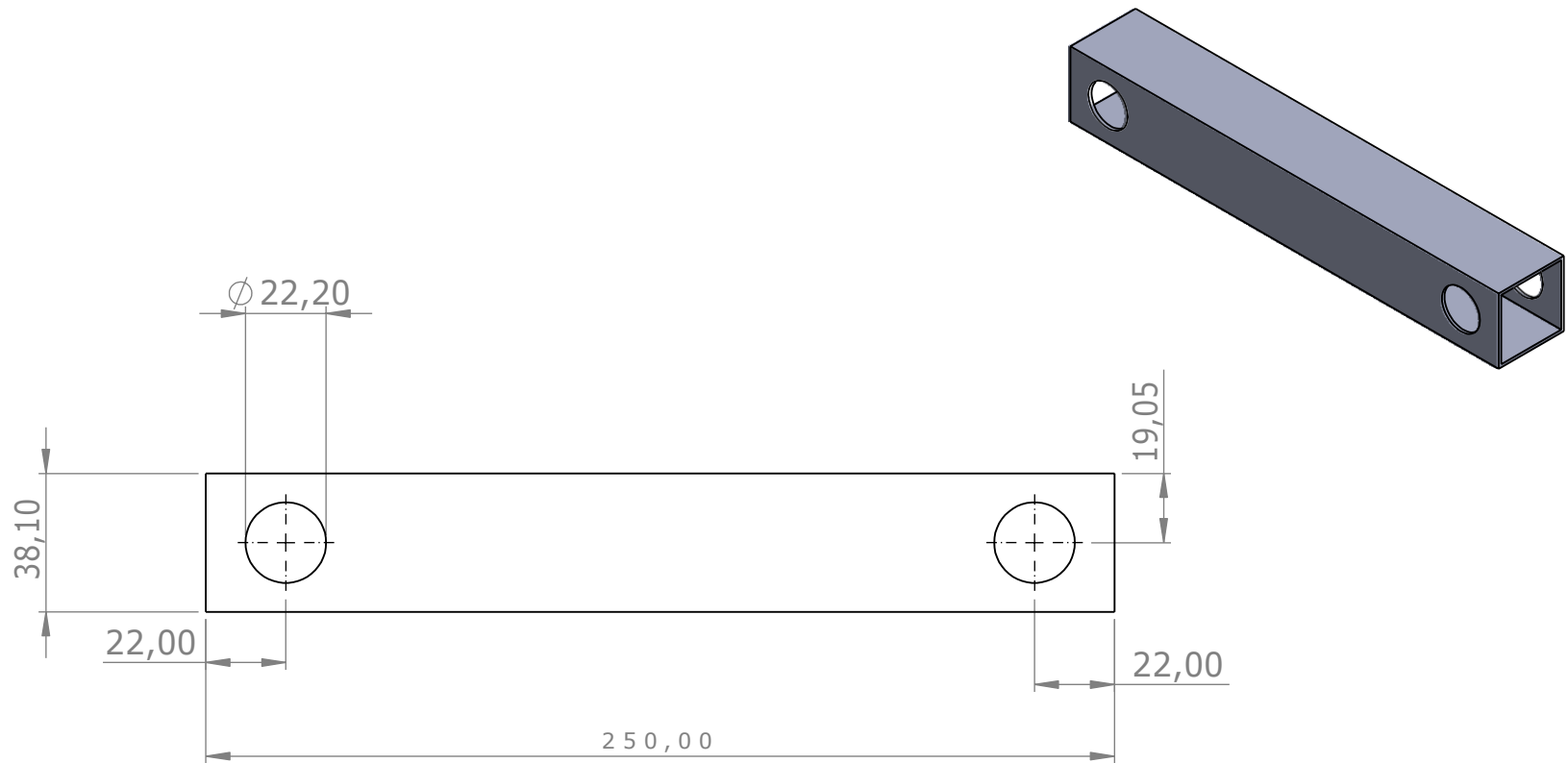


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES  
ESCALONADOS  
SOPORTE CHUMACERAS MOVIL-CONSTRUCTIVO

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISIA: ING.RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 7/23



### DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Utilizando un tubo de acero estructural cuadrado de 1.5 in se hace el corte y con una broca de 7/9 se hacen dos agujeros iguales de lado a lado del tubo.



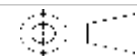
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE  
SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:5

UNIDADES: XX

A 4

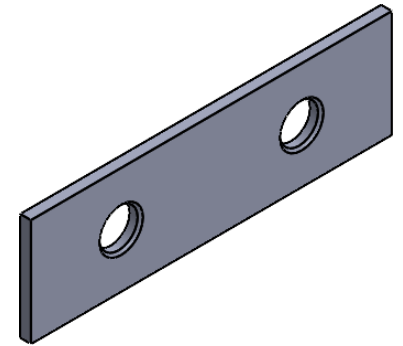
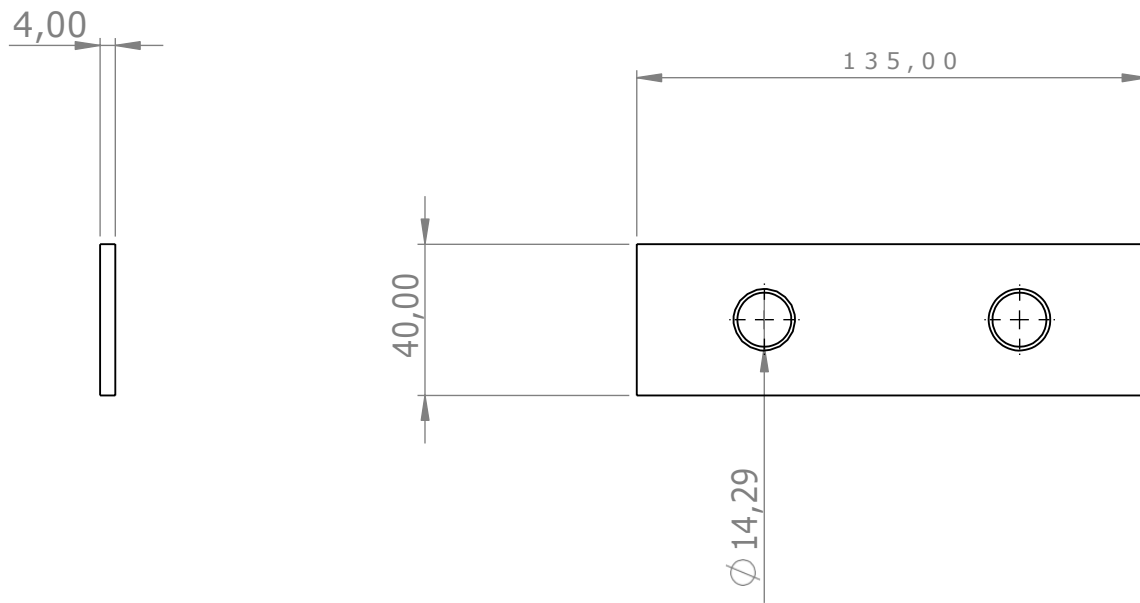


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES  
ESCALONADOS  
SOPORTE CHUMACERAS MOVIL-BASE

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISA: ING.RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 7/23



**DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:**

Se hace con corte mediante oxiacetilénico de modo que los tamaños coincidan con los descritos anteriormente del plano esto sacado de una placa de acero A36 y serán necesarias 2 piezas de estas para la construcción del carro que permite el movimiento del eje secundario, en esta pieza se taladran dos agujeros con una broca de 9/16 y se hace un pequeño chaflan de 1 mm



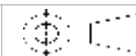
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:5

UNIDADES: XX

A 4

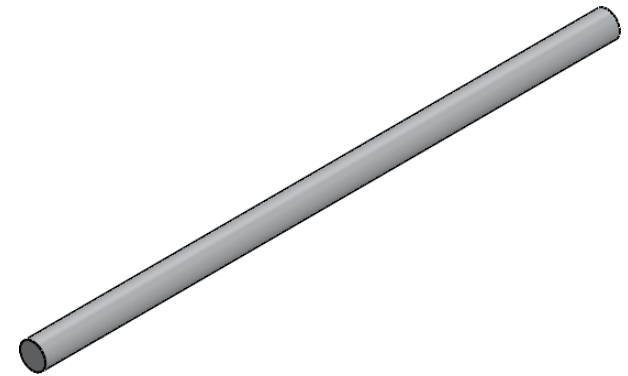


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS  
SOPORTE CHUMACERAS MOVIL-SUPERIOR

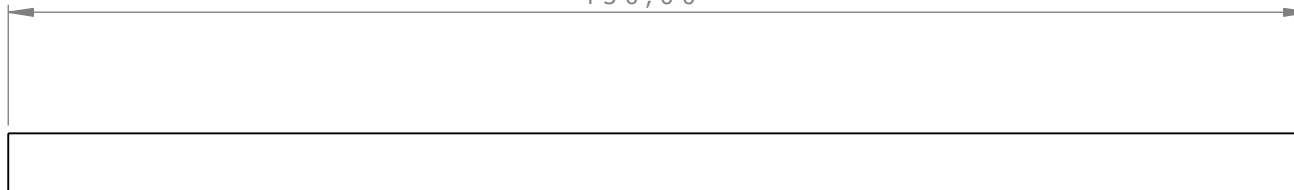
AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISA: ING.RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 7/23



430,00



DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:



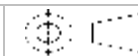
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE  
SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

A 4

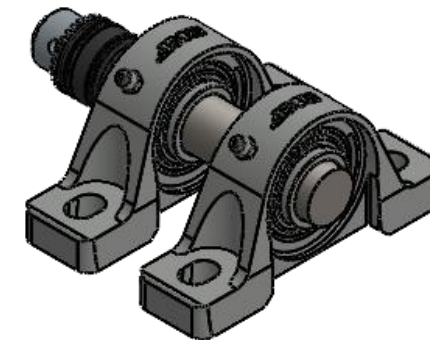
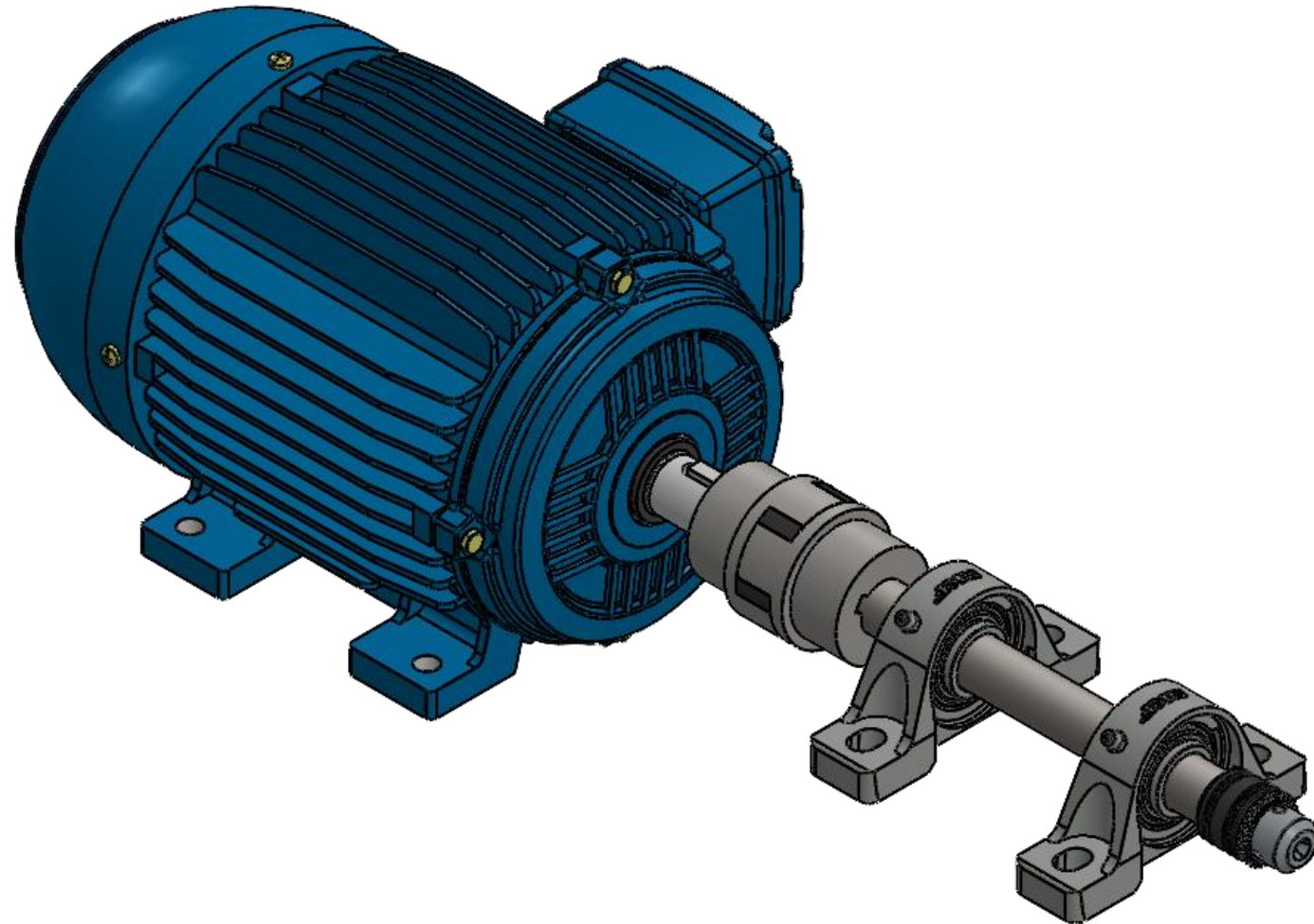


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES  
ESCALONADOS  
EJES PASANTES

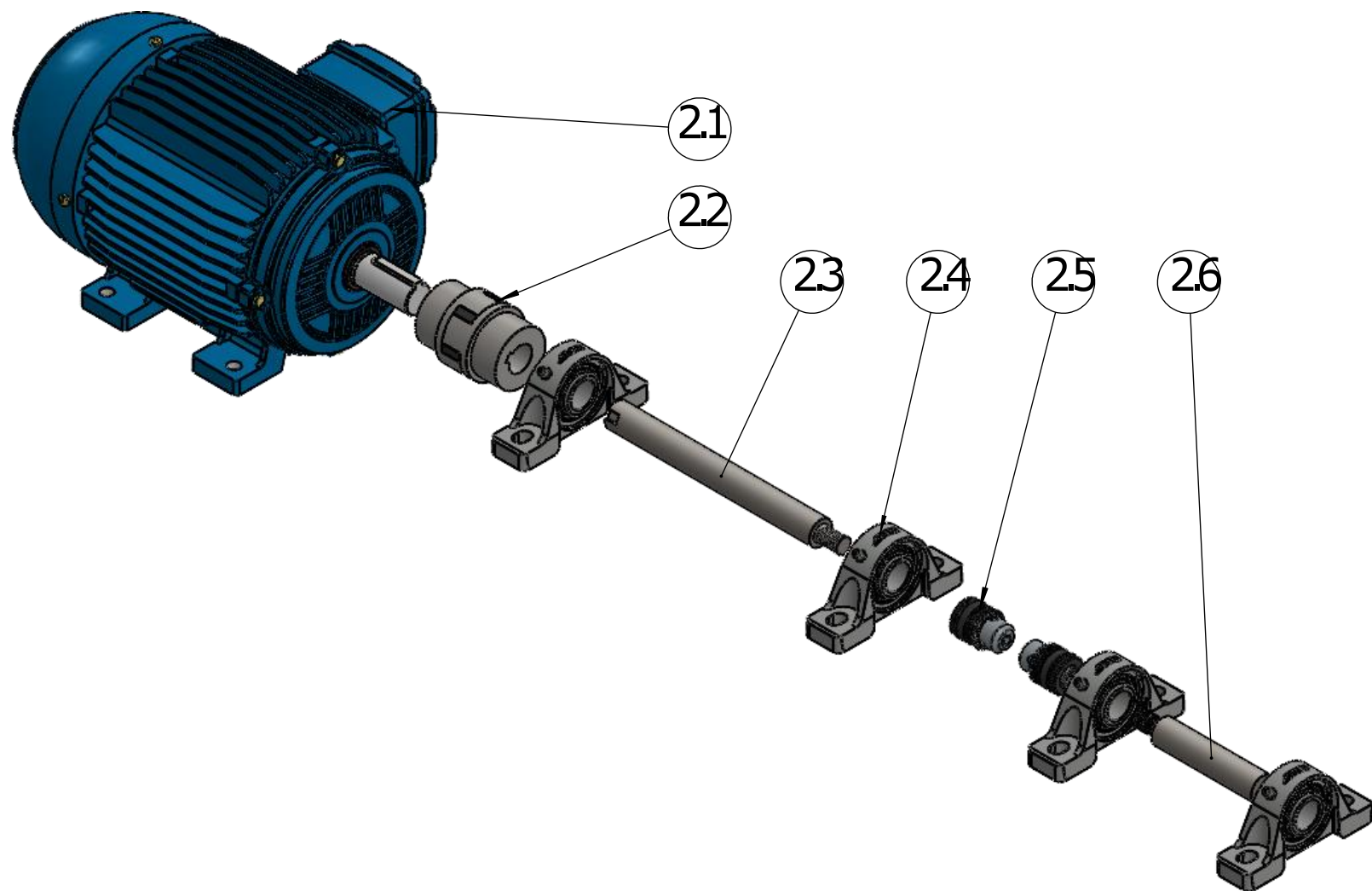
AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISAR: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 8/23



		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 13/07/23	ESCALA: 1:3	TITULO: Explosión del subsistema de Potencia	
UNIDADES: mm	A3	AUTOR: Nicolas Fernando Barrios Rúa	REVISOR: INGRID CARDO ALFONSO JAIMES R.
			HOJA 9/23



Numero de Elemento	Nombre de la pieza	Cant
2.1	Motor	1
2.2	Acople flexible	1
2.3	Eje principal	1
2.4	Chumacera de rotula UC-205	4
2.5	Mandril para taladro	2
2.6	Eje secundario	1



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

TITULO: Explosión del subsistema de Potencia

ESCALA: 1:7

UNIDADES: mm

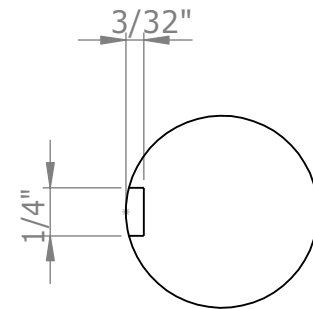
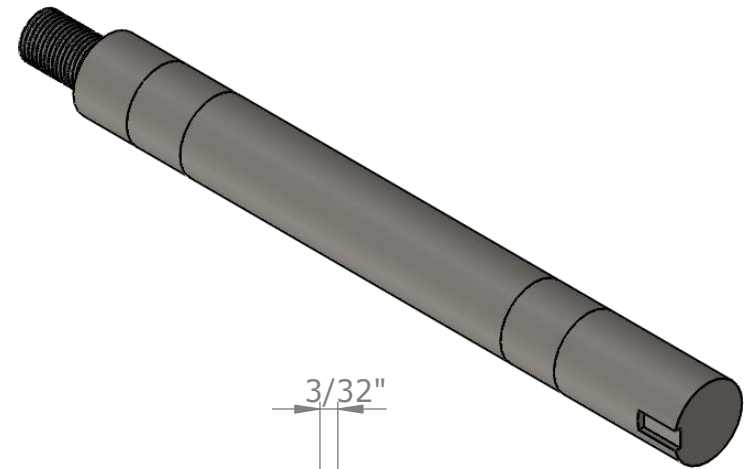
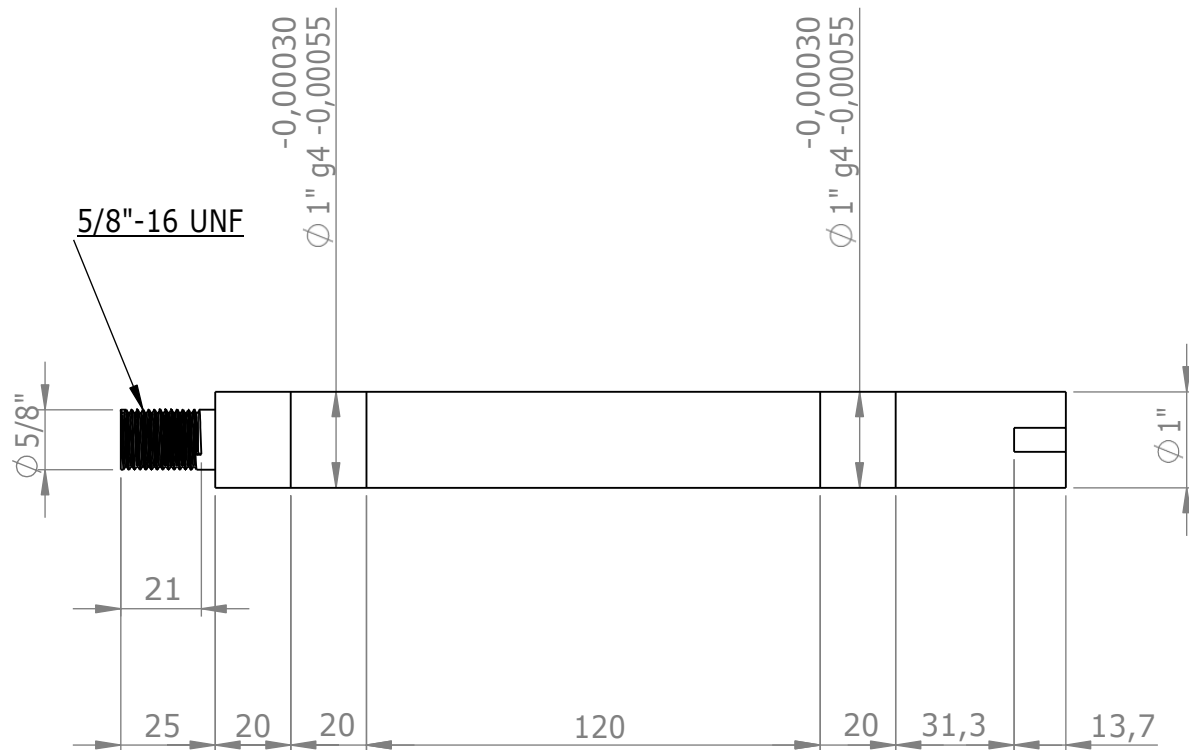
AUTOR: Nicolas Fernando Barrios Rúa

A3



REVISÓ: INGRICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 10/23



### DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Barra redonda de 1"Ø material acero SAE 1045, se corta para dar la dimensión inicial al eje, se pasa por proceso de torneado para dar forma y diametro requeridos, se crea la rosca en la maquina torneadora y por ultimo se realiza el cuñero con las dimensiones requeridas por proceso de fresado.



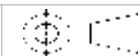
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:2

UNIDADES: mm/in

A 4

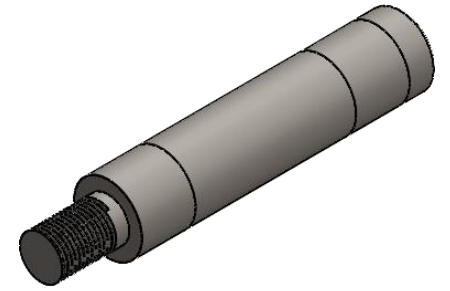
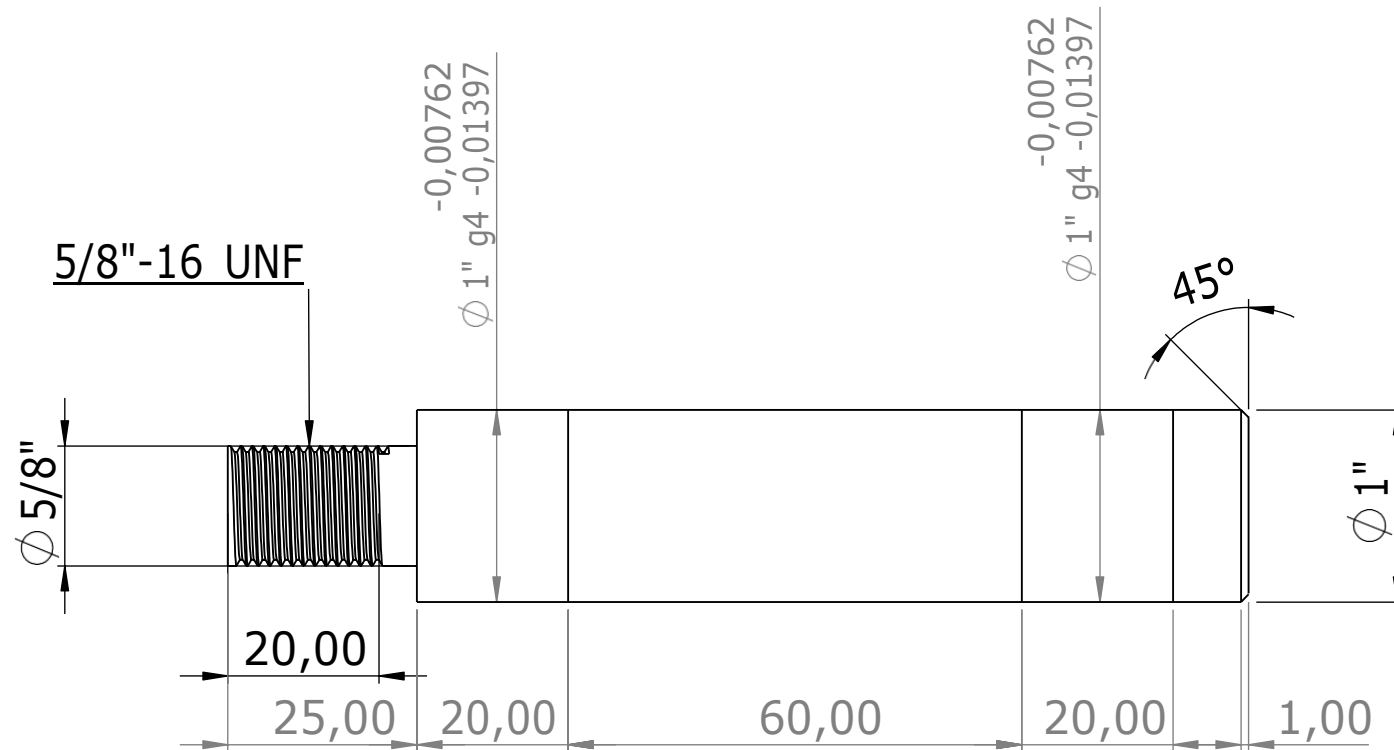


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS EJE PRINCIPAL

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISA: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 11/23



### DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Barra redonda de  $1''\phi$  material acero SAE 1045, se corta para dar la dimensión inicial al eje, se pasa por proceso de torneado para dar forma y diametro requeridos, se crea la rosca y el chaflan en la maquina torneadora.



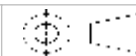
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:1

UNIDADES: mm-in

A 4

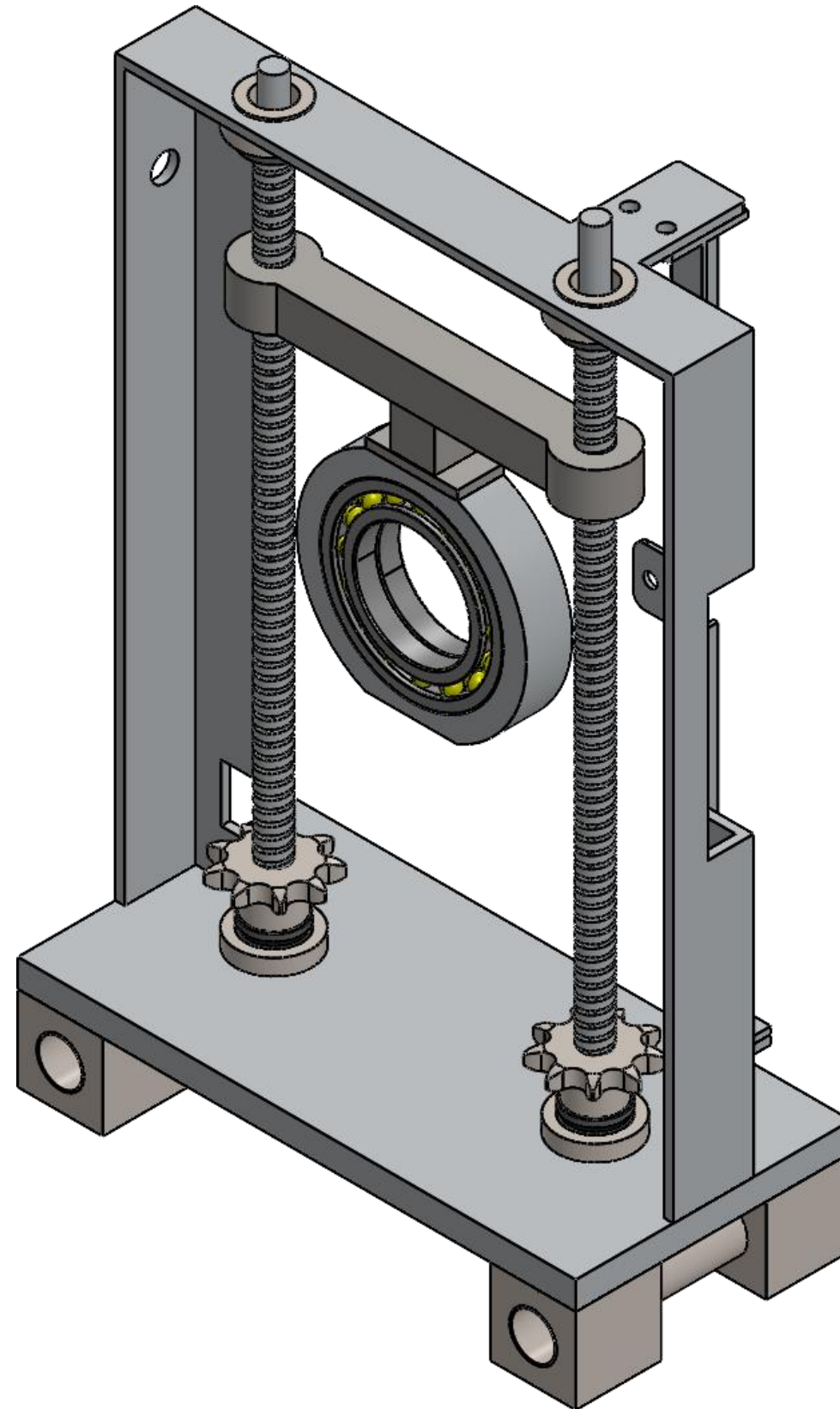


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS EJE LADO LIBRE

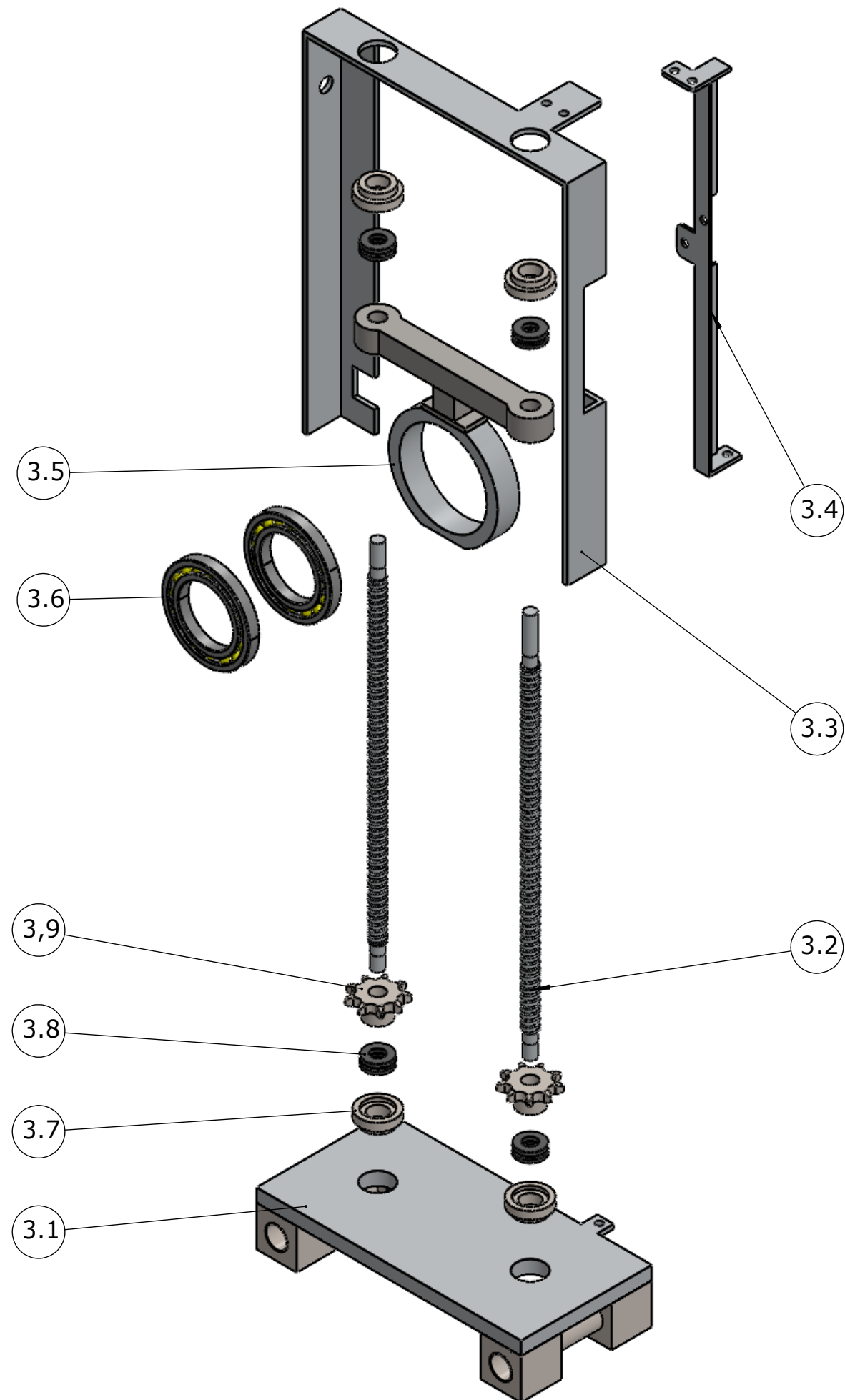
AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISA: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

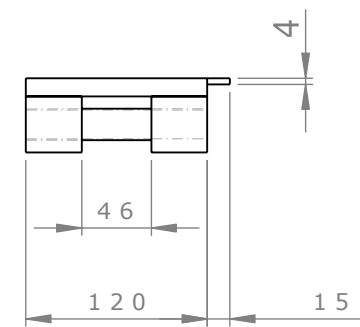
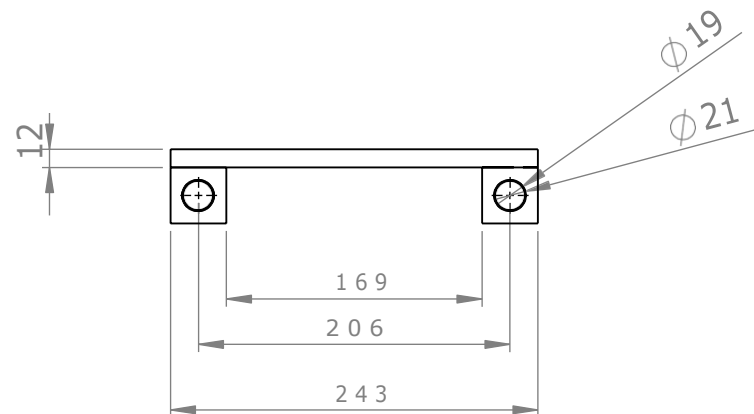
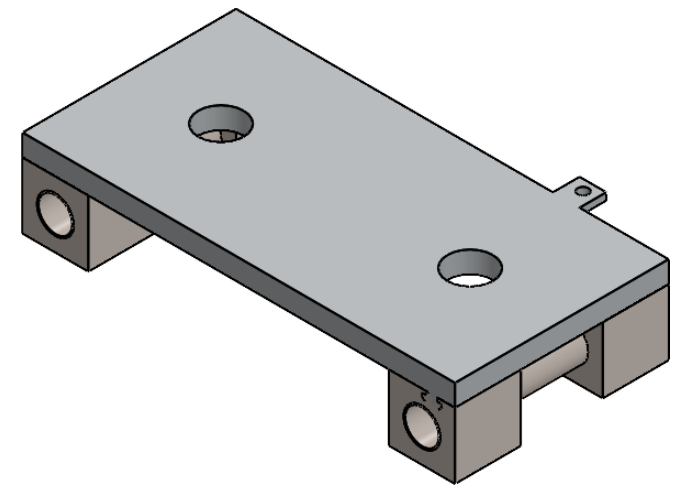
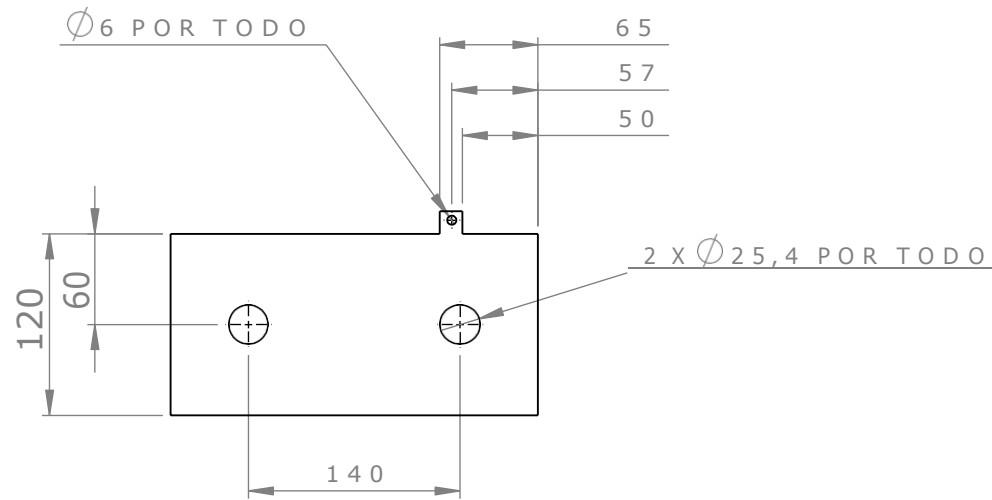
HOJA 12/23



		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 13/07/23	ESCALA: 1:2	TITULO: Explosionado del sistema de flexión	
UNIDADES: mm	A3	AUTOR: Nicolas Fernando Barrios Rueda	REVISAR: INGRICARDO ALFONSO JAIMES R.
			HOJA 13/23



Numero de Elemento	Nombre de la pieza	Cant
3.1	Carro flexion-torsion	1
3.2	Tornillo de potencia	2
3.3	Estructura arco	1
3.4	Soporte de sistema de torsion	1
3.5	Soporte prsionero	1
3.6	Rodamiento S6209-2RSR-FD	2
3.7	Bujes tornillos de potencia	4
3.8	Rodamientos axiales 51200	4
3.9	Piñones NK35B14	2
 <b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>		
FECHA: 13/07/23	TITULO: Explosionado del sistema de flexion	
ESCALA: 1:4	AUTOR: Nicolas Fernando Barrios Rueva	
UNIDADES: mm	REVISA: Brayan Alexander Neira Prada	HOJA 14/23
A3		



DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Lamina de acero ASTM A 36 de 12 mm de espesor, se corta mediante proceso de corte oxiacetilénico para obtener las dimensiones iniciales del rectángulo base, se realizan sus perforaciones; por otro lado se corta un tubo ASTM A36 de 1 1/2"X1 1/2" en 4 partes iguales c/u de 37 mm de largo, se perforan por todo, se fabrican 2 bujes, mediante una barra perforada de Øe21XØi19X120 mm, los cuales son introducidos en las perforaciones de los tubos y soldados, al igual que los demas componentes.



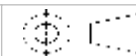
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

A 4

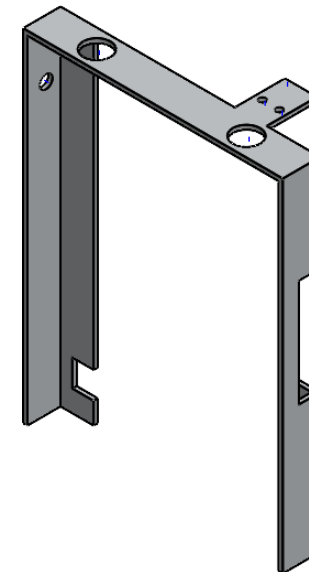
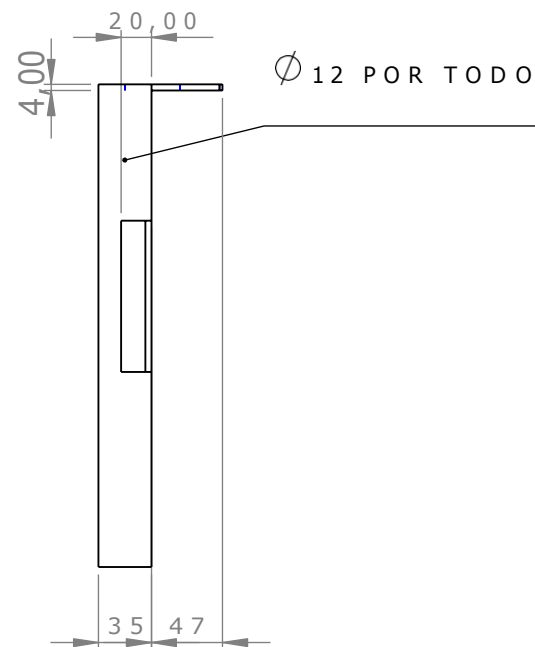
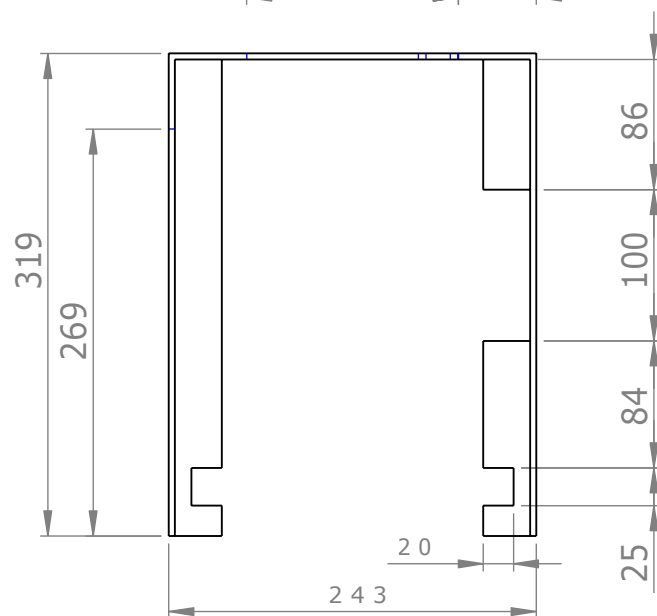
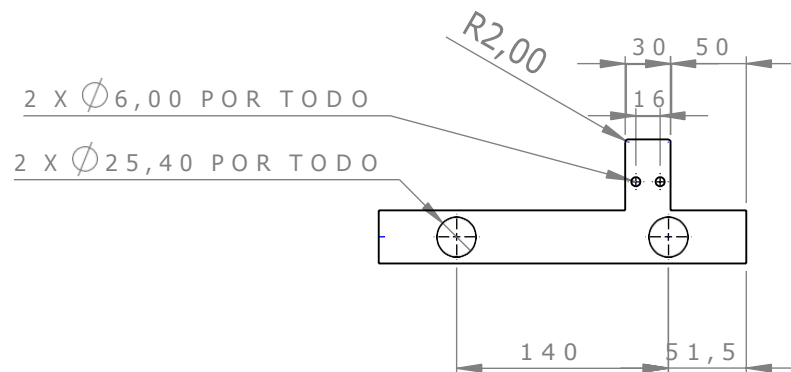


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES  
ESCALONADOS  
CARRO FLEXIÓN-TORSION

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISA: ING.RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 15/23



DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Lamina de acero ASTM A 36 de 4 mm de espesor, se corta mediante proceso de corte oxiacetilénico para obtener las dimensiones iniciales de las partes que conforman la pieza, se pasa por proceso de soldado para unir cada una de las partes y se realizan las respectivas perforaciones.



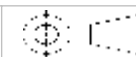
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

A 4

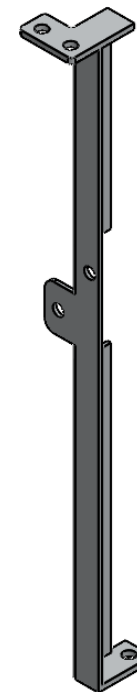
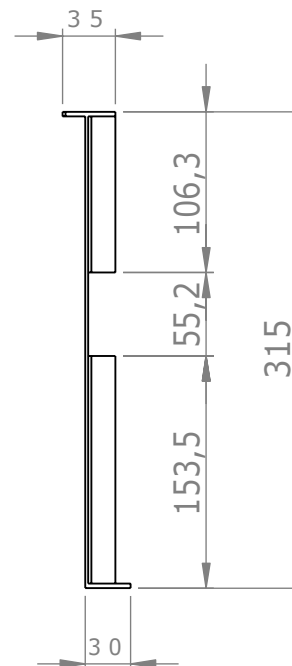
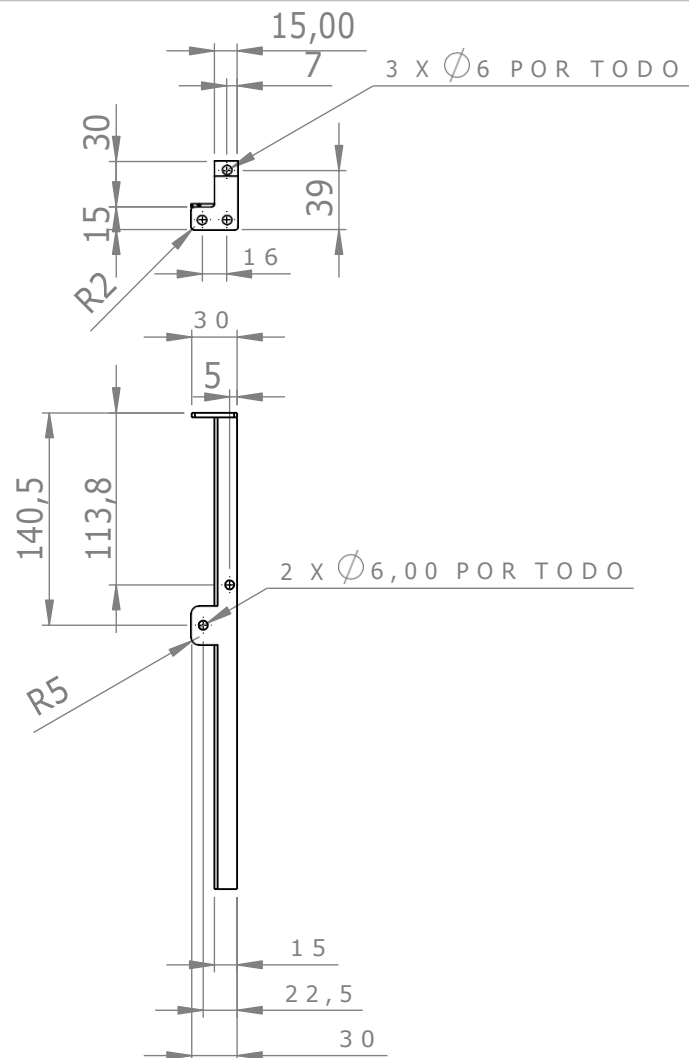


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS ESTRUCTURA ARCO

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISA: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 16/23



#### DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Lamina de acero ASTM A 36 de 4 mm de espesor, se corta mediante proceso de corte oxiacetilénico para obtener las dimensiones iniciales de las partes que conforman la pieza, se pasa por proceso de soldado para unir cada una de las partes y se realizan las respectivas perforaciones.



## UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

A 4

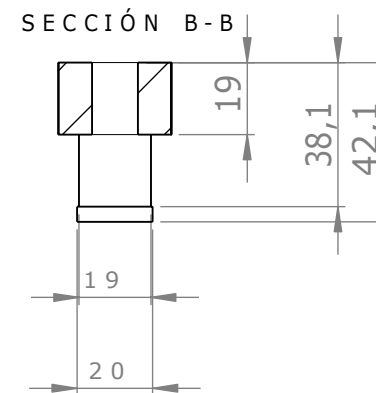
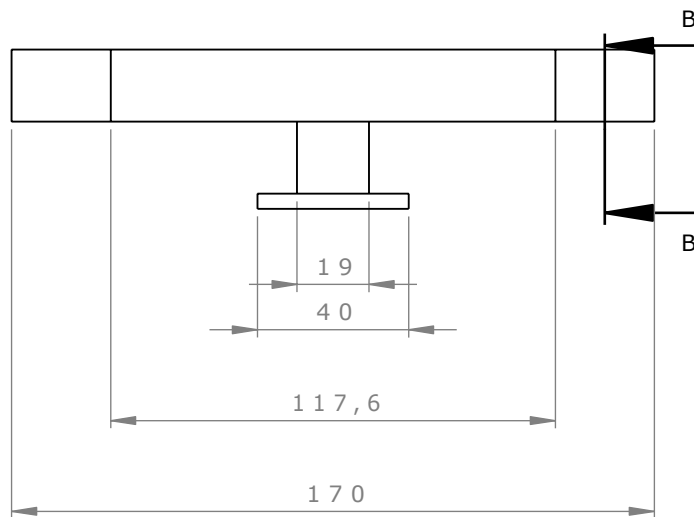
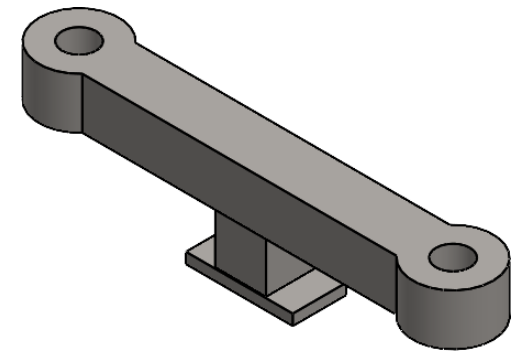
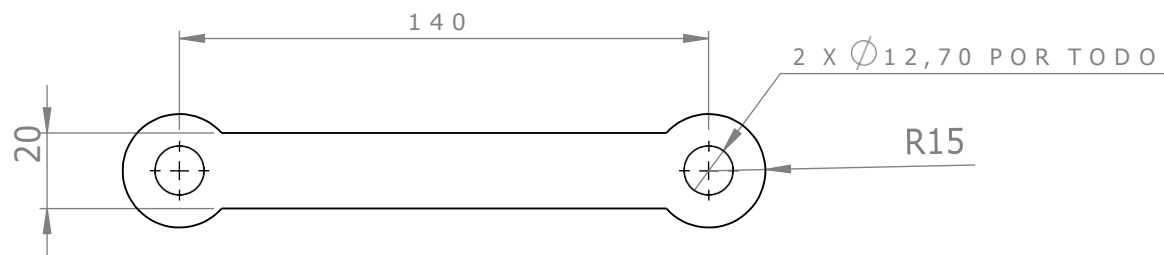


TÍTULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES  
ESCALONADOS  
SUJECIÓN FRENO

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISAR: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 17/23



**DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:**

Barra cuadrada de acero ASTM A 36 de 20 mm X 19 mm se corta a medida de 117,6 mm, se realizan 2 bujes mediante una barra circular perforada de  $\text{Ø}30 \times \text{Ø}25,4 \times 19 \text{ mm}$  y se soldan a la barra de acero, se corta de lamina ASTM A36 rectangulo de 40 mm X 19 mm X 19 mm y se solda a barra cuadrada de 19 mm X 19 mm X 19 mm, junto con las demas partes que componen la pieza.



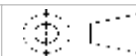
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

A 4

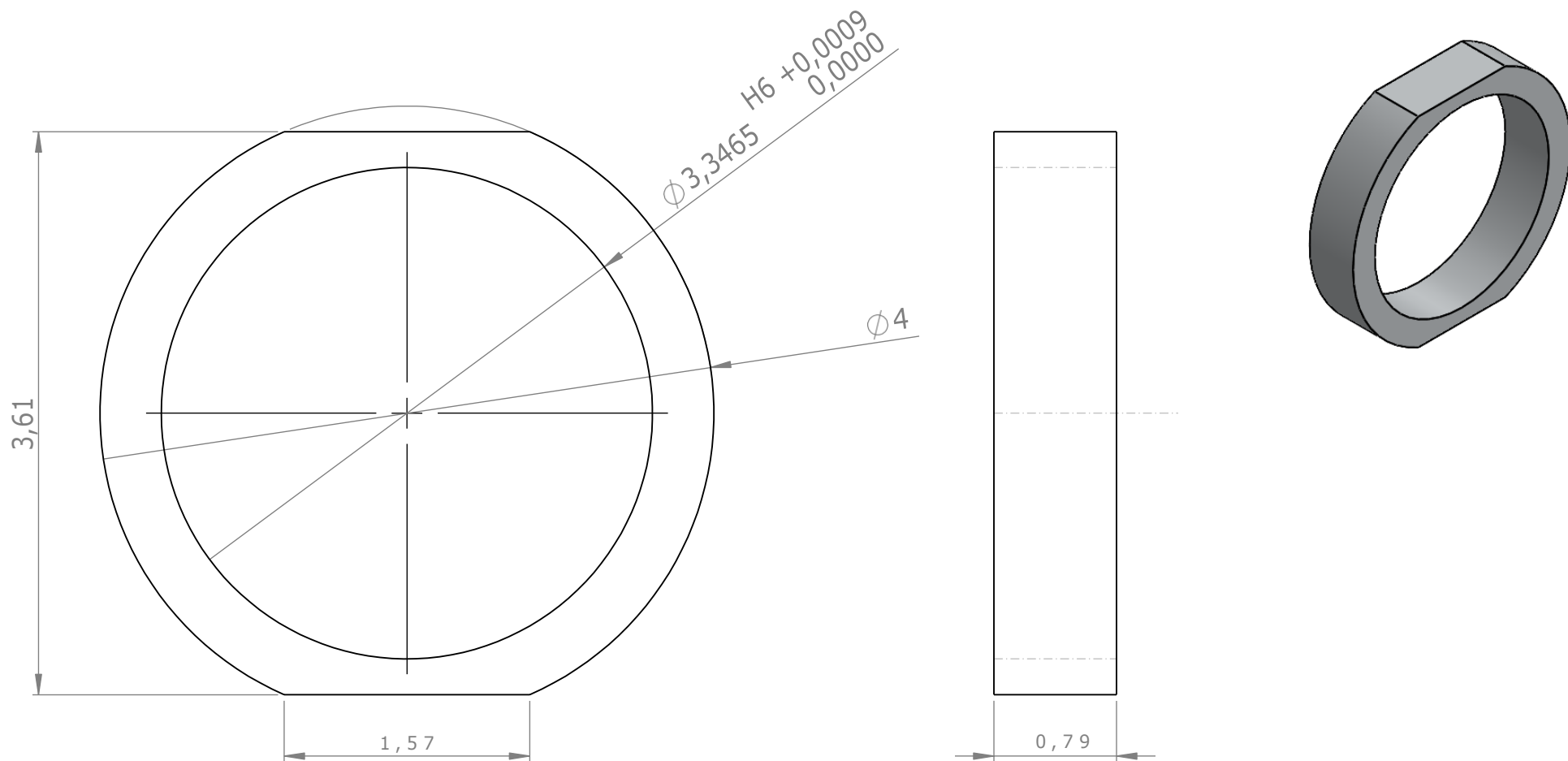


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES  
ESCALONADOS  
PIEZA 2

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISA: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 18/23



DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Barra redonde de  $\varnothing 4 \times 0,8$ ", perforada por torneado para obtener un diametro interios de  $\varnothing 3,35$ " y mediante fresado se realizan los extremos aplanados.



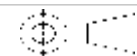
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:1

UNIDADES: mm

A 4

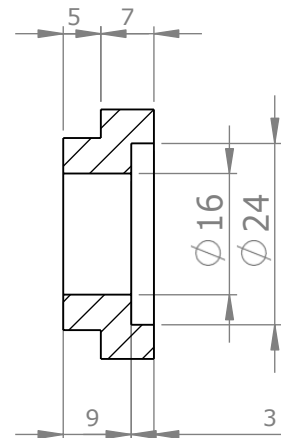
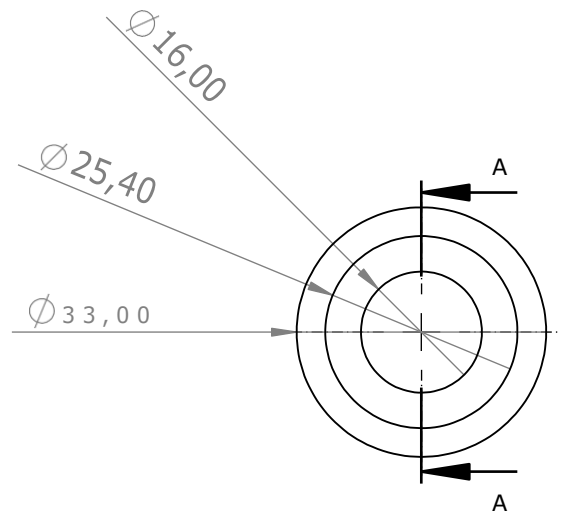


TITULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES  
ESCALONADOS  
AGARRE

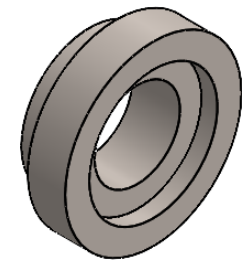
AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISA: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 19/23



SECCIÓN A-A



DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:

Fabricado a través de una barra perforada de  $\varnothing e = 33 \text{ mm}$ ,  $\varnothing i = 16$  material SAE 1045 y por proceso de torneado se maquinan las dimensiones deseadas,



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:1

UNIDADES: mm

A 4

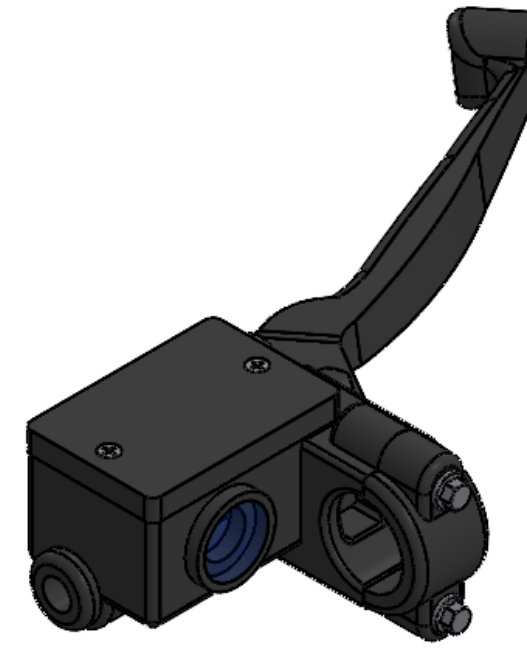
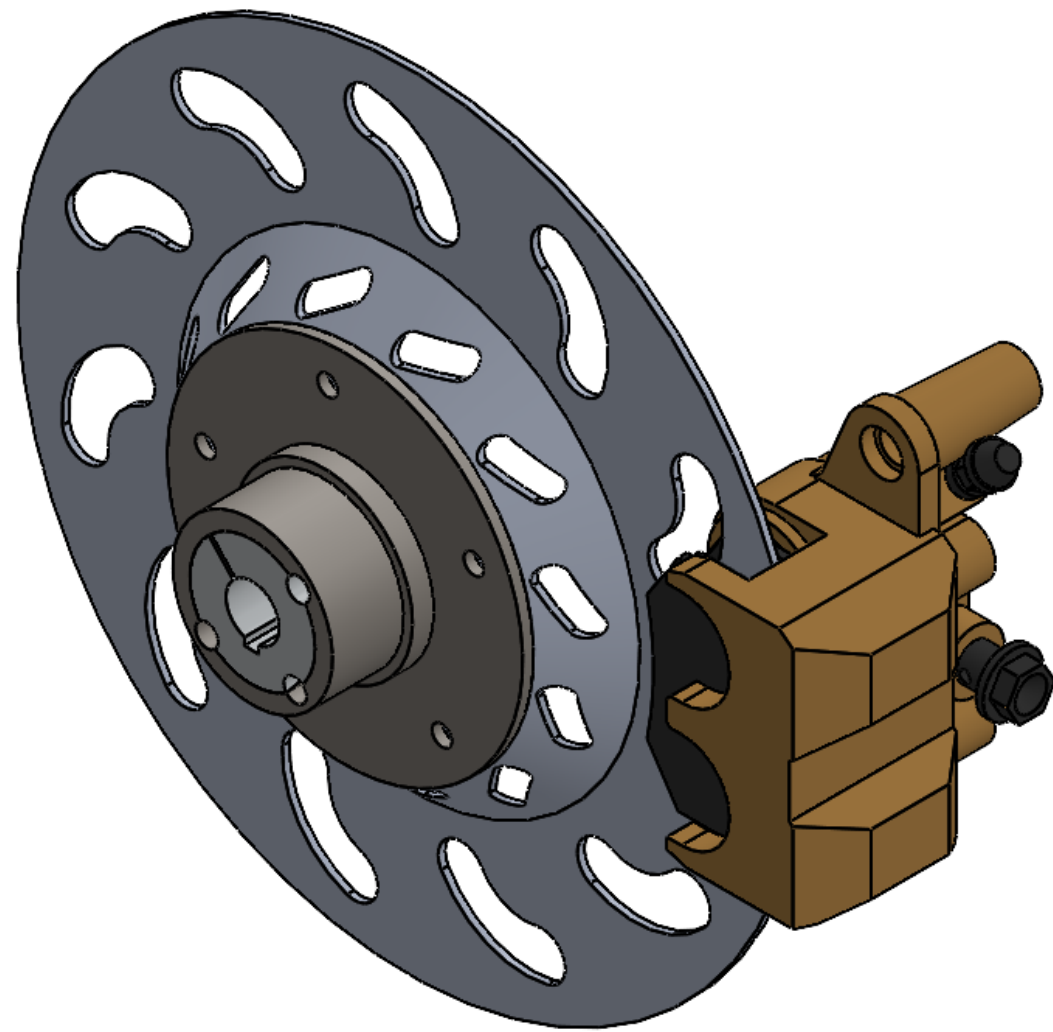


TÍTULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES  
ESCALONADOS  
BUJE

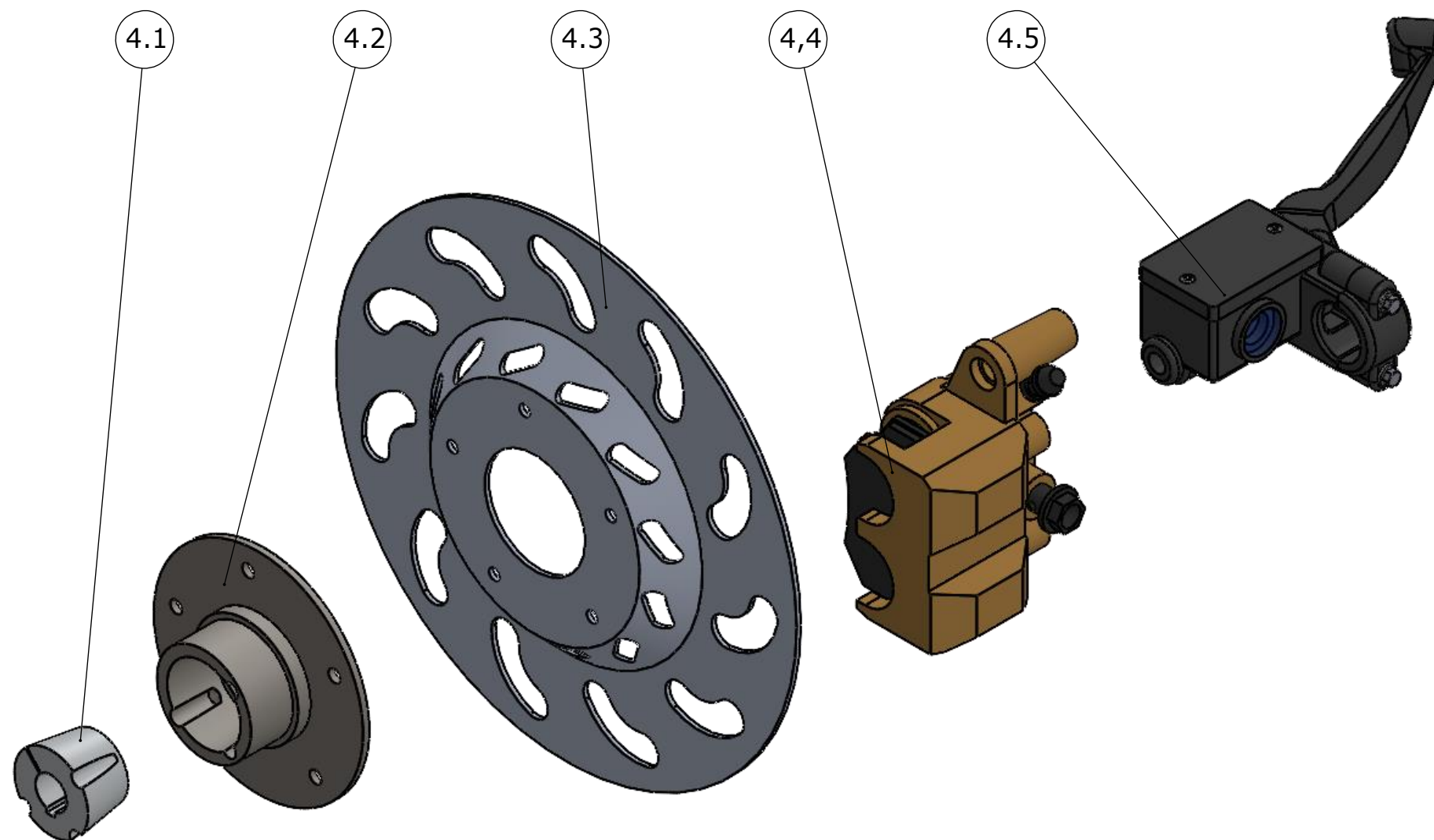
AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISA: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 20/23



		<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>	
FECHA: 13/07/23		TITULO: Explosionado del sistema de torsion	
ESCALA: 1:2		AUTOR: Nicolas Fernando Barrios Rueda	
UNIDADES: mm		REVISA: INGRICARDO ALFONSO JAIMES R.	
A3			HOJA 21/23



Numero de Elemento	Nombre de la pieza	Cant
4.1	Buje QD TB1008	1
4.2	Pieza conica	1
4.3	Freno de disco	1
4.4	Caliper	1
4.5	Bomba del freno	1



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

TITULO: Explosión del sistema de torsión

ESCALA: 1:3

UNIDADES: mm

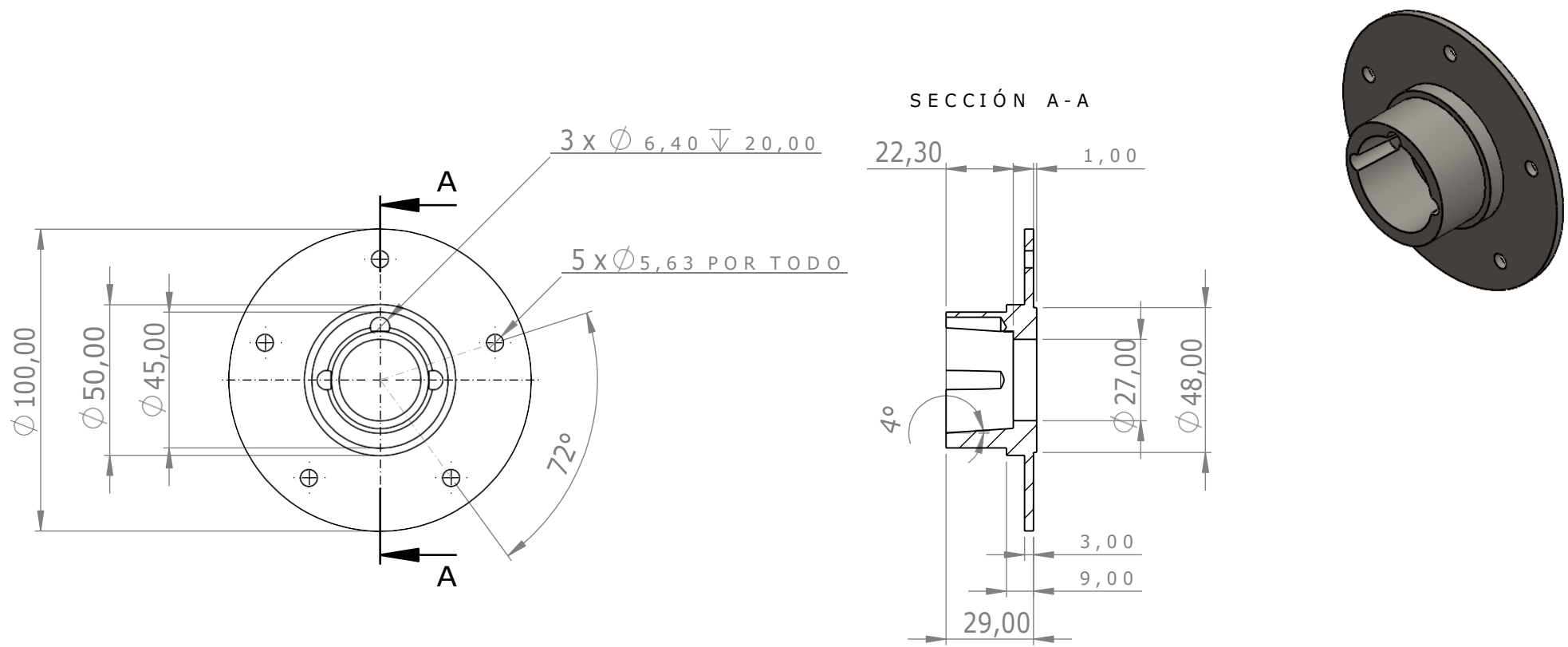
AUTOR: Nicolas Fernando Barrios Ruela

A3



REVISA: Brayan Alexander Neira Prada

HOJA 22/23



**DESCRIPCIÓN DE FABRICACIÓN:**

Mediante una barra circular de  $\phi 100$  mm material SAE 1045, por torneado se desarrollan las geometrías descritas y se perforan los agujeros especificados.



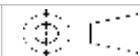
**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

FECHA: 13/07/23

ESCALA: 1:2

UNIDADES: mm

A 4



TÍTULO: BANCO DE ENSAYOS DESTRUCTIVOS DE EJES ESCALONADOS PRISIONERO CENTRAL

AUTOR: ALEXANDER NEIRA PRADA-NICOLAS BARRIOS RUEDA

REVISA: ING. RICARDO ALFONSO JAIMES R.

HOJA 23/23