

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Diseño y fabricación de máquina de ensayos de fatiga para
materiales metálicos**

Trabajo de graduación presentado por Francisco Armando Galindo
Rodríguez para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería
Mecánica Industrial

Guatemala,
2023

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Diseño y fabricación de máquina de ensayos de fatiga para
materiales metálicos**

Trabajo de graduación presentado por Francisco Armando Galindo
Rodríguez para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería
Mecánica Industrial

Guatemala,
2023

Vo.Bo.:



(f)

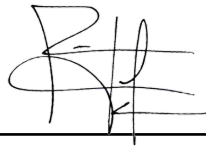
Msc. Víctor Hugo Ayerdi Bardales

Tribunal Examinador:



(f)

Msc. Víctor Hugo Ayerdi Bardales



(f)

Ing. Rony José Herrarte Estévez



(f)

Ing. Cesar Alberto Rosales Gómez

Fecha de aprobación: Guatemala, 05 de diciembre de 2023.

Queridos Padres, Familiares y Amigos,

Agradezco de corazón a Dios y a María Santísima por acompañarme en este emocionante momento de culminación de mi trabajo de graduación. Esta etapa de estudios ha sido una experiencia valiosa y enriquecedora, que me llena de motivación e ilusión para afrontar nuevos desafíos en mi carrera profesional.

A mis padres, Francisco Galindo y Reyna Rodríguez, les dedico este logro con profunda gratitud. Son quienes primero creyeron en mis habilidades y capacidades, impulsándome a triunfar incluso en los momentos más difíciles. Su ejemplo de fe en Dios y en hacer lo correcto ha sido mi guía constante.

A mis abuelitos, Paco y Mina, quienes tienen la dicha de celebrar este logro a mi lado, les ofrezco este trabajo de graduación. Ellos fueron los primeros en notar mis inquietudes desde que era niño.

De manera póstuma, dedico esta etapa de mi vida a mi abuelita Noemí y mi abuelito Ángel, quienes ya no están con nosotros, pero que en vida me llamaron “Ingeniero” y me expresaban su inmenso orgullo. Lo hago con profundo amor y gratitud.

A mi hermana Mariángel, quiero recordarte que yo también te admiro y te insto a seguir adelante.

A mis tías, tíos, primos y a mi novia, agradezco por sus mensajes, llamadas, consejos y ánimos oportunos, así como por sus regalos y detalles que hicieron especial este proceso tan importante.

A mi familia académica, compañeros y amigos de la Licenciatura en Ingeniería Mecánica e Ingeniería Mecánica Industrial, y de otras carreras, les agradezco por ser parte fundamental de mi viaje. Durante estos años, compartimos desafíos, triunfos, derrotas y valiosos aprendizajes. Al mirar hacia atrás, puedo afirmar con seguridad que cada paso valió la pena. Nuestra comunidad académica ha sido una fuente constante de inspiración y apoyo.

Expreso mi más sincero agradecimiento al Ingeniero Víctor Hugo Ayerdi, Director de la Carrera, por su invaluable orientación, conocimiento y apoyo en la realización de mi trabajo de graduación.

También quiero extender mi agradecimiento a nuestros profesores de Laboratorio, los Ingenieros Gustavo Pineda, Edgar Castillo y Darwin Prada, por su excelente respaldo y por brindarme facilidades durante la fabricación de la máquina de fatiga para materiales metálicos.

Con gratitud, aprecio y cariño,
Francisco Armando Galindo Rodríguez

Prefacio	VI
Lista de figuras	XI
Lista de cuadros	XIII
Resumen	XV
I. Introducción	1
II. Justificación	3
III. Objetivos	5
A. Objetivo general	5
B. Objetivos específicos	5
IV. Marco teórico	7
A. Máquinas de fatiga	7
1. Tipos de máquinas para ensayos de fatiga por flexión rotativa	7
B. Estándares para una máquina de fatiga rotativa	10
1. Tamaño de la probeta	10
2. Preparación y fabricación de la probeta	11
3. Sujeción probeta-eje	11
4. Procedimiento de ensayo	11
5. Frecuencia de ensayo	12
6. Conclusión de ensayo	12
C. Fenómeno de la fatiga	12
1. Criterios de falla por fatiga	12
2. Fases de fallo por fatiga	12
D. Curva de Wöhler o Curva S-N	13
1. Introducción a la curva Wöhler	13

2.	Regiones de la curva Wöhler	13
3.	Tipos de ciclos encontrados en la curva de Wöhler	15
V.	Metodología	17
A.	Metodología de diseño	17
B.	Definición de requisitos	17
C.	Diseños preliminares	19
D.	Cálculo y diseño	23
1.	Carga nominal del sistema	23
2.	Eje	30
3.	Acople	37
4.	Cuña	40
5.	Rodamiento y chumacera	42
6.	Componentes eléctricos	43
E.	Fabricación	46
1.	Seguridad industrial en trabajo de manufactura	46
2.	Conexiones eléctricas	47
3.	Manufactura de banco	50
4.	Manufactura de sistema de transmisión de potencia	52
5.	Acople	57
6.	Probetas	58
7.	Sistema de carga	60
8.	Sistema de nivelación del motor	63
F.	Pruebas	64
VI.	Resultados	67
VII.	Discusión de resultados	79
VIII.	Conclusiones	81
IX.	Recomendaciones	83
X.	Bibliografía	85
XI.	Anexos	87

Lista de figuras

1. Esquema de máquina de Schenck	8
2. Probeta utilizada en máquina de Schenck	8
3. Esquema de máquina de R.R. Moore	9
4. Probeta utilizada en máquina de R.R. Moore	9
5. Esquema de máquina de Wöhler	10
6. Probeta utilizada en máquina de Wöhler	10
7. Dimensiones y tolerancias de la probeta	11
8. Marcas de playa	13
9. Curva de Wöhler	14
10. Curva de Wöhler para diferentes tipos de materiales	16
11. Ajuste de nivelación de altura y desplazamiento para motor de corriente alterna	20
12. Cargador de peso	20
13. Sistema de carga completo	21
14. Prediseño de caja eléctrica	22
15. Prediseño de probeta	22
16. Diseño preliminar de máquina de ensayos de fatiga	23
17. Sistema de transmisión de potencia para máquina de fatiga	23
18. Geometría de probeta diseñada y por fabricar (dimensiones en milímetros)	24
19. Diagrama de cuerpo libre de la sección B-E	25
20. Diagrama de corte y momento de la sección B-E	25
21. Seccionamiento de punto de estudio H sobre probeta	26
22. Tensión variable en punto H de la probeta	26
23. Constante f dependiendo de la resistencia a la tensión del material a estudiar	29
24. Límite de resistencia a la fatiga para aceros	29
25. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión de potencia de máquina de fatiga	30
26. Geometría del eje a diseñar	31
27. Diagrama de corte y momento del eje de transmisión de potencia	31
28. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín	34
29. Factores de confiabilidad	34

30. Factores de concentración de esfuerzos por fatiga a la flexión y torsión	35
31. Deflexión angular	36
32. Deflexión sobre el eje	36
33. Ejes de rotación de un cilindro	37
34. Factores de servicio	38
35. Tamaños de acople y especificaciones según el fabricante	38
36. Tamaños de cuña recomendados por el fabricante	39
37. Acople L090/095 y bridas HUB L090.	39
38. Diagrama de cuña cuadrada	40
39. Desalineación angular en rodamientos serie Y	42
40. Rodamiento Y con un anillo de fijación excéntrico SKF modelo YAR 205-100	43
41. Montaje de rodamiento YAR 205-100 en chumacera de banco	43
42. Motor R312A	43
43. Variador de velocidad ATV 320	44
44. Interruptor general CHINT modelo NXB-63 C4	44
45. Guardamotor CHINT modelo NS2-25X amperaje de 2.5-4 A	45
46. Cable TSJ 4 cable calibre 14	45
47. Cable THHN 14	45
48. Equipo de protección personal	46
49. Equipo de protección para soldadura	46
50. Esquema de conexiones 220V AC	47
51. Esquema conexión Delta fabricante	48
52. Conexión Delta en motor	48
53. Esquema de conexiones variador de frecuencia y accesorios	49
54. Conexión eléctrica dentro de caja	50
55. Panel eléctrico concluido	50
56. Banco soldado	51
57. Cortado de paneles con cortadora plasma	51
58. Realización de boquete a placa superior de banco	52
59. Banco de máquina de fatiga concluido	52
60. Revoluciones por minuto en función al diámetro	53
61. Avance de corte de buril según torno marca South Bend	53
62. Refrentado de caras a barra 1045	54
63. Desbastado de barra para llegar a 25 mm	54
64. Ensayo de eje maquinado en chumaceras	55
65. Realización de agujero de inserto a eje	55
66. Eje con agujero de inserto finalizado	56
67. Inserto de mandril dentro del eje	56
68. Realización de agujeros para castigadores al eje	57
69. Posicionamiento de acople en torno para maquinado	57
70. Rectificación de diámetro de probetas	58
71. Proceso de manufactura de probetas	58
72. Proceso de manufactura de radio en torno CNC	59
73. Probetas culminadas	59
74. Rediseño de cargador de peso	60
75. Presentación de cargadores al sistema de transmisión de potencia	60
76. Brocas y porta herramienta utilizado para crear los diámetros del cargador	61
77. Maquinado de cargadores	61

78. Verificación del ancho de hembra con ancho del cargador	62
79. Maquinado de topes de cargador	62
80. Sistema de carga montado a banco de máquina de fatiga	63
81. Maquinado de placas de sistema de nivelación	63
82. Nivelación de sistema	64
83. Montaje de máquina de fatiga al banco	64
84. Resultado de paro de emergencia activado, luz piloto roja y verde	68
85. Resultado de potenciómetro, interruptor (ON) y luz piloto amarilla	68
86. Resultado de lectura de revoluciones por minuto con tacómetro	69
87. Resultado de soporte de peso por sistema de carga y transmisión de potencia	69
88. Resultado de ajuste en chumaceras	70
89. Restricción de acople al eje de transmisión de potencia	70
90. Presentación de junta universal como nuevo acople	71
91. Manufactura de nuevo acople utilizando la junta universal	71
92. Resultado de prueba de fatiga terminada	72
93. Vista superior de resultado de prueba de fatiga terminada	72
94. Sujeción en probetas	73
95. Marca de playa en primera mitad de la probeta	73
96. Marca de playa en segunda mitad de la probeta	73
97. Esquema de superficies de fractura por fatiga ante esfuerzos de flexión rotatoria	80

Lista de cuadros

1. Áreas limitantes por el número de ciclos N	14
2. Glosario de curva de Wöhler	14
3. Límites de fatiga	16
4. Definición de requisitos	18
5. Definición de requisitos (continuación)	19
6. Descripción de secciones del sistema de transmisión de potencia	24
7. Propiedades acero AISI 4340	24
8. Características del acero AISI 1045 rolado en frío	32
9. Datos que ingresar en ecuación 16	35
10. Datos iniciales para cálculo de longitud de cuña	40
11. Resistencia a la fluencia acero AISI 1006	40
12. Verificación de pruebas de panel eléctrico	65
13. Verificación de pruebas de flexión en sistema de carga y transmisión de potencia	65
14. Prueba de fatiga	66
15. Resultados de pruebas de panel eléctrico	67
16. Resultados de pruebas de flexión en sistema de carga y transmisión de potencia	69
17. Resultados de prueba de fatiga	72
18. Resultados de definición de requisitos	74
19. Resultados de definición de requisitos (continuación)	75
20. Costo de componentes de máquina de fatiga	76
21. Costo de componentes de máquina de fatiga (continuación)	77

Se diseñó y fabricó una máquina de ensayos de fatiga con el objetivo de realizar investigaciones y experimentos en el campo de la fatiga de materiales metálicos, proporcionando a estudiantes y profesores la oportunidad de llevar a cabo estudios exhaustivos en esta área.

Para lograr este propósito, se realizó una investigación sobre los componentes mecánicos de estas máquinas. Se determinó que incluyen elementos como ejes de transmisión de potencia, chumaceras, un acople que permite la deflexión angular y una probeta. Además de estos componentes mecánicos, la máquina cuenta con un variador que permite el control de las revoluciones por minuto del motor. Esta característica es esencial, puesto que permite ajustar la velocidad de rotación de la probeta según los requisitos específicos de cada estudio de fatiga.

Durante la fase de fabricación de la máquina, se enfrentaron diversos desafíos, especialmente en los sistemas de carga y transmisión de potencia. Sin embargo, estos obstáculos se superaron con éxito, lo que permitió llevar a cabo pruebas de fatiga. Estas pruebas dieron como resultado marcas de playa en las áreas donde ocurrió la fatiga del material, lo que validó la funcionalidad de la máquina.

En la actualidad, el estudio de fatiga en materiales metálicos desempeña un papel fundamental en el ámbito de la ingeniería. Como señalan W.D. Callister y Rethwisch (2016) en su libro *Ciencia e Ingeniería de Materiales, Novena edición*, aproximadamente el 90 % de las fallas de materiales metálicos se atribuyen a la fatiga. Esto subraya la importancia de realizar un análisis de fatiga en todos los materiales que se utilizarán en aplicaciones de ingeniería.

Para abordar esta problemática y contribuir a la investigación y desarrollo en ingeniería de materiales, se ha planteado el objetivo general de diseñar y fabricar una máquina de ensayos de fatiga específicamente diseñada para evaluar la resistencia a la fatiga de materiales metálicos. Además, se busca respaldar su funcionalidad a través de la obtención de datos que permitan construir una curva de Wöhler.

El proceso para lograr este objetivo general comenzó con un análisis de las máquinas de fatiga existentes en la actualidad, con un enfoque particular en tres de las más reconocidas: la máquina de Schenck, R.R. Moore y Wöhler. Este análisis permitió identificar los componentes, probetas, ventajas y desventajas de cada una de ellas, lo que condujo a la decisión de diseñar una máquina de ensayos de fatiga que integrara elementos de la máquina de R.R. Moore y la probeta utilizada en los estudios de Schenck.

Las decisiones de diseño se basaron en la facilidad de fabricación de los componentes, priorizando la simplicidad y eficacia en la implementación. Estos componentes incluyeron un acople flexible, sistema de transmisión de potencia, un sistema de carga y un sistema eléctrico.

A pesar de que los componentes parecían sencillos en su fase inicial de diseño y fabricación, surgieron desafíos durante las fases de pruebas, especialmente en la transmisión de potencia a través del acople flexible y la rigidez del sistema de carga. No obstante, se lograron superar estos problemas mediante la implementación de un nuevo acople fabricado

con ayuda de una junta universal, y la introducción de un sistema de carga pivotante. Estas modificaciones resultaron en la capacidad de generar la flexión requerida, lo que culminó en la realización exitosa de dos pruebas de fatiga y la rotura de las probetas, evidenciando las características marcas de playa.

Estas marcas de playa no solo validaron el funcionamiento de la máquina de ensayos de fatiga, sino que también respaldaron la investigación al comparar los resultados obtenidos con la literatura existente. Este trabajo se presenta como un avance significativo en el estudio y evaluación de la fatiga en materiales metálicos, con el potencial de contribuir al desarrollo de materiales más resistentes y seguros en aplicaciones de ingeniería.

Justificación

Actualmente existen diferentes tipos de máquinas que estudian la fatiga en materiales metálicos, brindando estudios y características importantes del material sometido a esfuerzos cíclicos. Este estudio cobra valor pues aproximadamente el 90 % de las fracturas de los materiales metálicos son debido a las fallas por fatiga. (Callister & Rethwisch, 2016) Por lo que es de suma importancia saber las propiedades de un metal previo a ser utilizado en una aplicación ingenieril.

En la Universidad del Valle de Guatemala, los estudiantes del departamento de Ingeniería Mecánica cuentan con conocimiento suficiente sobre fatiga de materiales, así como la ciencia detrás de ellos; por lo que la fabricación de una máquina de fatiga, que sea asequible y cumpla con los requisitos establecidos, hará que la investigación de materiales metálicos crezca, dando como consecuencia un campo más de estudio y aprendizaje.

La máquina que se quiere replicar es de tipo Moore/Schenck, está se escogió debido a su sistema de sujeción de la probeta, la cual crea un esfuerzo nulo y un momento flector constante a lo largo de la sección de ensayo, dando como consecuencia un estudio del material más preciso y con menos variables de error. (Di Brico & Mollerach, 2011) Además, permite el estudio de falla por fatiga de momentos flectores, y cierta parte de esfuerzos por tracción o compresión. (Leboreiro, 2018). Siendo así una máquina bastante completa para el análisis y estudio de los materiales metálicos en la universidad.

A. Objetivo general

Fabricar una máquina de ensayos de fatiga para materiales metálicos y respaldar su funcionalidad mediante una curva de Wöhler.

B. Objetivos específicos

1. Determinar los componentes principales que conforman una máquina de ensayos de fatiga.
2. Identificar los materiales adecuados a utilizar en los componentes mecánicos de la máquina de ensayos de fatiga.
3. Calcular dimensiones, esfuerzos y carga máxima que soportará la probeta de pruebas.
4. Ajustar las revoluciones por minuto del motor según el caso de estudio del material de la probeta.
5. Analizar los resultados de ensayo de fatiga con las curvas Wöhler teóricas del material de la probeta, con el fin de evaluar la precisión de los datos.
6. Desarrollar manuales de usuario para la correcta manipulación y uso de la máquina.

A. Máquinas de fatiga

Existen diferentes tipos de máquinas de fatiga diseñadas para realizar ensayos de fatiga en materiales. Estas máquinas están diseñadas para aplicar cargas cíclicas repetitivas a las muestras de material con el fin de evaluar su resistencia y comportamiento ante ciclos de carga y descarga. Algunas de las máquinas más comunes que se pueden encontrar son: máquinas de fatiga axial, máquinas de fatiga flexional, máquinas de fatiga torsional, máquinas de fatiga multiaxial, máquinas de fatiga de alta y baja frecuencia, y máquina de fatiga de flexión rotatoria. Debido al caso de estudio, se profundizará en las máquinas de flexión rotativa

1. Tipos de máquinas para ensayos de fatiga por flexión rotativa

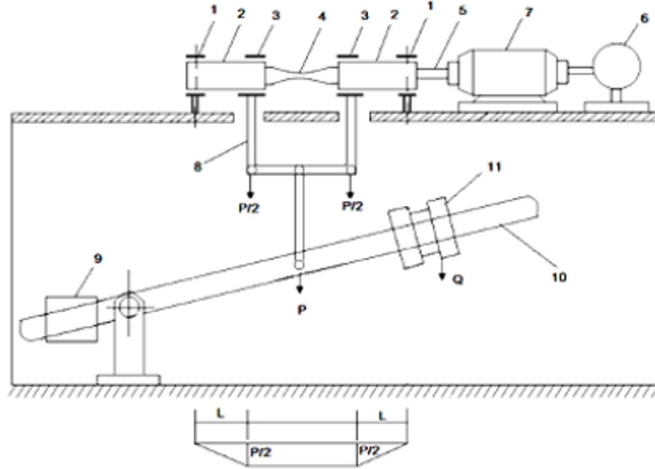
Dentro de la rama de máquinas de fatiga por flexión rotativa se pueden destacar las máquinas: Schenck, R.R. Moore y Wöhler, las cuales cuentan con ventajas y desventajas, así como su forma de funcionar y manera de llevar a cabo el ensayo de fatiga.

Máquina Schenck

La máquina de Schenck está conformada por una bancada que incluye un motor (varía entre 1500 y 6000 rpm), un contador de revoluciones y los montajes de soporte de la probeta. Dentro de la bancada se encuentra un dispositivo a manera de romana para aplicar la carga, además de una pesa deslizante y un contrapeso que ayuda a equilibrar el brazo. Para reducir al mínimo el momento de torsión, y para permitir que la probeta se flexione libremente, los soportes de la probeta y de los dos anillos porta cargas están equipados con cojinetes oscilantes de bolas. Debido a su diseño permite ciertas ventajas, entre ellas: una variación de la carga durante el ensayo, mayor grado de exactitud y permite variar las velocidades de prueba. Sin embargo, también cuenta con ciertas implicaciones, la primera es su alto costo

de fabricación, es difícil de operar y tiene una calibración complicada. (Córdova & Loayza, 2010)

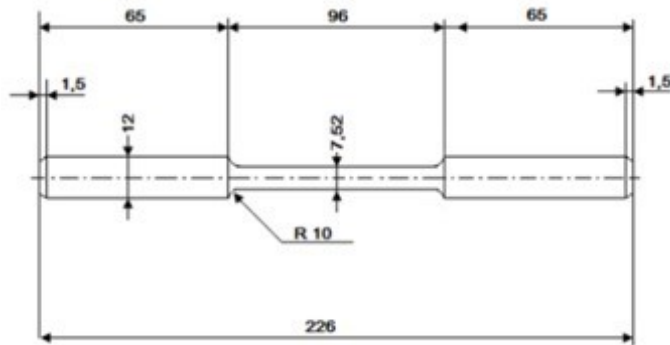
Figura 1: Esquema de máquina de Schenck



- | | | |
|---------------------------|--------------------------------|---------------------|
| 1. Soportes | 5. Acople (eje-motor) | 9. Contrapeso |
| 2. Manilla porta probetas | 6. Cuentarrevoluciones | 10. Brazo de romana |
| 3. Anillo portacarga | 7. Motor eléctrico | 11. Pesas |
| 4. Probeta | 8. Sistema aplicación de carga | |

Fuente: (Córdova & Loayza, 2010)

Figura 2: Probeta utilizada en máquina de Schenck



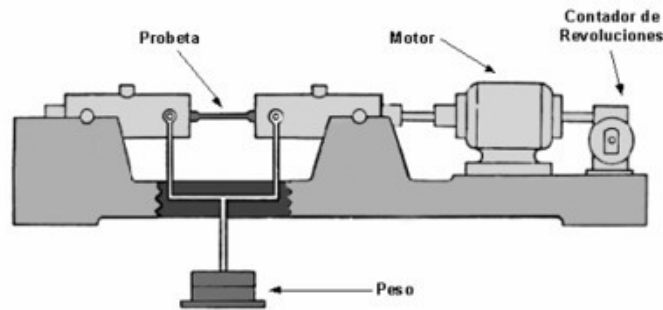
Fuente: (Córdova & Loayza, 2010)

Máquina R.R. Moore

La máquina de R.R. Moore permite una flexión rotativa de la probeta con un momento constante en la parte central, dicha flexión se da por una carga flectora que se encuentra en la parte inferior de la máquina, debido a esta forma de cargar el peso, la probeta se encuentra sometida a un estado de flexión puro y los esfuerzos actuantes en las fibras bajo el eje neutro son invertidos desde tensión a compresión y viceversa gracias al giro provocado por el motor. Entre sus ventajas se encuentra el bajo costo de construcción, una fácil calibración,

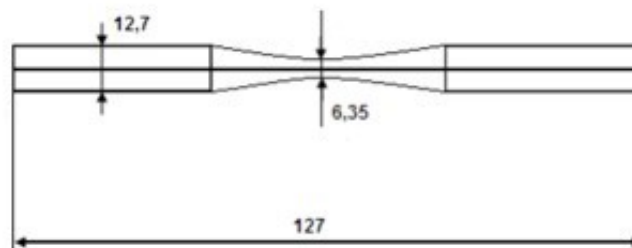
fácil operación y tamaño de máquina; las desventajas que esta máquina presenta es su complicado cálculo de diseño y la inexistencia de ciertas partes, por lo que se fabrican bajo medida. (Córdova & Loayza, 2010)

Figura 3: Esquema de máquina de R.R. Moore



Fuente: (Córdova & Loayza, 2010)

Figura 4: Probeta utilizada en máquina de R.R. Moore

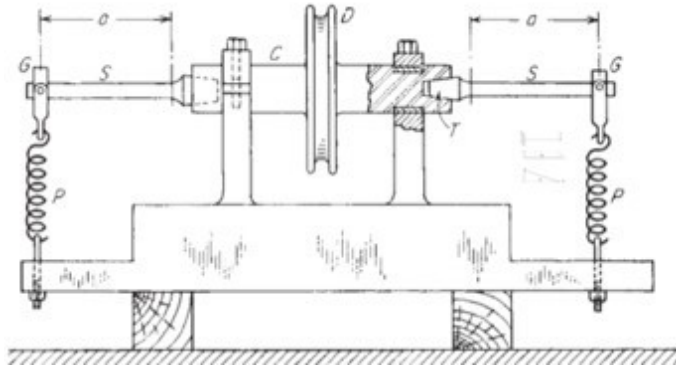


Fuente: (Córdova & Loayza, 2010)

Máquina de Wöhler

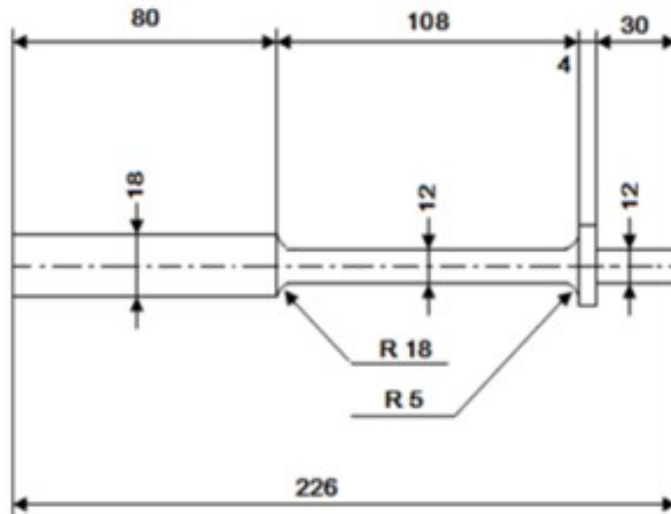
Esta máquina demuestra el fallo por fatiga de materiales cuando están sujetos a tensiones alternas. Dicha máquina utiliza un motor para girar una muestra circular en voladizo con una carga en su extremo libre. Las muestras o probetas tienen un diseño especial que crea un punto de máxima tensión en su punto medio, en lugar de que sea en su extremo, dando como resultado un punto definido de falla y evita las concentraciones de esfuerzos no deseados. Esta máquina entra en la categoría ensayos en donde el corte es distinto de cero, pues se encuentra en voladizo. (Tecquipment, 2023)

Figura 5: Esquema de máquina de Wöhler



Fuente: (Urdapilleta, 2017)

Figura 6: Probeta utilizada en máquina de Wöhler



Fuente: (Córdova & Loayza, 2010)

B. Estándares para una máquina de fatiga rotativa

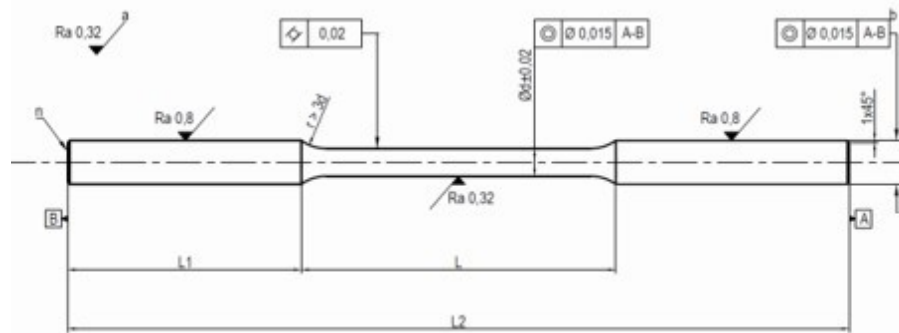
Según Di Brico, existen diferentes normas internacionales que regulan y estandarizan los ensayos de fatiga. Estas normas tienen el objetivo de reducir las variables que provoquen una causa de error fuera de lo establecido, ejemplo de ello es: tamaño de probetas, aplicación de carga, configuración de la máquina y condición del ensayo.

1. Tamaño de la probeta

En la Figura 7 se aprecia el plano para fabricar una probeta de manera estandarizada. Al momento de realizar un ensayo de fatiga se deben de utilizar las probetas con la misma forma, dimensión y tolerancia de diámetros, por lo que el diámetro mínimo de cada probeta debe ser medido con una precisión de hasta 0.01 mm. El diámetro exterior de la probeta

mostrada puede variar entre 6 y 12.5 mm, siendo mayormente recomendados los valores de 6, 7.5 y 9.5 mm, con una tolerancia menor a 0.005 veces el diámetro. (Di Brico & Mollerach, 2011)

Figura 7: Dimensiones y tolerancias de la probeta



Fuente: (Di Brico & Mollerach, 2011)

2. Preparación y fabricación de la probeta

Si el material al que se hará estudio cuenta con algún tratamiento térmico luego de ser acabada su manufactura, se recomienda un pulido superficial, en caso de no ser posible, se debe de realizar un tratamiento térmico al vacío para evitar la oxidación. Cabe mencionar, que el tratamiento no debe de afectar la microestructura característica del material. Por lo que, para reducir las tensiones residuales en la superficie de la pieza, se recomienda un proceso de rectificación de la superficie, con una dimensión del diámetro más 0.1 mm y con rectificaciones menores a 0.005 mm. Al finalizar, se debe de realizar un pulido en la dirección axial para eliminar 0.025 mm más de la superficie. En este proceso se debe tener en cuenta el factor de la cristalización, la cual se presenta por un aumento de temperatura en la pieza. Para que la probeta este aprobada se recomienda un acabado superficial de $0.2 \mu\text{m}$ (Di Brico & Mollerach, 2011)

3. Sujeción probeta-eje

Para evitar vibraciones del sistema probeta-eje, se recomienda mantener una alineación adecuada entre la probeta y el eje de forma tal que la desalineación admisible en las secciones de sujeción sea de ± 0.025 mm, así como la excentricidad máxima admisible a lo largo de la sección de ensayo sea de ± 0.013 mm. (Di Brico & Mollerach, 2011)

4. Procedimiento de ensayo

El procedimiento indica que para aplicar el 100 % de la fuerza necesaria para obtener la tensión deseada en el ensayo, se debe encender el motor y espera que alcance el régimen nominal de giro, cuando este alcance el valor dado por el fabricante, se aplica la fuerza de manera paulatina hasta llegar al valor indicado para el ensayo; en este punto se deben de procurar evitar los aumentos de carga de manera brusca que puedan generar un choque y por ende una fisura previa en la probeta de estudio.

5. Frecuencia de ensayo

Las frecuencias de ensayo se eligen según el tipo de material al que se le aplicará el ensayo de fatiga, sin embargo, éstas deben mantenerse constantes durante las pruebas realizadas. Los valores recomendados se encuentran entre los 15 a 200 Hz, los cuales se convierten a 900 y 12000 revoluciones por minuto. Si en dado caso se tengan que realizar pruebas a 12000 revoluciones por minuto, debe tenerse en cuenta el calentamiento de la probeta, si esto llegase a ocurrir, la temperatura máxima que puede alcanzar la probeta debe ser igual al cociente entre la temperatura de ensayo y $3/10$ de la temperatura de fusión del material. (Di Brico & Mollerach, 2011)

6. Conclusión de ensayo

El ensayo de fatiga rotativa concluye al producirse la rotura de la probeta o al alcanzar un número de ciclos igual a 10^7 para los aceros, y de 10^8 para los materiales no ferrosos. Si la rotura se produce fuera de la sección de ensayo (sujeción de la probeta) este se debe considerar inválido.

C. Fenómeno de la fatiga

Cuando se habla de máquinas, estructuras, armazones o construcciones de ingeniería se deben de considerar dos tipos de cargas: cargas estáticas y cargas dinámicas. Las cargas dinámicas, son aquellas que varían con el tiempo de manera cíclica y suelen crear esfuerzos variables, alternantes o fluctuante, por lo que, conlleva al elemento a una falla por fatiga. Es importante considerar esta falla, pues un elemento sometido a dichas cargas puede generar fracturas internas a esfuerzos menores que el requerido o previsto en ensayos de carga estática. (Ramírez Díaz, 2009)

1. Criterios de falla por fatiga

Para que exista una falla por fatiga deben de estar presentes tres estados, el primer estado debe ser un esfuerzo cíclico, el segundo un esfuerzo de tensión y el tercero una deformación plástica. Estos estados al combinarse resultan en lo siguiente: el esfuerzo cíclico genera una deformación plástica, la cual provocará un agrietamiento, y el esfuerzo de tensión propagará este agrietamiento en el elemento. (Ramírez Díaz, 2009) Otro criterio de falla por fatiga se debe a la geometría del elemento, por ejemplo: ranuras, hombros, agujeros, cuñas, entre otros; los cuales pueden ser áreas críticas en donde puede existir una falla microestructural, en donde una vez se presente la fatiga, se evidenciará en la pieza con la propagación de marcas de playa con una forma concéntrica.

2. Fases de fallo por fatiga

Inicio de grieta (nucleación)

Inician las apariciones de pequeñas grietas en el material, por lo general se presentan alrededor de alguna fuente de concentración de tensiones o en la superficie exterior, esto se debe a que en esta parte las fluctuaciones de tracción son más elevadas. Esta fase es la que mayor tiempo conlleva hasta llegar al punto de rotura. (Cuesta, 2021)

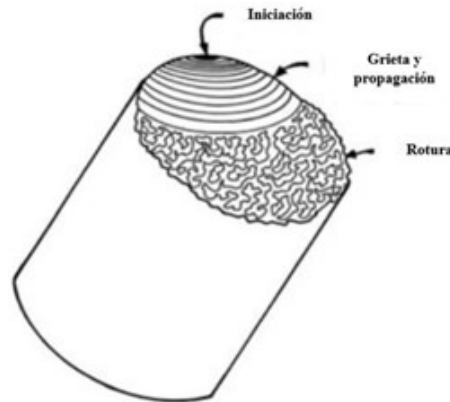
Propagación de grieta

Las grietas crecen por efecto de la carga, en este punto, las direcciones de las fisuras cambian, siendo ahora en dirección perpendicular a la tensión principal. (Cuesta, 2021)

Rotura del elemento

La rotura es producto de la fractura final, en donde el elemento no resiste el esfuerzo aplicado y las grietas avanzan hasta tal punto que el área del material es incapaz de soportar toda la carga. (Cuesta, 2021) Cuando sucede la rotura, se pueden observar estrías o marcas de playa, estas indican el inicio y propagación de la grieta en diferentes instantes; tienen un aspecto de crestas concéntricas que se expanden a lo largo del elemento, estas marcas pueden verse a simple vista o de manera macroscópica. (Castagneto Florencia, 2020)

Figura 8: Marcas de playa



Fuente: (Contreras, 2014)

D. Curva de Wöhler o Curva S-N

1. Introducción a la curva Wöhler

La curva de Wöhler indica la sumatoria de cargas variables que un material puede resistir previo a su fallo, y está ampliamente ligada con ensayos a fatiga rotativa, pues la curva se crea a partir de la aplicación de cargas a amplitudes constantes. Por lo cual, es de vital importancia tenerla en consideración, pues es la curva que mostrará el comportamiento del material de la probeta previo a su falla provocada por la fuerza del motor.

2. Regiones de la curva Wöhler

Existen 3 regiones dentro de la gráfica: las fatiga a ciclos bajos (K), fatiga de vida finita (Z) y fatiga de alto ciclo (D). (Zwick & Roell, 2021) Las áreas de la curva se limitan por el número de ciclos N.

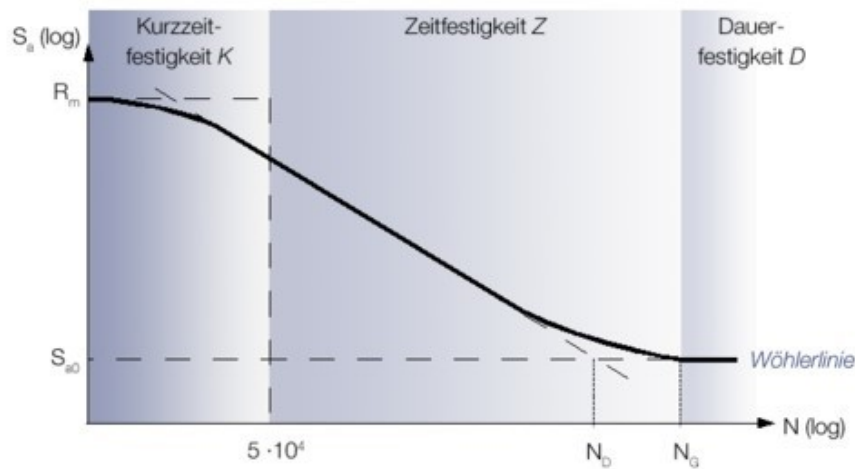
Cuadro 1: Áreas limitantes por el número de ciclos N

Tipo	Número de ciclos
Fatiga de bajos ciclos (LCF)	100-30,000
Fatiga de altos ciclos (HCF)	Aprox. 2,000,000
Fatiga de muy altos ciclos	Hasta infinito

Fuente: (Zwick & Roell, 2021)

La curva obtiene el nombre S-N, debido a que hace referencia a la tensión nominal S_a y el número de ciclos N aplicados de manera logarítmica.

Figura 9: Curva de Wöhler



Fuente: (Zwick & Roell, 2021)

Cuadro 2: Glosario de curva de Wöhler

Símbolo	Significado
R_m	Resistencia estática
S_a	Amplitud de tensión nominal
S_{a0}	Fatiga de ciclos altos
N	Número de ciclos tolerables
N_D	Número de ciclos de referencia
N_G	Número de ciclos límite
K	Fatiga de ciclo bajo
Z	Fatiga de ciclo alto
D	Fatiga de muy altos ciclos

Fuente: (Zwick & Roell, 2021)

3. Tipos de ciclos encontrados en la curva de Wöhler

Fatiga de ciclo bajo

Este tipo de fatiga se denomina con la letra K y se sitúa entre 10^4 a 10^5 ciclos, normalmente es estudiado con un ensayo de fatiga baja o “low cycle fatigue (LCF)” en inglés.

En este rango de ciclos los materiales y componentes están sometidos a una carga muy elevada, lo que resulta en una deformación plástica, lo cual produce una rotura prematura de la probeta. (Zwick & Roell, 2021)

Fatiga de ciclo alto

La fatiga de ciclo alto (Z) se encuentra entre los rangos de 10^4 y $2 * 10^6$ ciclos. En esta área de fatiga finita la probeta siempre alcanza un criterio de fallo, presentando como un tipo de grieta o rotura. (Zwick & Roell, 2021)

Fatiga de ciclo muy alto

Denominada con la letra (D), indica el límite de carga que puede soportar un material en carga cíclica sin mostrar signos de fatiga o fallo significativo. En esta área de la curva, se determina un número de ciclos límite N_G . Si se produce una rotura en la probeta previo a llegar a dicho número de ciclos límite, el experimento no se toma en cuenta y se dice ser un “fallo”. Por el otro lado, si los materiales que duraron más de 1,000,000 de ciclos a una fuerza determinada, son considerados como resistentes a la fatiga. (Zwick & Roell, 2021)

Cabe mencionar que la curva de Wöhler en el área de fatiga de ciclos altos se divide en 3 partes:

1) Trayectoria horizontal de la curva: representa la resistencia pronunciada a la fatiga de ciclo alto o fatiga de largo plazo, esta se ve a menudo en aceros ferrosos.

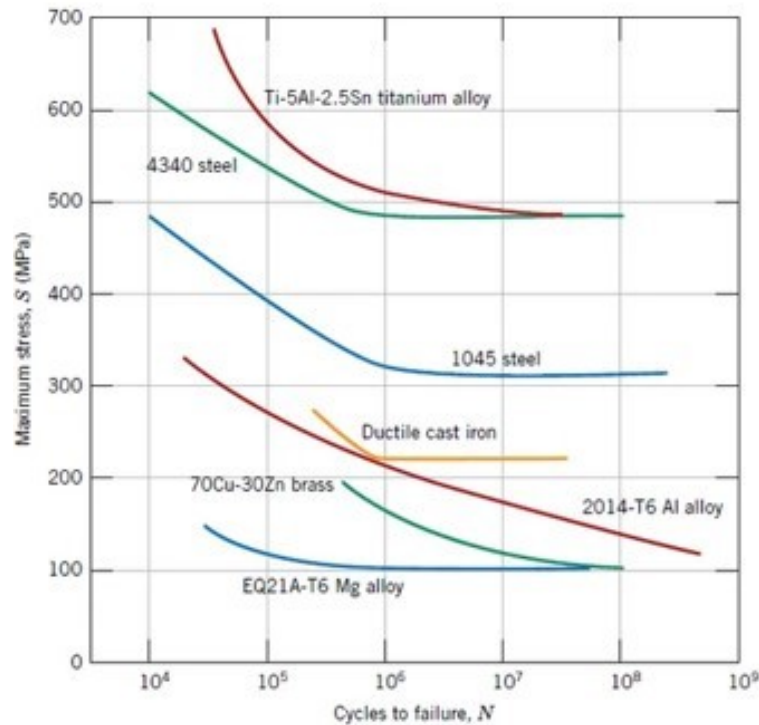
2) Caída posterior de la curva con una pendiente más reducida: este fenómeno normalmente se presenta aceros austeníticos y/o aluminios.

3) Trayectoria después de la horizontal: se produce luego de 10^8 ciclos y provoca defectos internos, que conllevan a la fisura del material por debajo de la superficie.

Trazado y análisis de una curva de Wöhler

Para poder realizar el trazado de una curva Wöhler para un metal o aleación, es necesario utilizar entre 10 a 15 probetas iguales, en donde el ensayo cuente con las mismas condiciones, de esta manera se evitarán las influencias de factores que logren modificar los resultados (factores encontrados en la ecuación de Marín). Sin embargo, se ha logrado comprobar que, a pesar de ser el mismo material, existe una dispersión en los valores obtenidos en los ensayos. (Di Brico & Mollerach, 2011)

Figura 10: Curva de Wöhler para diferentes tipos de materiales



Fuente: (Callister & Rethwisch, 2016)

En el análisis de una curva S-N se pueden observar diferentes fenómenos que pueden describir el material estudiado, por ejemplo, el comportamiento de los aceros y aleaciones del titanio no es el mismo trazado de los metales ferrosos o fundidos. En los aceros y aleaciones, se puede observar una asíntota horizontal de la cual se extiende de manera prolongada sin llegar a la rotura, a pesar de que el número de ciclos es bastante elevado. Debido a que la asíntota sobrepasa el valor de 10^7 ciclos, este recibe el nombre de límite a la fatiga, por lo cual cumple con la condición de vida indefinida. (Di Brico & Mollerach, 2011) Ahora si se analizan los metales no ferrosos y fundidos, la curva disminuye a medida que los ciclos aumentan, debido a esto se fija como límite de fatiga el valor de tensión que corresponde a la falla de 10^8 ciclos. Sin embargo, el número de ciclos para determinar la fatiga es dependiente del material. Según normas internacionales mencionadas por Di Brico, los ensayos deben establecer valores de ciclos en múltiplos de 10^6 .

Cuadro 3: Límites de fatiga

Material	Límite de fatiga
Acero templado	3×10^6
Aceros tratados y aleaciones de titanio	10×10^6
Cobre y aleaciones	50×10^6
Metales ligeros	100×10^6

Fuente: (Di Brico & Mollerach, 2011)

A. Metodología de diseño

La metodología que se siguió para llevar a cabo la máquina de fatiga consistió en cuatro etapas. La primera etapa trata sobre los requisitos que la máquina de fatiga debe de cumplir. En este apartado se encuentran módulos generales tales como: seguridad, requisitos del motor, condiciones de prueba y manuales de usuario.

La segunda etapa muestra los diseños preliminares que se realizaron previo a iniciar el proceso de fabricación, la sección muestra dibujos computarizados que ayudan a entender mejor los componentes que se quieren fabricar en orden para que la máquina funcione.

La tercera etapa fue realizar los cálculos y diseños finales de todos los componentes, en esta sección se encuentran los cálculos de carga máxima, ejes, acople, chumaceras y componentes eléctricos.

Por último, se presenta la etapa de fabricación, donde se hace descripción de la manufactura y de los problemas encontrados durante la misma.

B. Definición de requisitos

Los requisitos para la máquina de fatiga se realizaron en base a las máquinas analizadas en el marco teórico; también fueron realizados para mantener la seguridad del usuario y lograr cumplir con los objetivos del trabajo. La tabla está dividida en cuatro categorías distintas, siendo: seguridad, motor eléctrico, condiciones de prueba y manuales de usuario. Con las demás etapas vistas en el marco metodológico, se pretende cumplir con cada uno de los requisitos.

Cuadro 4: Definición de requisitos

Requisitos de diseño y fabricación de máquina de ensayos de fatiga para materiales metálicos			
Generales	Códigos	Submódulos	Específicos
Seguridad	RS01	Estados de prueba	El panel eléctrico de la máquina debe de contar con luces que indiquen el estado de prueba. Luz verde: máquina energizada, Luz amarilla: prueba en proceso, Luz roja: paro de emergencia activado
	RS02	Paro de emergencia	El panel eléctrico de la máquina debe de contar con un botón de enclavamiento de emergencia que no permita que el motor continúe girando.
	RS03	Protección área de ensayo	La máquina debe de contar con una jaula de policarbonato que proteja al usuario de atrapamiento por objetos giratorios.
	RS04	Señalización de área de ensayo	La máquina debe de contar con etiquetas que indiquen que existen objetos giratorios, áreas de atrapamiento y objetos pesados.
	RS05	Señalización de panel eléctrico	El panel eléctrico de la máquina debe de contar con etiquetas de significado de luces, botón de encendido y apagado, botón de emergencia y potenciómetro.
	RS06	Cortocircuito	El panel eléctrico debe de contar con un interruptor general y guardamotor que impidan cortocircuitos, protegiendo al variador de frecuencia y motor eléctrico.
Motor eléctrico	RM01	Potencia del motor	El motor debe de contar con una potencia aproximada de 1 hp o 0.75 kW.
	RM02	Voltaje de operación	El motor debe de funcionar en un voltaje de 220 a 240 V.
	RM03	Revoluciones por minuto	El motor debe de alcanzar al menos 3,000 revoluciones por minuto.
	RM04	Frecuencia de operación	El motor debe de operar en una frecuencia de 60Hz.

Cuadro 5: Definición de requisitos (continuación)

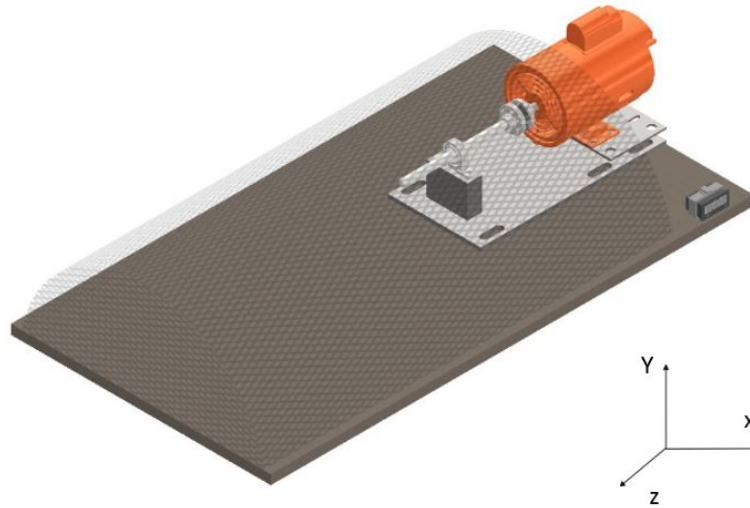
Requisitos de diseño y fabricación de máquina de ensayos de fatiga para materiales metálicos			
Generales	Códigos	Submódulos	Específicos
Condiciones de prueba	RP01	Rango de carga	La máquina debe de contar con diferentes pesos para simular diferentes condiciones de fatiga.
	RP02	Velocidad de rotación ajustable	La máquina debe de contar con un variador de frecuencia que permita ajustar las revoluciones por minuto del motor eléctrico.
	RP03	Contador de revoluciones por minuto	La máquina debe de contar con un contador digital que indique las revoluciones por minuto a las que gira el eje del motor.
	RP04	Probeta estándar	Debe existir una probeta con medidas estándar y de un material metálico del cual se conozcan sus propiedades para que el experimento tome validez.
Manuales	M01	Uso de máquina	La máquina de fatiga debe de contar con un manual que indique el proceso para realizar una prueba de fatiga.

C. Diseños preliminares

Tras analizar los esquemas de las máquinas de fatiga de Schenck y R.R. Moore presentados en el marco teórico, se puede decir que una máquina de fatiga rotativa requiere de cuatro componentes esenciales. En primer lugar, se necesita de un motor de corriente alterna. En segundo lugar, es crucial contar con pesos que apliquen la carga necesaria sobre la probeta, induciendo así la flexión requerida. Como tercer elemento, se debe disponer un variador que permita regular las revoluciones específicas para el estudio en cuestión. Finalmente, el cuarto componentes es la propia probeta.

Con los componentes observados, se realiza un primer diseño para ajustar la altura del motor en cuestión de otros componentes mecánicos, tales como: chumaceras, eje de transmisión y acople de transmisión de potencia. El diseño se basa de dos placas independientes, la placa inferior tiene como intención sujetar la base a la mesa y sujetar los pernos que permitirán graduar la altura del motor; dicha altura estará dada por la segunda base, la cual sostiene al motor y permite que el motor se pueda desplazar en su eje Z e Y, tal como se evidencia en la Figura [11](#)

Figura 11: Ajuste de nivelación de altura y desplazamiento para motor de corriente alterna



Fuente: (Elaboración propia, Autodesk Inventor 2023)

El segundo diseño preliminar consta de la forma en que se aplicará la carga al experimento en cuestión. Para ellos se diseñó un tipo de camisa que recubre al eje, este cargador debe de ser de un diámetro mayor al del eje de transmisión de potencia, pues la intención es que cuente con cojinetes en su parte interna que permitan que el eje rote, pero al mismo tiempo que logren crear la flexión sobre probeta.

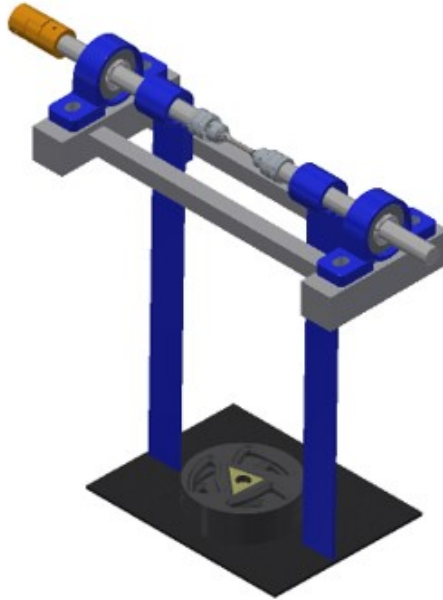
Figura 12: Cargador de peso



Fuente: (Elaboración propia, Autodesk Inventor 2023)

Sin embargo, este cargador solamente va sobre los ejes de transmisión de potencia, por lo que se diseña un sistema completo que permita que se pueda agregar o retirar peso de una manera fácil al experimento que se lleva a cabo.

Figura 13: Sistema de carga completo



Fuente:(Elaboración propia, Autodesk Inventor 2023)

Como se presenta en la Figura 13, el sistema de carga se diseña con barras que eviten que el peso caiga en su totalidad una vez la probeta falle. Esta precaución se toma con el propósito de preservar la integridad de otros componentes del sistema. En consecuencia, al momento de diseñar el sistema de carga se consideró la inclusión de chumaceras y un acople que permitan cierta deflexión.

Adicionalmente al diseño de componentes mecánicos, se realizó un prediseño de la caja eléctrica la cual tendrá 3 luces que indiquen los diferentes estados de la máquina. La primera luz indicará que la máquina esta energizada, la segunda luz indicará que existe un experimento en cuestión y la última luz, indicará que el paro de emergencia ha sido activado. También, contará con botón de encendido y apagado, y un potenciómetro que permita regular las revoluciones del motor, así mismo, contará con un lector de revoluciones, para lograr conocer cuántas revoluciones realizó la probeta previa a fallar. Por último, la caja resguardará todos los componentes eléctricos, tales como: interruptor general, guardamotor y variador.

Figura 14: Prediseño de caja eléctrica



Fuente: (Autodesk Inventor, 2022)

Finalmente, se desarrolló la probeta de prueba tomando inspiración en el diseño empleado en las probetas utilizadas en los experimentos de la máquina de Schenck. Para lograrlo, se diseñó una probeta con un perfil de diámetros que se reduce gradualmente con un radio, asegurando que su diámetro fuera óptimo para encajar en los mandriles de sujeción.

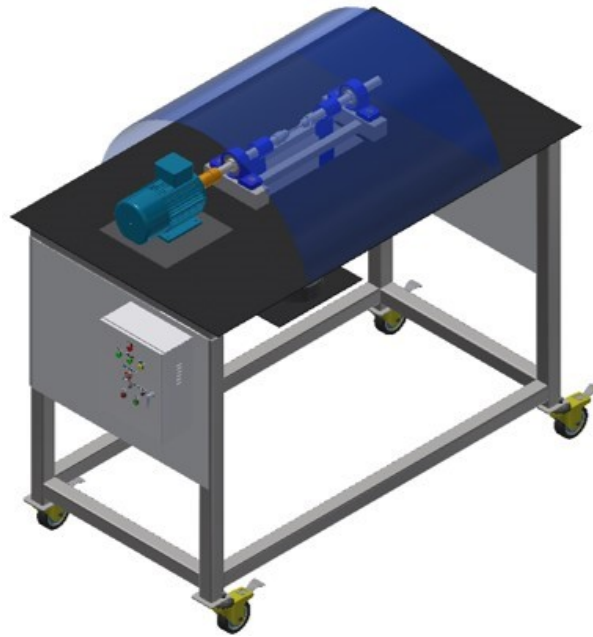
Figura 15: Prediseño de probeta



Fuente: (Elaboración propia, Autodesk Inventor 2023)

Con todos los componentes diseñados, se procedió a ensamblar la máquina sobre un banco rectangular equipado con ruedas para facilitar su transporte en caso de ser necesario. Además, se añadió una guarda de policarbonato con el fin de garantizar la integridad física del operador, dado que la máquina incluye objetos rotatorios que alcanzan altas revoluciones.

Figura 16: Diseño preliminar de máquina de ensayos de fatiga

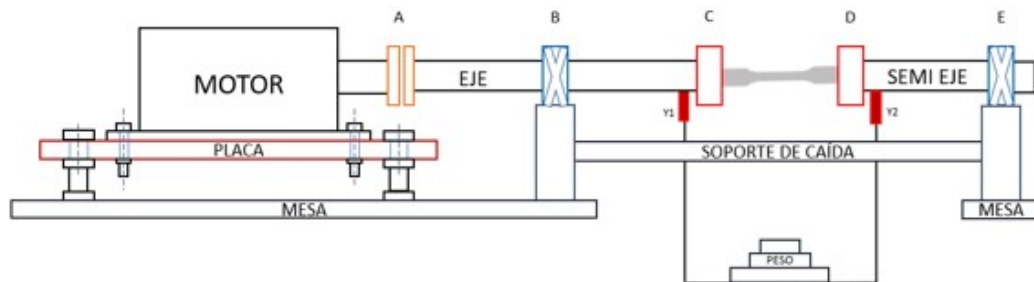


Fuente: (Elaboración propia, Autodesk Inventor 2023)

D. Cálculo y diseño

1. Carga nominal del sistema

Figura 17: Sistema de transmisión de potencia para máquina de fatiga



La Figura 17 muestra la configuración completa de la máquina de fatiga. En ella se ilustra la ubicación de la probeta dentro de la máquina y cómo se deben de colocar los pesos. Dado que la probeta fallará debido a la flexión del peso y la fatiga generada por el esfuerzo oscilante suministrado por un motor de 1 hp a 3,000 revoluciones por minuto, el peso caerá. Por esta razón, se ha incorporado un soporte de caída para evitar que el peso caiga por completo y dañe otros componentes de la transmisión.

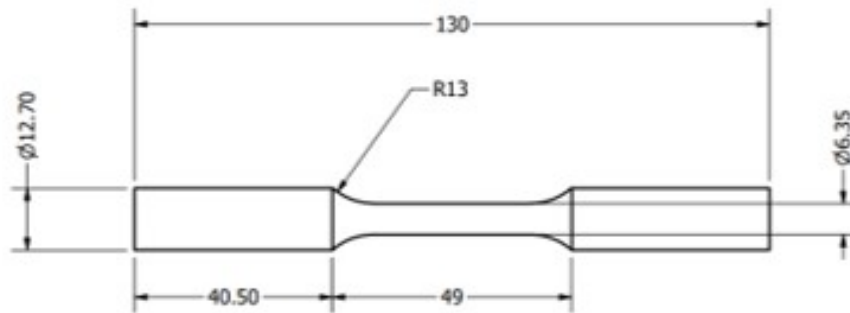
A continuación, en el Cuadro 6 se ofrece una descripción más detallada de los componentes presentados en el diagrama y la función que desempeñan cada uno en la máquina.

Cuadro 6: Descripción de secciones del sistema de transmisión de potencia

Sección	Descripción
A	Acople flexible LOVEJOY L090/095
B	Primera chumacera SY 25 TF SKF
Y1	Primer sujetador de carga y tope de seguridad cuando falle la probeta
C	Primer mandril para sujeción de la probeta
C-D	Probeta de estudio
D	Segundo mandril para sujeción de la probeta
Y2	Segundo sujetador de carga y tope de seguridad cuando falle la probeta
E	Segunda chumacera SY 25 TF SKF

Además de haber diseñado la forma de transmitir la potencia y colocar la carga en la máquina, también se diseñó la probeta que estará bajo los esfuerzos previamente mencionados. En este diseño se buscó que la probeta contará con un diferencial de diámetros, esto para facilitar y promover la propagación de grietas o fisuras durante la prueba de fatiga.

Figura 18: Geometría de probeta diseñada y por fabricar (dimensiones en milímetros)



Fuente: (Elaboración propia, Autodesk Inventor 2023)

Esta probeta estará fabricada de acero 705 Plus o también conocido como AISI 4340. Este acero es bonificado al cromo, níquel y molibdeno, por lo cual es altamente resistente a la tracción, torsión y a cambios de flexión; debido a ello, es un buen material para poder tener una referencia de la carga nominal del sistema.

Cuadro 7: Propiedades acero AISI 4340

Descripción	Valor
Resistencia última a la tensión	745 MPa / 108000 psi
Resistencia a la fluencia	470 MPa / 68200 psi
Módulo de elasticidad	192 GPa / 27800 ksi
Razón de Poisson	0.29

Fuente: (MatWeb, 2022c)

Considerando las dimensiones y material de probeta, se inicia con los cálculos de la

carga máxima que soportará el espécimen hasta llegar a la falla; para ello, se hace el primer diagrama de cuerpo libre de la probeta montada en la máquina, el cual tiene como intención mostrar la flexión que está sucediendo justo en la probeta.

Figura 19: Diagrama de cuerpo libre de la sección B-E

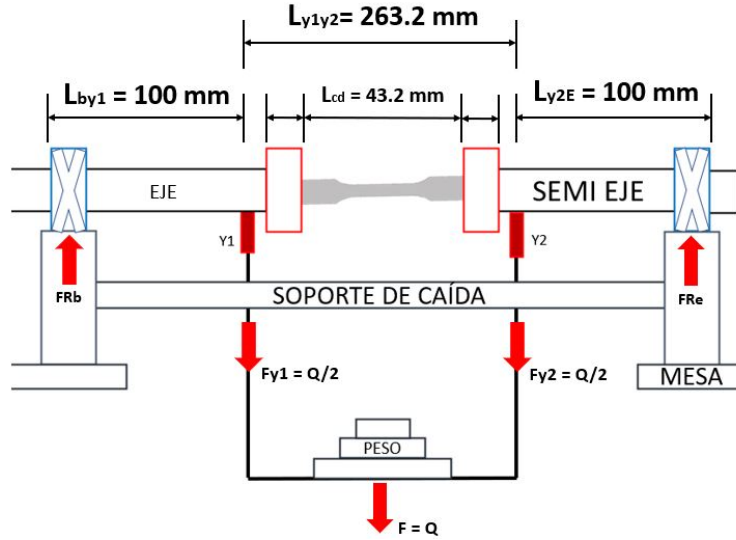
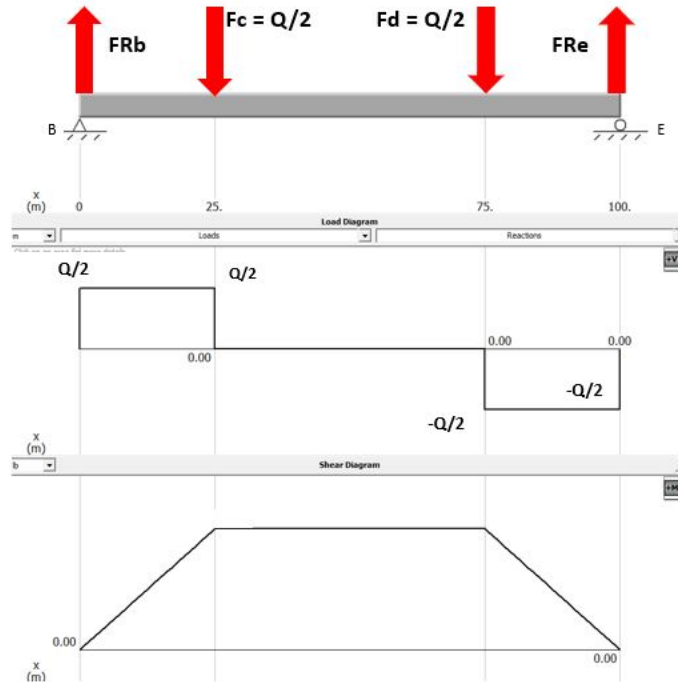


Figura 20: Diagrama de corte y momento de la sección B-E



Como se puede observar en la Figura 20, el momento flector es constante sobre el área de estudio de la probeta, esto es debido a la suspensión del peso Q es simétrica, creando un esfuerzo de flexión puro.

Debido a que a la probeta se le es aplicado un giro a altas revoluciones por medio del motor, cada punto en la periferia de la probeta se ve sometido a una carga sinusoidal de amplitud constante y tensión media nula, también conocido como una carga cíclica, creando esfuerzos de tensión y compresión de manera constante en el espécimen. Para que se comprenda mejor lo descrito en este párrafo, se realiza una sección de la probeta, extraído de la Figura 20, y se realizan los diagramas de estrés oscilatorio.

Figura 21: Seccionamiento de punto de estudio H sobre probeta

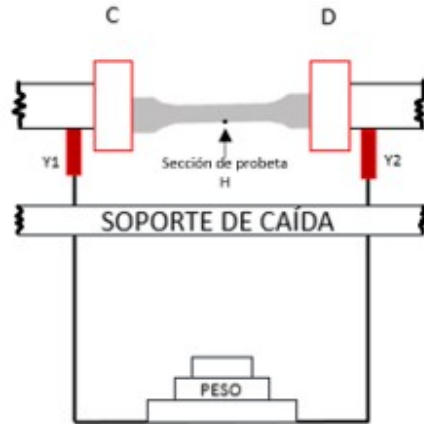
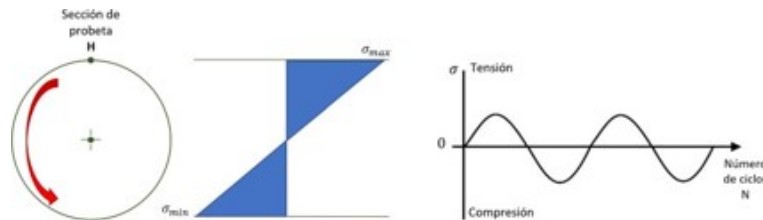


Figura 22: Tensión variable en punto H de la probeta



Con los diagramas obtenidos, se comprueba que la probeta fallará por una carga de flexión pura y la fatiga generada por el peso, por lo que se aplica la ecuación 1, para así encontrar la carga nominal que se deberá utilizar para hacer fallar la probeta de acero AISI 4340.

Ecuación 1. Esfuerzo máximo flector

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} * C}{I} \quad (1)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

El esfuerzo flector máximo es igual al momento flector máximo, multiplicado por “*c*” comprendida como la distancia entre el eje neutro y el punto donde se aplica la fuerza, dividido entre el momento de inercia. En este caso, se trata de un momento de inercia de un cilindro sólido. Desarrollando la ecuación 1, queda de la siguiente manera.

Ecuación 2. Esfuerzo máximo flector desarrollado

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{\frac{Md}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} \quad (2)$$

Para simplificar la ecuación 2 se aplica la ley de extremos y medios.

Ecuación 3. Esfuerzo máximo flector luego de agregar la ley de extremos y medios

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{32M}{\pi * d^3} \quad (3)$$

Con la ecuación simplificada se agregan las variables que conforman al momento flector máximo (M) y al diámetro (d).

Ecuación 4. Desarrollo de la ecuación de esfuerzo máximo flector con variables

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{32 * \left(L_{by\ 1} * \frac{Q}{2} \right)}{\pi (d_{\text{probeta}})^3} = \frac{16 (L_{by\ 1} * Q)}{\pi (d_{\text{probeta}})^3} \quad (4)$$

Obtenida la ecuación 4, se aplican los valores de cada variable en donde L_{by1} , se refiere a la longitud entre B (primera chumacera que permite la desalineación angular) y $y1$ (primer sujetador de carga y tope), siendo de 100 mm según el la Figura 19; Q es la carga máxima que soportara la probeta para fallar debido a la flexión y fatiga, por lo que es la variable a despejar luego de igualar el esfuerzo máximo con la resistencia a la fatiga, por último d_{probeta} , se refiere al diámetro mínimo de la probeta, valor que se observa en la Figura 18. Con estos datos se sustituyen las variables por los valores.

Ecuación 5. Esfuerzo máximo flector con valores de variables incluido

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{16 * 100 \text{ mm} * Q}{\pi (6.35 \text{ mm})^3} \quad (5)$$

Como se mencionó, la ecuación de esfuerzo máximo flector servirá para conocer la carga que se debe de aplicar a la probeta para genera su fallo por flexión, sin embargo, la probeta no solamente falla por flexión, sino también por la fatiga generada por la rotación del motor, por lo tanto, para cumplir con la condición de fatiga, el esfuerzo aplicado debe ser igual a la resistencia a la fatiga del material.

Ecuación 6. Igualación de esfuerzo máximo y resistencia a la fatiga

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{máx}} &= Sf \\ \frac{16 * 100 \text{ mm} * Q}{\pi (6.35 \text{ mm})^3} &= Sf \end{aligned} \quad (6)$$

Donde Sf es la resistencia a la fatiga del material

Puesto que la fatiga depende de los ciclos, se desarrolla la resistencia a la fatiga con respecto al número de ciclos de vida del material hasta llegar a la falla, presentando la ecuación 7.

Ecuación 7. Resistencia a la fatiga

$$Sf = aN^b \quad (7)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

En donde N son los ciclos hasta la falla, en este caso se decidió utilizar 1000 ciclos, esto debido a que es el límite superior de la fatiga a bajos ciclos en donde la mayoría de los metales comienza a tener una deformación por el esfuerzo presente; en tanto las constantes a y b , son desarrolladas a continuación.

Ecuación 8. Constante a

$$a = \frac{(f * S_{ut})^2}{S'_e} \quad (8)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

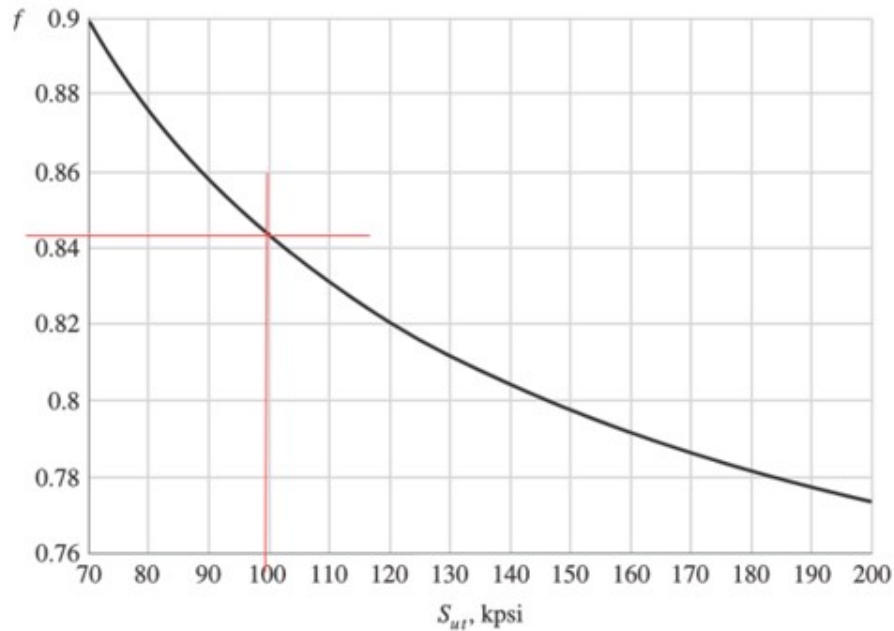
Ecuación 9. constante b

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f * S_{ut}}{S'_e} \right) \quad (9)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

En las ecuaciones se puede encontrar el factor f , el cual es obtenido utilizando la Figura 23, en donde es necesario la resistencia última a la tensión (S_{ut}), valor que se encuentra en el Cuadro 7; luego se encuentra la variable del límite de resistencia a la fatiga representada por S'_e , la cual se puede estimar como la mitad de la resistencia última a la tensión del material según Budynass y Nisbett (2019), esto se debe a que es menor a los 1400 MPa. (ver la Figura 24).

Figura 23: Constante f dependiendo de la resistencia a la tensión del material a estudiar



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

Figura 24: Límite de resistencia a la fatiga para aceros

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

Analizando la Figura 23 se encuentra que el factor f , es aproximado a 0.84, por ende, al sustituir las variables por los valores se obtienen las siguientes ecuaciones.

Ecuación 10. Sustitución de variables por valores encontrados para la constante a

$$a = \frac{(0.84 * 745 \text{ Mpa})^2}{(0.5 * 745 \text{ Mpa})} = 1051 \text{ Mpa} \quad (10)$$

Ecuación 11. Sustitución de variables por valores encontrados para la constante b

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0.84 * 745 \text{ Mpa}}{0.5 * 745 \text{ Mpa}} \right) = -0.07 \quad (11)$$

Ecuación 12. Sustitución de variables para resistencia a la fatiga

$$Sf = 1051(1000)^{-0.07} \quad (12)$$

De esta manera se igualan los esfuerzos que han sido desarrollados por completo.

Ecuación 13. Igualación de esfuerzos con variables definidas

$$\frac{16 * 100 \text{ mm} * Q}{\pi(6.35 \text{ mm})^3} = 1051 \text{ MPa} * (1,000)^{-0.07} \quad (13)$$

Luego se despeja para la variable de carga (Q).

Ecuación 14. Carga a determinar

$$Q = \frac{(1051 * 1000^{-0.07}) * \pi(6.35)^3}{16 * 100} \quad (14)$$

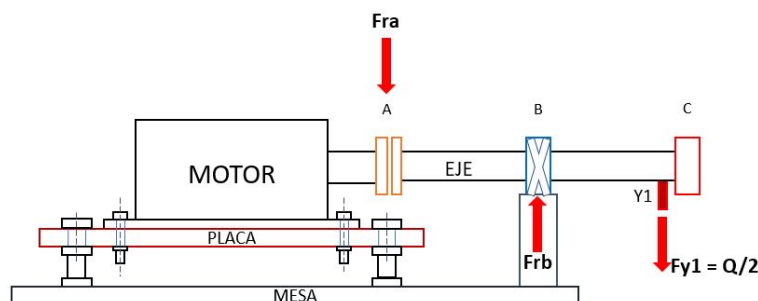
$$Q = 325 \text{ N} = 73 \text{ lbf}$$

Por ende, se obtiene una carga de 325 N (73lbf), la cual al ser substituida en la ecuación 5, da como resultado un esfuerzo de flexión máximo de 645 MPa. También, de la ecuación 12, se obtiene una resistencia a la fatiga de 648 MPa a los 1,000 ciclos. Debido a que el valor de flexión y resistencia a la fatiga son bastante aproximados, se evidenciar que se cumple la condición de fatiga.

2. Eje

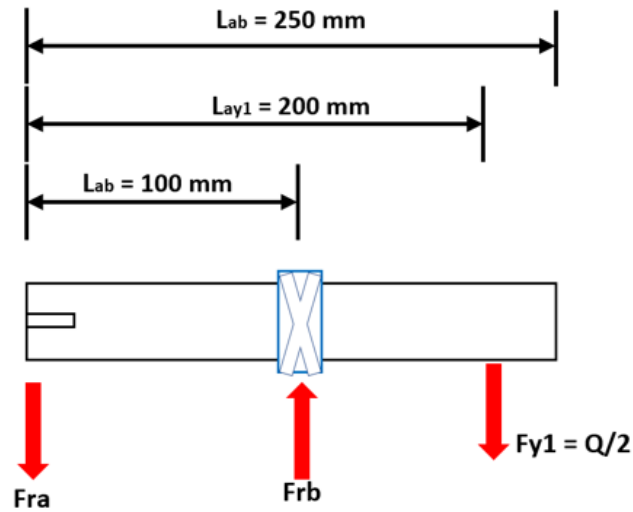
El cálculo del eje inició con el diagrama del cuerpo libre del sistema de transmisión de potencia, el cual incluye el acople (A) entre el eje propio del motor y el eje de transmisión diseñado, la chumacera de soporte (B) y el mandril de sujeción (C).

Figura 25: Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión de potencia de máquina de fatiga



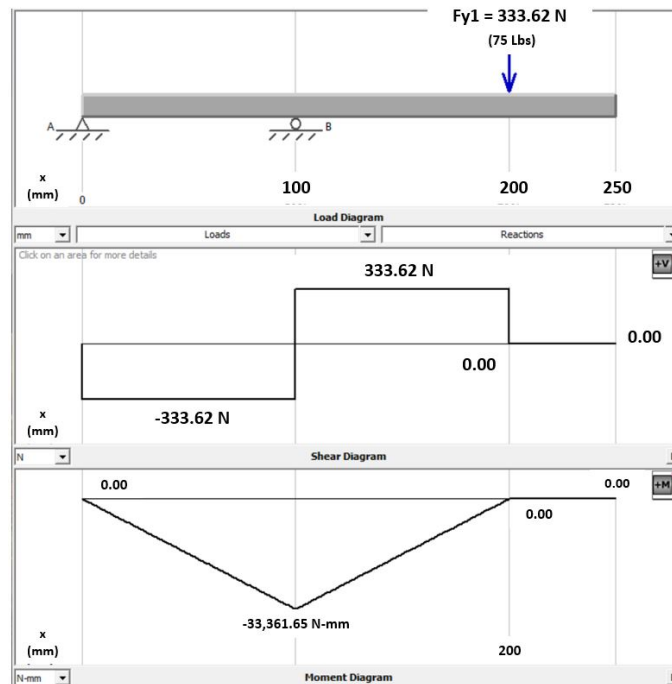
De la Figura 25, se extrae solamente el eje a diseñar en donde se presenta la carga aplicada y las longitudes escogidas.

Figura 26: Geometría del eje a diseñar



Dado que en la sección previa se calculó la carga nominal como $Q = 75 \text{ lbs}$, se tomó la decisión de no dividirla a la mitad como se muestra en la fuerza F_{y1} de la Figura 26, sino de aplicar directamente esta carga al eje. Esto se hizo con el propósito de permitir el estudio de diferentes materiales metálicos con propiedades diversas a las de la probeta analizada en este trabajo, además de tener en cuenta posibles cambios en el diámetro de la probeta a fabricar. Con esta información, fue posible generar el diagrama de corte y momento del eje.

Figura 27: Diagrama de corte y momento del eje de transmisión de potencia



Fuente: (MDSolids, 2014)

Obtenidos los valores por los diagramas, se decidió fabricar el eje de un acero AISI 1045 rolado en frío, el cual cuenta con las siguientes propiedades.

Cuadro 8: Características del acero AISI 1045 rolado en frío

Propiedades físicas/mecánicas	Valor
Densidad	7.85 g/cm ³
Resistencia a la tensión máxima	625 MPa
Resistencia a la fluencia	530 MPa
Módulo de Young	206 GPa
Razón de Poisson	0.29
Fuente: (MatWeb, 2022b)	

Encontrados los datos de los esfuerzos por medio de diagramas y las características del acero AISI 1045, se inició con los cálculos para el diámetro menor del eje, en donde cabe mencionar que, solamente se buscará este diámetro, pues se optó por un eje sólido; de esta manera será fácil de replicar y de maquinar en caso este llegara a fallar debido a la fatiga generada en los ensayos conforme al tiempo. El cálculo inicia por medio de la substitución de esfuerzos Von Mises en criterios de falla de Goodman.

Ecuación 15. Diámetro menor empleando el criterio de Goodman

$$d = \left(\frac{16 * n}{\pi} \left(\frac{1}{S_e} \left(4 (k_f * M_a)^2 + 3 (k_{fs} * T_a)^2 \right)^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ult}} \left(4 (k_f * M_m)^2 + 3 (k_{fs} * T_m)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right) \right)^{\frac{1}{3}} \quad (15)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

En esta ecuación el torque alternante (T_a) es 0, debido a que es constante, al igual que el momento medio (M_m), el cual es el mismo tanto a tensión como a compresión, por lo cual se puede simplificar la ecuación de la siguiente manera.

Ecuación 16. Diámetro menor empleando el criterio de Goodman

$$d = \left(\frac{16 * n}{\pi} \left(\frac{2 (k_f * M_a)}{S_e} + \frac{\left(3 (k_{fs} * T_m)^2 \right)^{\frac{1}{2}}}{S_{ult}} \right) \right)^{\frac{1}{3}} \quad (16)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

En esta ecuación se puede observar que existe una variable n, esta se refiere al factor de seguridad, en donde se utilizó el criterio de Ullman.

Ecuación 17. Factor de seguridad de Ullman

$$n = n_{\text{material}} * n_{\text{esfuerzo}} * n_{\text{geometría}} * n_{\text{análisis de fallas}} * n_{\text{confiabilidad}} \quad (17)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

En ellos se escogieron los siguientes criterios:

- Contribución del material = 1.1, pues las propiedades del material fueron obtenidas de un texto.
- Contribución del esfuerzo = 1.3, pues la carga dudosa en cuanto a exactitud y se estima con sobrecarga de un 20 a 50 %.
- Contribución por geometría = 1.2, pues las dimensiones no se ajustan a la tolerancia
- Contribución del análisis de fallas = 1.5, pues existe un esfuerzo repetido de fatiga
- Contribución por confiabilidad = 1.6, debe ser alta, por encima del 99 %

Con esto se obtuvo un factor de seguridad de Ullman de 4.1. Luego, se encontró el valor de resistencia a la fatiga S_e , por medio de la ecuación de Marín.

Ecuación 18. Factor de seguridad (n) para el criterio de falla de Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (18)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

Ecuación 19. Ecuación de Marín

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (19)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

En donde k_a se refiere al factor de superficie, siendo este maquinado en frío según lo especificado por el fabricante del acero.

Ecuación 20. Factor de superficies

$$k_a = a S_{ut}^b = 4.51(625 \text{Mpa})^{-0.265} \quad (20)$$

Este factor cuenta con las constantes a y b las cuales están dadas en la siguiente figura.

Figura 28: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

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

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

Esto da un resultado de $k_a = 0.81$.

En el caso de factor de tamaño k_b , se dice que es igual 1 pues para cargas axiales no hay efecto de tamaño. El factor de modificación por la carga es $k_c = 1$ pues el eje está siendo sometido a flexión. El factor de temperatura $k_d = 1$ pues no se expondrá a temperaturas mayores a 20°C. El factor de confiabilidad se requiere bastante alto por lo que se utiliza un 99.9%, el cual en Figura 29 este se presenta como $k_e = 0.753$.

Figura 29: Factores de confiabilidad

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidadr k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

El factor de efectos varios $k_f = 1$, y $S'e$ es la mitad de la resistencia de la tensión del acero AISI 1045. Esto da por consiguiente una resistencia a la fatiga $Se = 192.71$ MPa.

Conociendo estas variables solamente queda el torque transmitido por el motor, el cual se obtuvo por medio de la potencia y revoluciones por minuto que el fabricante establece.

Ecuación 21. Torque nominal de la aplicación

$$T_m = \frac{HP \times 63025}{rpm} = \frac{1hp * 63,026}{3,000rpm} \quad (21)$$

Fuente: (LoveJoy, 2010)

Gracias a la ecuación, se obtiene que el motor genera un torque de 21 lb-in, el cuál en sistema métrico representa un torque de 2,373 N-mm.

Con estos datos se hace uso de la Figura 30 para saber los factores K_f y K_{fs} , siendo los factores de concentración de esfuerzos por fatiga de flexión y torsión respectivamente, en ellos se toman los valores para un cuñero fresado, pues es la única modificación que el eje tiene en su geometría.

Figura 30: Factores de concentración de esfuerzos por fatiga a la flexión y torsión

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

Con las variables terminadas, estas son utilizadas para completar las incógnitas en la ecuación 16.

Cuadro 9: Datos que ingresar en ecuación 16

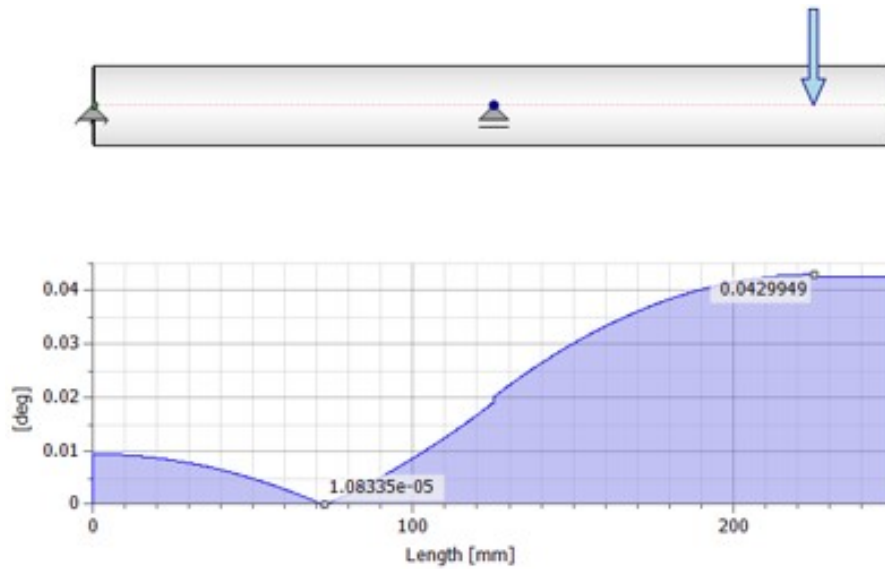
Datos	Valor
Torque	2,373 N-mm
Momento	33,361.65 N-mm
Resistencia a la tensión	625 MPa
Se	192.71 MPa
n	4.1
K_f	2.14
K_{fs}	3

Ecuación 22. Substitución de datos para obtener el diámetro menor, empleando el criterio de Goodman Simplificado

$$d = \left(\frac{16 * 4.1}{\pi} \left(\frac{2(2.14 * 33,361.65)}{192.71} + \frac{(3(3 * 2,373)^2)^{\frac{1}{2}}}{625} \right) \right)^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

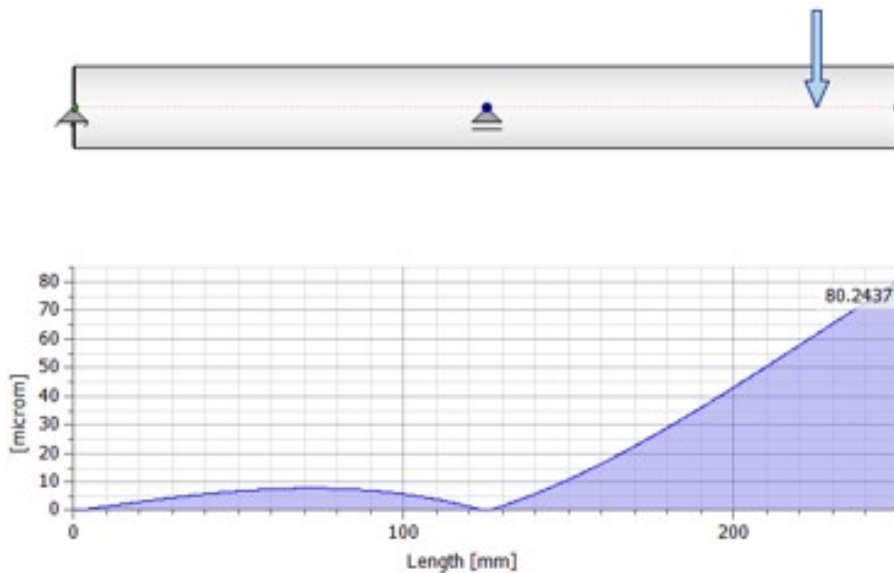
De esta manera se obtuvo un eje de 25.17 mm de diámetro, el cual se decide aproximar a 25.4 mm, esto debido a los componentes encontrados en el mercado guatemalteco. A pesar de que el eje está diseñado en su diámetro, aún es necesario observar sus diagramas de deflexión angular.

Figura 31: Deflexión angular



Fuente: (Autodesk Inventor, 2023)

Figura 32: Deflexión sobre el eje



Fuente: (Autodesk Inventor, 2023)

Como se puede observar de la Figura 31 y Figura 32 se obtiene una deflexión angular máxima de 0.04 grados y deflexión máxima del eje de 80.24 micrómetros o aproximadamente 0.08 milímetros. Esto quiere decir que el eje se deformará 0.08 milímetros cuando sea aplicada la carga de 333.62 N.

Por último, se obtuvo la velocidad crítica del eje, en donde se utilizó el sistema inglés, esto para poder obtener un resultado en radianes por segundo y luego crear su conversión a

revoluciones por minuto.

Ecuación 23. Velocidad crítica en el eje

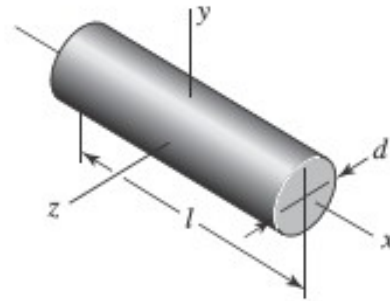
$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{gEI}{A\gamma}} \quad (23)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

En esta ecuación las variables son: la longitud (l) del eje, la gravedad (g) de 386 pulg/ s^2 , el módulo de elasticidad que se encuentra especificado en el Cuadro 8 para el acero AISI 1045 al igual que la densidad (γ) y el momento de inercia para el eje x , en donde hace la rotación el eje.

Figura 33: Ejes de rotación de un cilindro

Cilindros



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

Ecuación 24. Momento de inercia en eje x

$$I_x = \frac{md^2}{8} \quad (24)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

La masa fue obtenida por medio de la multiplicación del volumen y la densidad, siendo igual a 2.2 lb, y el área fue calculada con el área para un cilindro. De esta manera se obtuvo una velocidad crítica de 618 rad/s, siendo equivalente a 5903 revoluciones por minuto, por lo cual, el eje no entrará en resonancia cuando funcione a su velocidad máxima de 3,000 rpm, debido a que duplica sus revoluciones por minuto respecto a su velocidad de operación.

3. Acople

El cálculo del acople fue determinado por medio de las tablas dadas por el fabricante LoveJoy, quien cuenta con acoples que permiten la desalineación angular, paralela y axial en su serie de acoplamientos de quijadas.

Las operaciones del fabricante inician con saber el torque nominal de la aplicación, siendo de 21 lb-in, según lo calculado en la sección anterior. (Ver ecuación 21)

Como segundo paso se escoge un factor de servicio, el cual esta especificado en las tablas del fabricante; para este caso fue escogida la sección de generadores con cargas variantes, en donde el motor es uno de alto torque; esta suposición brindó un factor de servicio igual a 2.

Figura 34: Factores de servicio

	Service Factors		
	Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Turbines, Air & Hydraulic Motors
Generators			
Uniform Load.....	1.25	1.50	1.00
Varying Load, Hoist.....	1.50	2.00	1.25
Welders.....	2.00	2.50	1.50

Fuente: (LoveJoy, 2010)

Obtenido el factor de servicio, el fabricante indica realizar la multiplicación entre el torque nominal y el factor de servicio, dando como resultado un torque máximo de 42 lb-in.

Ecuación 26. Torque máximo de diseño

$$DT_{kmax} = \text{Torque nominal} * \text{factor de servicio} \quad (25)$$

Fuente: (LoveJoy, 2010)

Con dichos cálculos se revisó la tabla de acoples que el fabricante tiene a disposición, en donde se encuentra el acople de tamaño L/AL090, este brinda un diámetro mínimo de 1.125 pulgadas y máximo de 1 pulgadas; ajustándose a las dimensiones del motor y el eje. Además, el acople soportar un torque de 216 lb-in y cuenta con capacidad de trabajar hasta 3600 rpm.

Figura 35: Tamaños de acople y especificaciones según el fabricante

Jaw Nominal Rated Torque Data **Chart 3**

Size	Max Bore		Spider Material							
			SOX (NBR) Torque		Urethane Torque		Hytrel Torque		Bronze Torque	
	in	mm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm
L035	0.375	9	3.5	0.4	—	—	—	—	—	—
L/AL050	0.625	16	26.3	3.0	39	4.5	50	5.60	50	5.60
L/AL070	0.750	19	43.2	4.9	65	7.3	114	12.90	114	12.90
L/AL075	0.875	22	90.0	10.2	135	15.3	227	25.60	227	25.60
L/AL090	1.000	25	144.0	16.3	216	24.4	401	45.30	401	45.30

Fuente: (LoveJoy, 2010)

Debido a los diámetros utilizados, el fabricante indica los tamaños de las cuñas que se deben de utilizar, siendo de 1/8 x 1/16 de pulgada para el eje de 3/4 del motor y 1/4 x 1/8 de pulgada para el eje diseñado.

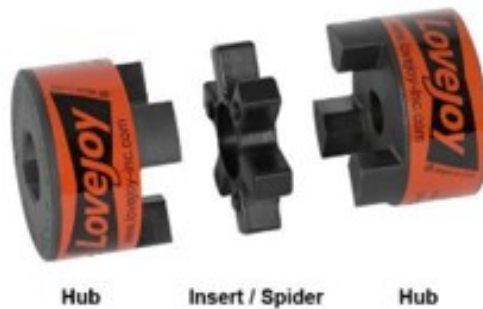
Figura 36: Tamaños de cuña recomendados por el fabricante

Bore	Keyway
1/8	No Keyway
3/16	No Keyway
1/4	No Keyway
1/4	1/8 x 1/16
5/16	No Keyway
3/8	No Keyway
3/8	3/32 x 3/64
3/8	1/8 x 1/16
7/16	No Keyway
7/16	3/32 x 3/64
7/16	1/8 x 1/16
1/2	No Keyway
1/2	1/8 x 1/16
9/16	No Keyway
9/16	1/8 x 1/16
5/8	No Keyway
5/8	5/32 x 5/64
5/8	3/16 x 3/32
11/16	3/16 x 3/32
3/4	No Keyway
3/4	1/8 x 1/16
3/4	3/16 x 3/32
13/16	3/16 x 3/32
7/8	No Keyway
7/8	3/16 x 3/32
7/8	1/4 x 1/8
15/16	1/4 x 1/8
1	1/4 x 1/8

Fuente: (LoveJoy, 2010)

De esta manera se obtiene el acople L090/095 con bridas HUB L090.

Figura 37: Acople L090/095 y bridas HUB L090.



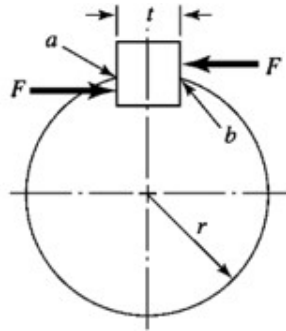
Fuente: (LoveJoy, 2010)

Por último, el fabricante indica que el torque de apriete de los castigadores debe de ser de 31 pulg-lb a 90°.

4. Cuña

Para saber la longitud de la cuña se presenta la Figura 38, el cual muestra las fuerzas que actúan sobre la cuña al momento en que se transfiere la potencia al eje.

Figura 38: Diagrama de cuña cuadrada



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

Debido a los cálculos realizados con anterioridad, se sabe: el diámetro del eje, la fuerza que transmite, las revoluciones por minuto a las que trabaja y el tamaño de la cuña. Puesto que el fabricante entrega la cuña en pulgadas (1/4 x 1/8), los cálculos se realizarán en pulgadas y luego se hará su conversión a milímetros para crear el cuñero en el eje.

Cuadro 10: Datos iniciales para cálculo de longitud de cuña

Variable	Especificación	Dato
T	Par de torsión	21 lbf*pulg
D	Diámetro de eje	1 pulg
t	Grosor de cuña	1/4 pulg

Además de estos datos, se tomó en cuenta el material de la cuña, en donde se escogió el acero AISI 1006 estirado en frío, esto debido a su resistencia a la fluencia, la cual no debe ser muy elevada pues se trata de un elemento de sacrificio.

Cuadro 11: Resistencia a la fluencia acero AISI 1006

Variable	Especificación	Dato
S _y	Resistencia a la fluencia	41,300 psi

Fuente: (MatWeb, 2022a)

Por último, se definió un factor de seguridad de 2.8 debido a que se conoce con exactitud la carga por transmitir.

A partir de la Figura 38, la fuerza F en la superficie del eje se define por medio de la siguiente ecuación.

Ecuación 27.Fuerza en la superficie del eje

$$F = \frac{T}{r} = \frac{21}{0.5} = 42lb_f \quad (26)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

Luego con ayuda de la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante se expresa de la siguiente forma.

Ecuación 28.Resistencia al cortante

$$S_{sy} = 0.577 * S_y = (0.577)(41,300psi) = 23,830psi \quad (27)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

La falla por cortante a lo largo del área ab creará un esfuerzo cortante.

Ecuación 29.Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{F}{tl} \quad (28)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

En donde t es el grosor de la cuña y l es el largo; al momento de sustituirlo en la ecuación por la resistencia dividida entre el factor de seguridad, se obtiene.

Ecuación 30.Sustitución de esfuerzo cortante

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \text{ sustituyendo valores se obtiene } \frac{23,830}{2.8} = \frac{42}{0.25 * l} \quad (29)$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

Dando como resultado una longitud de $l=0,02$ pulgadas. Por último, para saber si la cuña resistirá el aplastamiento se utiliza la mitad del área de la cuña.

Ecuación 31.Sustitución por aplastamiento

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{\frac{tl}{2}} \text{ sustituyendo valores se obtiene } \frac{23,830}{2.8} = \frac{42}{0.5(0.25 * l)} \quad (30)$$

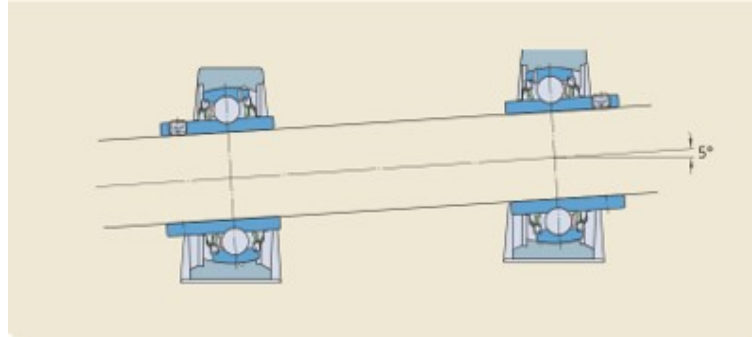
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

Esto indica que la cuña debe de tener una longitud igual a $l=0.04$ pulgadas. Debido a que las longitudes obtenidas son demasiado pequeñas, se opta por una longitud de 0.6 pulgadas o 15.24 milímetros, y una profundidad de cuña de 0.1 pulgadas o 2.54 milímetros.

5. Rodamiento y chumacera

El rodamiento seleccionado fue escogido según su aplicación dentro del sistema; puesto que este debe de soportar desalineaciones angulares, se revisó el catálogo del fabricante de SKF, quien cuenta con rodamiento serie Y, los cuales permiten desalineaciones angulares de hasta 5°.

Figura 39: Desalineación angular en rodamientos serie Y



Fuente: (SKF, 2015)

Debido a ello se optó por el rodamiento YAR 205-100, el cual cuenta con un diámetro interno de 1 pulgada y una capacidad de carga dinámica de 14kN y estática de 7.8 kN. Así pues, con estos datos se calculó su vida nominal en millones de revoluciones con un factor de confiabilidad de 90

Ecuación 32. Vida nominal en millones por revoluciones con un factor de confiabilidad del 90 %

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{14kN}{0.33} \right)^3 \quad (31)$$

Fuente: (SKF, 2015)

En donde P es la carga que soporta el eje, siendo de 75 lb o 0.33 kN, C se refiere a la carga dinámica y p es igual a 3, debido a que es un cojinete de bolas; esto dio como resultado una vida nominal de 76,355 millones/rev. Por último, se calculó la vida nominal en horas.

Ecuación 33. Vida nominal en horas

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60n} = \frac{10^6(76,355)}{(60 * 3,000)} \quad (32)$$

Fuente: (SKF, 2015)

En donde n son las revoluciones por minuto a las que gira el motor y L10 se refiere al dato obtenido con anterioridad de vida nominal, al sustituirlo da una vida de 424,199 horas.

Por último, el fabricante indica la llave y torque que se le debe de aplicar al prisionero del rodamiento, siendo un tamaño de llave de 3 mm a un par de apriete de 6.5 Nm.

Figura 40: Rodamiento Y con un anillo de fijación excéntrico SKF modelo YAR 205-100



Fuente: (SKF, 2015)

Figura 41: Montaje de rodamiento YAR 205-100 en chumacera de banco



Fuente: (SKF, 2015)

6. Componentes eléctricos

Para poner en funcionamiento la máquina de fatiga, fue necesario seleccionar un motor que se adaptara a las necesidades del trabajo. En este sentido, se optó por el motor R312A de la marca Marathon Globetrotter. Este motor trifásico de 1 caballo de potencia es capaz de alcanzar aproximadamente 3,600 revoluciones por minuto, operando a un voltaje de 220V y frecuencia de 60 Hz.

Figura 42: Motor R312A



Fuente: (Motion, 2023)

Una vez seleccionado del motor, el siguiente paso fue evaluar el variador de frecuencia que permitiría ajustar las revoluciones por minuto del motor. Para tomar esta decisión, era necesario conocer la potencia del motor, su voltaje y el tipo de conexión requeridos. Con estas especificaciones, se optó por el variador de velocidad ATV320, fabricado por Schneider electric.

Este componente no solo facilitará la regulación de las revoluciones por minuto del motor como bien se mencionó, sino que también servirá como la fuente de activación de las luces piloto, las cuales indicarán el estado de la máquina de fatiga. Además, incorpora una función adicional de seguridad, puesto que está equipado con un sistema de paro de emergencia.

Figura 43: Variador de velocidad ATV 320



Fuente: (Schneider, 2023)

Dado que se trabajará con una conexión de 220V AC, es imperativo proteger los componentes seleccionados con anterioridad ante posibles incidentes, ya sean cortocircuitos o picos de tensión generados por la calidad de la energía en la ciudad de Guatemala. Es por esta razón que se considera la incorporación de un interruptor general y un guardamotor. La elección de estos componentes se basa en los valores de factor de servicio proporcionados por el fabricante del motor y el variador en sus respectivas hojas técnicas donde se encuentran sus especificaciones.

En el caso del motor, el factor de servicio es igual a 1.15 y la corriente nominal es de 2.8 amperios. Al multiplicar estos dos factores, se obtiene un amperaje máximo de 3.22 amperios. Por lo tanto, el rango adecuado para el guardamotor es de 2.5 a 4 amperios, mientras que el interruptor general debe tener una capacidad nominal de 4 amperios. Con estos datos, se seleccionan los componentes del fabricante CHINT para cumplir con los requisitos de protección y operación segura.

Figura 44: Interruptor general CHINT modelo NXB-63 C4



Fuente: (KetPlus, 2023)

Figura 45: Guardamotor CHINT modelo NS2-25X amperaje de 2.5-4 A



Fuente: (KetPlus, 2023)

Para finalizar la parte eléctrica, se seleccionó cable TSJ calibre 14 para establecer la conexión trifásica desde el enchufe hasta interruptor general, así como desde el guardamotor hasta el motor. Además, se seleccionó cable calibre 14 para llevar a cabo las conexiones internas entre los distintos componentes. La decisión de utilizar este calibre se basó en sus operaciones de trabajo tanto de amperaje y de voltaje, en donde según fabricante, los cables soportan un voltaje máximo de operación de 600V y un rango de amperaje de 15 a 25 A.

Figura 46: Cable TSJ 4 cable calibre 14



Fuente: (Celasa, 2023)

Figura 47: Cable THHN 14



Fuente: (Celasa, 2023)

E. Fabricación

Previo a iniciar con el proceso de fabricación de la máquina de fatiga, se realizaron los planos de la estructura, transmisión de potencia y sistema de carga. Estos planos se pueden observar en el apartado de anexos.

1. Seguridad industrial en trabajo de manufactura

Contando con los planos, se inició el proceso de manufactura, en donde se utilizaron las siguientes herramientas: torno, fresadora y soldadora. Debido a que se emplearon herramientas de tipo industrial, fue necesario contar con el equipo de protección personal adecuado, por tanto, es de vital importancia utilizar el siguiente equipo en cualquier trabajo o manipulación de herramientas: botas de punta de acero, pantalón de lona, bata de manga corta, y lentes de protección claros. En el caso de trabajar soldadura, es necesario utilizar: polainas, gabacha de cuero, guantes de cuero y careta con visor automático o convencional.

Figura 48: Equipo de protección personal



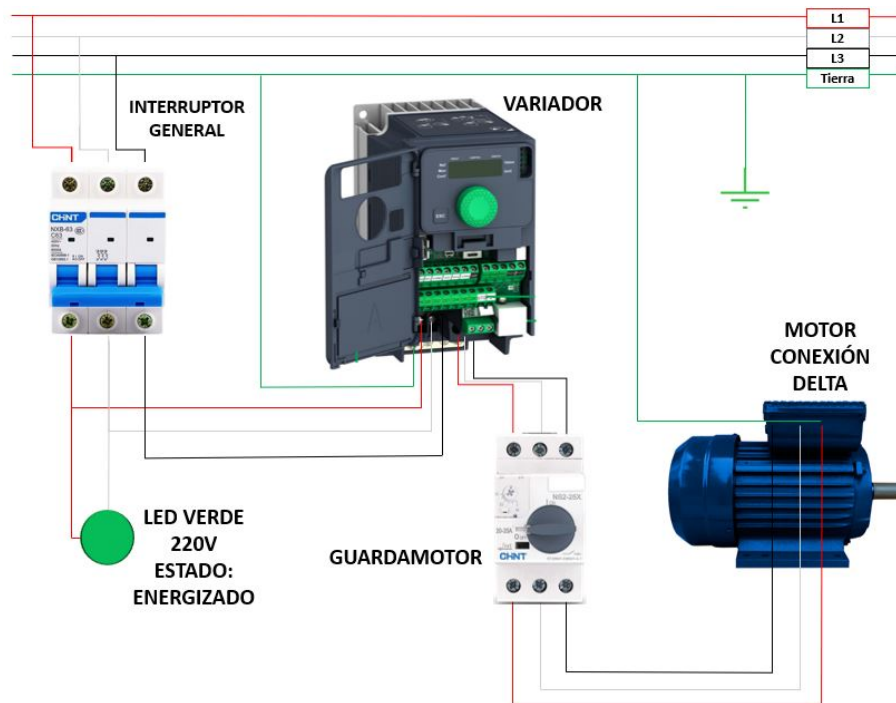
Figura 49: Equipo de protección para soldadura



2. Conexiones eléctricas

Cumplidos los estándares de seguridad, se inició el proceso de manufactura con el tablero eléctrico, el cual, como se mencionó en apartados previos, es el encargado de energizar la máquina, además de controlar las revoluciones por minuto del motor por medio del variador y aplicar un paro de emergencia una vez haya sido concluido el experimento. Por consiguiente, se realizaron dos esquemas que representan las conexiones. El primer esquema cuenta con las conexiones necesarias para energizar la máquina por medio de una conexión trifásica con un voltaje de 220 volts y 60 hz. El segundo esquema, representa las conexiones realizadas al variador y botones del panel.

Figura 50: Esquema de conexiones 220V AC



Como se puede observar en la Figura 50, este esquema representa la conexión trifásica por medio de tres cables de colores y con la nomenclatura de L1, L2 y L3, además de una tierra física, representando así el cable TSJ. Las líneas 1, 2 y 3, fueron conectadas al interruptor general, el cual tiene como función proteger al variador de cualquier pico de voltaje, a este interruptor se le agrego una luz LED verde en la salida. Este LED tiene como objetivo representar el estado de energizado de la máquina y fue conectado a la línea 1 y línea 2. El cableado que sale del interruptor general fue hecho con cable calibre 14 y va dirigido a la parte de conexión de 220V del variador, (el manual de conexiones y programación del variador se encuentra en la parte de anexos), en este manual indica a qué terminales se debe conectar la entrada trifásica, cabe mencionar que al variador se le debe agregar una conexión a tierra física, esto para mantener la seguridad del equipo. A la salida del variador, se conectó el guardamotor nuevamente con cable calibre 14, en donde se configuró al guardamotor con un máximo de 4 amperios, regulando así el amperaje que llegaría al motor. Por último, se realizó la conexión del guardamotor al motor por medio cable TSJ, donde se configuró la

conexión del motor en Delta según las especificaciones del fabricante.

Figura 51: Esquema conexión Delta fabricante

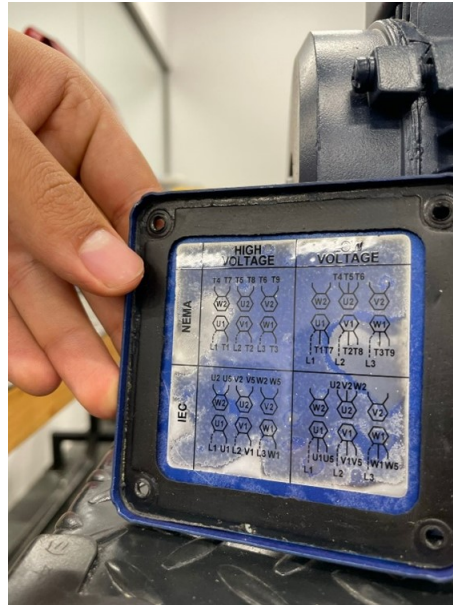


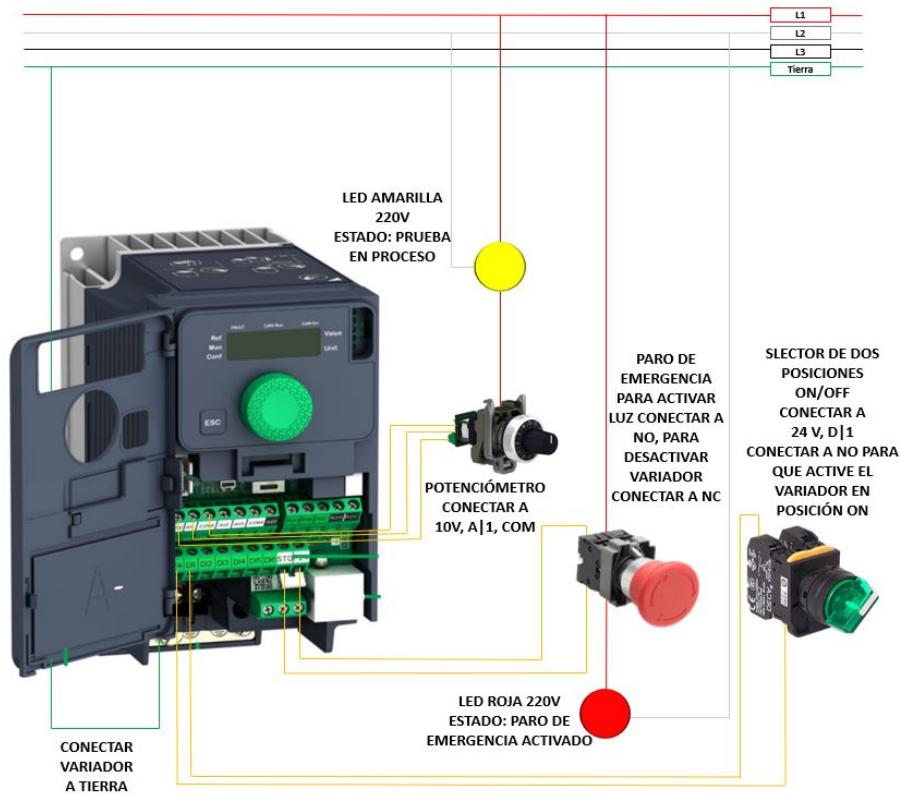
Figura 52: Conexión Delta en motor



En la Figura 53, se presenta el esquema de conexiones que se realizó en el variador para que cumpla con los requisitos del apartado de seguridad. Se inició la conexión del potenciómetro a las terminales de 10 volts, A|1 y COM del variador, pues son las terminales que permiten regular la frecuencia a las que el motor estará funcionando. Del potenciómetro se realizó una conexión a la LED amarilla, esta luz piloto encenderá cuando se cambie la perilla del potenciómetro a un valor distinto de cero, indicando al momento de iniciar el interruptor de encendido, que existe una prueba en proceso. Luego se realizó la conexión del paro de emergencia, este botón se conectó a las terminales STO y P24 del variador, esto realiza un paro inmediato al motor, pero al mismo tiempo controlado por el variador esto da como ventaja que no exista un desgaste o falla del motor por este tipo de cortos de energía, pues el variador se encarga de realizarlo según su configuración de fábrica. Cabe destacar

que el botón de paro de emergencia debe ser con terminales normalmente abiertas (NO) y normalmente cerradas (NC), esto con el propósito de que al momento de ser presionado se inviertan las señales, es decir, que la terminal normalmente abierta se convierta en una cerrada, y la terminal normalmente cerrada, se convierta en una abierta. Es por esta razón que en el esquema se presenta la conexión de luz piloto roja, donde la terminal normalmente abierta fue conectada a dicha LED, representando que se activó el paro de emergencia una vez se presione el botón, y la terminal normalmente cerrada es la que va al variador, para que se invierta su conexión. Por último, se agregó un selector de 2 posiciones, representando encendido y apagado, para que funcionara, el botón fue conectado al variador en las terminales de 24 volts y D|1, esto permite que el motor encienda y se apague en rampa, nuevamente resguardando la integridad del motor.

Figura 53: Esquema de conexiones variador de frecuencia y accesorios



Al finalizar con los esquemas, se procedió a realizar el cableado dentro de una caja metálica de 400 x 300 x 200 milímetros, la cual guarda todos los componentes eléctricos y permite la instalación del panel a la mesa de la máquina de fatiga.

Figura 54: Conexión eléctrica dentro de caja



Figura 55: Panel eléctrico concluido



3. Manufactura de banco

El banco de la máquina de fatiga se realizó con tubo cuadrado de 2 x 2 pulgadas, y fue soldado con soldadura convencional utilizando electrodo 6013.

Figura 56: Banco soldado



Al banco se le agregaron paneles laterales, posterior e inferior, esto con el propósito de mantener la seguridad del usuario, además de dar una base para instalar el panel eléctrico a la máquina. Dichos paneles fueron cortados con cortadora plasma.

Figura 57: Cortado de paneles con cortadora plasma



Puesto que el sistema de carga debe colgar, fue necesario realizar un boquete a la placa superior del banco. Este boquete fue realizado con ayuda de un taladro de banco y una fresadora.

Figura 58: Realización de boquete a placa superior de banco



Por último, se instaló la placa superior al banco con soldadura y se agregaron ruedas de goma con freno, esto con el propósito de facilitar el transporte del banco dentro de las instalaciones de la universidad.

Figura 59: Banco de máquina de fatiga concluido



4. Manufactura de sistema de transmisión de potencia

El sistema de transmisión de potencia el cual se compone de ejes y acople, fueron manufacturados en su mayoría en torno convencional, por lo que era de vital importancia conocer las revoluciones por minuto a las que se iba a trabajar. Por esta razón se agrega

la Figura 60 que muestra las revoluciones por minuto en función al diámetro del material, así mismo se presenta la Figura 61 donde se muestra el avance que tendrá el buril para realizar el corte al material. Cabe resaltar que esto dependerá también de las características del material, por lo que es recomendable conocer las propiedades del material previo a su manufactura.

Figura 60: Revoluciones por minuto en función al diámetro

Regelbereich 200-2000 Uml.		
Bohr. φ	Bohrer aus	Bohrer aus
	Weich-Stahl	Schnitt-Stahl
Bohrer-Uml./Min		
4	1200	2000
6	820	1330
8	600	1000
10	480	800
12	400	655
15	320	538
18	270	450
20	240	400
22	217	360
23	208	345

Figura 61: Avance de corte de buril según torno marca South Bend

.050	LCT1W	.002
.055	LCT2W	.0022
.065	LCT4W	.003
.085	LCT8W	.0033
.10	LCS2W	.004
.13	LCS4W	.005
.18	LCS8W	.007
.22	LCR2W	.009
.28	LCR4W	.011
.35	LCR8W	.014
.44	LCS8X	.017
.55	LCR2X	.022
.68	LCR4X	.027
.85	LCR8X	.033
1.2	HCS2X	.047
1.4	HCS4X	.055
1.7	HCS8X	.067

Ejes de transmisión de potencia

El eje y semieje de transmisión de potencia fueron maquinados en acero 1045 de 25.4 mm, sin embargo, debido al mercado de componentes que existe en Guatemala, las chumaceras obtenidas fueron de 25 mm, por lo que fue necesario realizar una reducción

de 0.4 milímetros a la barra. Para realizar este maquinado, se refrentaron ambas caras del material a una velocidad de 200 rpm y un avance de buril de 0.050 mm.

Figura 62: Refrentado de caras a barra 1045



Luego del refrentado, se realizaron contrapuntos en ambos extremos de la barra, esto para mantener estable la barra en todo su proceso de desbaste de 0.4 mm. Luego de desbastar el material hasta llegar al diámetro final de 25 mm, la barra fue ensayada en las chumaceras para observar que el diámetro cumpliera con las especificaciones del componente, en caso la barra no pasara de una manera libre por la chumacera, se realizó un limado para eliminar la interferencia.

Figura 63: Desbastado de barra para llegar a 25 mm



Figura 64: Ensayo de eje maquinado en chumaceras



Comprobado que el eje cumplía con el diámetro de las chumaceras, se procedió a cortar la barra en dos trozos de 25 cm con ayuda de una sierra de banda, debido a que la sierra deja ciertas imperfecciones, los ejes fueron nuevamente refrentados. Con estos dos ejes refrentados, se procedió a realizar el agujero del inserto del mandril, los cuales tienen como fin sujetar la probeta.

Figura 65: Realización de agujero de inserto a eje



Obtenido el agujero a la profundidad del inserto, se procedió a colocar el inserto dentro del eje para comprobar su correcta manufactura.

Figura 66: Eje con agujero de inserto finalizado



Figura 67: Inserto de mandril dentro del eje



Con el inserto comprobado dentro del eje, se procedió a realizar un agujero pasado de 1/16 de pulgada en el taladro de banco. La razón de dicho agujero fue para agregar castigadores de 1/4 pulgada que sujetaran el inserto al eje. Es de destacar que siempre que se realice una rosca interna (como es el caso), se debe realizar un agujero con la broca más cercana al diámetro de la rosca, esto para aún contar con material de soporte, pues si se realizan agujeros con el mismo diámetro de la rosca, la rosca no tendrá donde sujetarse.

Figura 68: Realización de agujeros para castigadores al eje



La manufactura del eje principal finalizó con la realización de la ranura de la cuña en la máquina fresadora.

5. Acople

Puesto que el acople fue un componente proveído por el fabricante, solamente fue necesario realizar la apertura del agujero en el torno. Para este proceso, fue necesario tomar las medidas del diámetro del motor y del eje fabricado, siendo de 19 mm y 25 mm correspondientemente. Por último, fue necesario realizar el espacio de la cuña utilizando la máquina de cepillo, creando así los cuñeros a los acoples, estos tuvieron una dimensión de 3.175 mm de profundidad y largo máximo acople.

Figura 69: Posicionamiento de acople en torno para maquinado



6. Probetas

La manufactura de las probetas se convirtió en un desafío significativo, principalmente debido a la elección del material. Este material, notablemente resistente, ocasionaba un desgaste considerable en las herramientas de corte, a causa de la cristalización que se formaba en su superficie. Además, el proceso de fabricación requería la utilización tanto de un torno convencional como de un torno CNC, lo que incrementaba la complejidad de la operación. Como respuesta a estos desafíos, se tomó la decisión de reducir las revoluciones por minuto a las que operaba el torno y se aumentó el paso de desbaste del buril.

Como bien se mencionó, la primera parte de la manufactura se daba en torno convencional, en donde a la probeta se le realizaba refrentado de ambos extremos, luego se rectificaba a la longitud estipulada en plano y por último se realizaba su contrapunto de ambos lados para poderla sujetar en el torno al momento de realizar su proceso de reducción de diámetro y tronzado. Estos procesos eran los más tardados pues se pasaba de 16 mm de diámetro a 12.7 milímetros.

Figura 70: Rectificación de diámetro de probetas



Con la probeta completamente rectificada en longitud y diámetro, se procedía a realizar el proceso de tronzado. Este proceso consistía en realizar una pequeña cintura a la probeta justo a la mitad y a una profundidad de 6.35 mm, esto para que el buril del CNC lograra entrar y formara el radio de 13 mm que unía el diferencial de diámetros de la probeta. La Figura 71, muestra el proceso de manufactura que las probetas pasaban, al inicio de la figura se muestra una probeta rectificada en longitud y con contrapuntos, luego estan dos probetas con diámetro de 12.7 milímetros y con una pequeña cintura realizada con el tronzador

Figura 71: Proceso de manufactura de probetas



Finalizado el proceso de manufactura en el torno convencional, se procedió a utilizar el torno CNC para dar el radio de 13 mm, este era un proceso mucho más fácil, pues la máquina contaba con plantillas para realizar radios, en este caso solamente se indicaba dónde estaba el punto de referencia o bien conocido como (0.0), luego se indicaba el diámetro inicial de la probeta y el diámetro final. En este caso el diámetro inicial era el de 12.7 mm y el final era el de 6.35 milímetros.

Figura 72: Proceso de manufactura de radio en torno CNC



Nota: La imagen se presenta borrosa debido a que fue capturada desde el visor de la máquina, la cual dispersa refrigerante.

El proceso descrito en torno convencional y torno CNC fue hecho 18 veces, pues se realizaron 18 probetas para su destrucción. Además, a las probetas se les realizó un pulido para eliminar las imperfecciones superficiales, y fueron guardadas con una ligera capa de aceite para no permitir su oxidación.

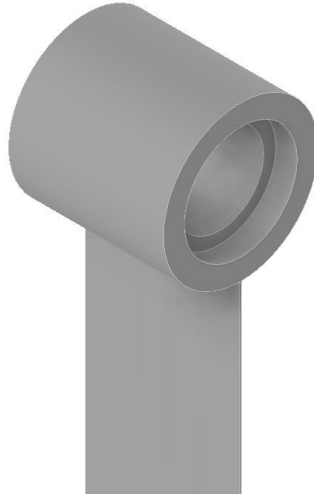
Figura 73: Probetas culminadas



7. Sistema de carga

El sistema ilustrado en la Figura 12 experimentó modificaciones durante el proceso de fabricación. Estas modificaciones surgieron a raíz del análisis, que reveló que la ubicación inicial de la barra de carga generaría esfuerzos en dos planos distintos. Por lo tanto, se tomó la decisión de reubicar la barra de carga en el centro de la camisa, con el propósito de mantener únicamente una flexión en un plano específico.

Figura 74: Rediseño de cargador de peso



Fuente: (Elaboración propia, Autodesk Inventor 2023)

Con dicha modificación en mente, se procedió a cortar el material que crearía la camisa sobre el eje, este material era dos veces el diámetro del eje (50.8 mm), por lo que solamente fue necesario refrentarlo y maquinarlo según las especificaciones del plano.

Figura 75: Presentación de cargadores al sistema de transmisión de potencia



Para lograr los diámetros requeridos en el cargador, se siguió un proceso específico. Se inició con un agujero de diámetro pequeño utilizando una broca de 5/8 de pulgada. Posteriormente, se continuó ampliando el agujero utilizando brocas de 12/32 y 7/8 de pulgada, siendo esta última la de mayor tamaño. Una vez completada esta etapa de perforación, se empleó

un porta herramienta para ajustar los diámetros conforme a las dimensiones especificadas en el plano.

Figura 76: Brocas y porta herramienta utilizado para crear los diámetros del cargador



Figura 77: Maquinado de cargadores



Terminado el proceso de maquinado de los cargadores en el torno, se procedió a presentar la hembra que uniría la placa donde se agrega el peso a la máquina y la camisa de los ejes. Al verificar el ancho y grosor de la hembra, se realizó un maquinado en la fresadora a los cargadores, esto para poder insertar la hembra al cargador y darle estabilidad al momento de soldar la barra al cargador.

Figura 78: Verificación del ancho de hembra con ancho del cargador



Por último, se maquinaron cuatro topes de cojinetes. Estos topes tienen como función principal evitar que el cojinete del cargador salga de su posición. La fijación de estos topes se realizó de manera directa al eje por medio de castigadores de 1/4 x 1/4 de pulgada. Para ello nuevamente se utilizó broca de 1/16" para realizar el agujero y machuelo de 1/4" para la rosca interna. El proceso de manufactura del sistema de carga concluyó soldando la placa de pesos a las barras del sistema.

Figura 79: Maquinado de topes de cargador



Figura 80: Sistema de carga montado a banco de máquina de fatiga



8. Sistema de nivelación del motor

El sistema de nivelación del motor fue realizado con láminas de 1/4 de pulgada, sin embargo, la placa inferior del sistema necesitaba 1/2 pulgada de espesor, por lo que se soldaron dos placas de 1/4 de pulgada para llegar al espesor estipulado en plano.

A las placas se le soldaron roscas que permiten graduar la nivelación del motor, esto gracias a cuatro pernos de 1 pulgada de rosca fina, y se atravesaron 4 pernos de 3/8 x 2 pulgadas para lograr mantener la nivelación deseada. De igual forma se realizaron correderas en a las placas con ayuda de la fresadora, esto con el objetivo de poder ajustar el motor según la alineación del sistema de transmisión de potencia.

Figura 81: Maquinado de placas de sistema de nivelación



Por último, se instaló el sistema de nivelación al banco, graduando dicho sistema con ayuda de un vernier, nivel de burbuja de alta precisión y llave inglesa de 1 1/2 pulgada.

Figura 82: Nivelación de sistema



Figura 83: Montaje de máquina de fatiga al banco



F. Pruebas

Con la máquina de fatiga completamente ensamblada, se procederá a llevar a cabo pruebas para verificar su correcto funcionamiento. Estas pruebas abarcarán la evaluación del sistema eléctrico, la flexión generada por el sistema de carga y la verificación de los desfases angulares en la transmisión de potencia. Si se cumplen los estándares en cada una de estas pruebas, se procederá a realizar las pruebas de fatiga de acuerdo con el manual de protocolo que se detalla en los anexos.

Como primer paso, se debe de evaluar el correcto funcionamiento del panel eléctrico. Para lograrlo, se inicia conectando el panel eléctrico a la fuente de alimentación de 220V AC, manteniendo el interruptor de paro de emergencia en su posición activada. En este punto, dos luces piloto deben iluminarse: una luz piloto de color verde, que indica que el

panel eléctrico está energizado, y una luz piloto de color rojo, que señala que el paro de emergencia ha sido activado. Si ambas luces están encendidas, se procede a desactivar el interruptor de paro de emergencia y se evalúa el funcionamiento del potenciómetro. En esta etapa, se activa el botón de encendido (ON) y se ajusta el potenciómetro para establecer las revoluciones por minuto deseadas. Si la prueba se completa con éxito, una luz piloto de color amarillo deberá encenderse.

Finalmente, se verifica la lectura del tacómetro en comparación con la lectura proporcionada por el variador de frecuencia. Debe existir un margen de desviación de aproximadamente 10 revoluciones por minuto. Para facilitar la verificación de los estados de las luces, interruptor, botones y el paro de emergencia, se proporciona el Cuadro 12 de referencia detallada.

Cuadro 12: Verificación de pruebas de panel eléctrico

Estado de prueba	¿Cumple la prueba?
Luz piloto verde encendida cuando se energiza el panel eléctrico	Sí/No
Luz piloto roja activada cuando se activa el paro de emergencia	Sí/No
Luz piloto amarilla activada cuando se coloca el interruptor en (ON) y se ajusta el potenciómetro	Sí/No
Potenciómetro logra variar las revoluciones por minuto del motor	Sí/No
Tacómetro da lectura de revoluciones por minuto con desfase de más o menos 10 revoluciones por minuto en comparación de la pantalla del variador	Sí/No
Luz piloto roja apagada cuando se desactiva paro de emergencia	Sí/No

Una vez completadas las pruebas del panel eléctrico, se procede a evaluar la flexión a través del sistema de transmisión de potencia. En este contexto, el objetivo es permitir que las chumaceras tengan la capacidad de dislocarse y que el acople flexible logre generar un desfase angular entre el eje del motor y el eje de transmisión de potencia al momento de aplicar el peso estipulado, según lo detallado en la sección de cálculos. Nuevamente para verificar la flexión de la transmisión de potencia, se empleará la siguiente tabla.

Cuadro 13: Verificación de pruebas de flexión en sistema de carga y transmisión de potencia

Estado de prueba	¿Cumple la prueba?
La transmisión de potencia soporta el peso estipulado en la sección de cálculos	Sí/No
Las chumaceras se dislocan para permitir un desfase angular	Sí/No
El acople flexible permite un desfase angular	Sí/No
Existe flexión en el sistema	Sí/No

Para llevar a cabo la prueba de fatiga, es esencial seguir el manual que se encuentra detallado en la sección de anexos. Dicho manual se organiza en tres secciones claramente definidas. En la primera sección se abordan las precauciones necesarias que deben ser tomadas antes de utilizar la máquina, se proporciona una lista de materiales y herramientas requeridos, y se presenta una descripción minuciosa de los componentes que integran la máquina, incluyendo el panel eléctrico.

La segunda sección del manual se dedica a la recopilación de datos fundamentales que deben ser obtenidos antes de emprender una prueba de fatiga. Por último, la tercera y última sección del manual incluye instrucciones completas sobre cómo operar la máquina y cómo llevar a cabo una prueba de fatiga de manera efectiva.

A la luz de lo mencionado anteriormente, es imperativo que la prueba de fatiga se lleve a cabo en cumplimiento riguroso de todas las medidas de seguridad necesarias. Antes de iniciar cualquier prueba de fatiga, es obligatorio que el operador se equie con todo el equipo de protección personal requerido. Además, se debe instalar siempre la guarda de polycarbonato, cuyo propósito principal es salvaguardar al operador contra posibles fragmentos calientes que pudieran desprenderse de la probeta durante la prueba.

Siguiendo estos pasos, la probeta debe ser posicionada entre los mandriles y ajustada lo mejor posible para evitar cualquier tipo de deslizamiento. Luego, se añade el peso establecido en la sección de cálculos con el fin de inducir la flexión deseada. Se instala la guarda de seguridad sobre el sistema de transmisión de potencia y se configuran las revoluciones por minuto a las que el motor debe girar, por fines prácticos se escogen 1,000 revoluciones por minuto.

Una vez establecidas las revoluciones por minuto deseadas, se procede a desactivar el interruptor de paro de emergencia y se inicia el cronómetro de prueba. Este tiempo de prueba abarca desde el momento en que se enciende el motor hasta que la probeta llega al punto de fallo. Con el objetivo de mantener un control preciso sobre las variables de la prueba, se proporciona el Cuadro 14 que documentará los detalles de la prueba de fatiga llevada a cabo.

Cuadro 14: Prueba de fatiga

Estado de prueba	Resultado
Peso agregado	75 lbs
Tiempo de prueba	seg
Revoluciones teóricas de falla	1000 revoluciones
Revoluciones reales de falla	revoluciones

De las pruebas realizadas al panel eléctrico se obtuvieron los siguientes resultados.

Cuadro 15: Resultados de pruebas de panel eléctrico

Estado de prueba	¿Cumple la prueba?
Luz piloto verde encendida cuando se energiza el panel eléctrico	Sí
Luz piloto roja activada cuando se activa el paro de emergencia	Sí
Luz piloto amarilla activada cuando se coloca el interruptor en (ON) y se ajusta el potenciómetro	Sí
Potenciómetro logra variar las revoluciones por minuto del motor	Sí
Tacómetro da lectura de revoluciones por minuto con desfase de más o menos 10 revoluciones por minuto en comparación de la pantalla del variador	Sí
Luz piloto roja apagada cuando se desactiva paro de emergencia	Sí

Figura 84: Resultado de paro de emergencia activado, luz piloto roja y verde



Figura 85: Resultado de potenciómetro, interruptor (ON) y luz piloto amarilla



Figura 86: Resultado de lectura de revoluciones por minuto con tacómetro



De las pruebas de carga y flexión se obtuvieron los siguientes resultados.

Cuadro 16: Resultados de pruebas de flexión en sistema de carga y transmisión de potencia

Estado de prueba	¿Cumple la prueba?
La transmisión de potencia soporta el peso estipulado en la sección de cálculos	Sí
Las chumaceras se dislocan para permitir un desfase angular	No
El acople flexible permite un desfase angular	No
Existe flexión en el sistema	No

Figura 87: Resultado de soporte de peso por sistema de carga y transmisión de potencia



Tal como se aprecia en la Figura 87, se evidenció que el sistema no generaba la flexión necesaria. En respuesta a esta limitación, se procedió a realizar ajustes en las chumaceras con el propósito de permitir un movimiento más libre de las mismas. Además, se observó que el acople utilizado restringía el movimiento del eje de transmisión de potencia. Para superar esta restricción, se implementó una junta universal que posibilitara un mayor grado de desfase angular.

Figura 88: Resultado de ajuste en chumaceras

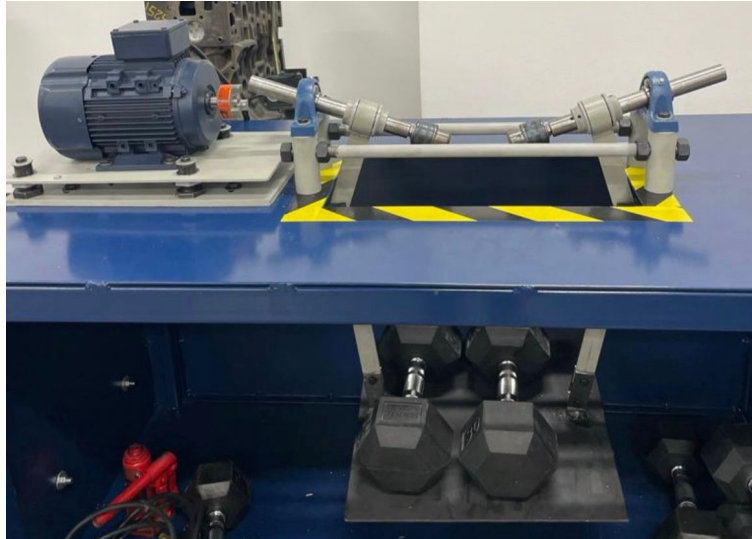


Figura 89: Restricción de acople al eje de transmisión de potencia



Figura 90: Presentación de junta universal como nuevo acople



Figura 91: Manufactura de nuevo acople utilizando la junta universal



Con los ajustes mencionados, se logró obtener la flexión necesaria y llevar a cabo la fase de pruebas de fatiga.

Cuadro 17: Resultados de prueba de fatiga

Estado de prueba	Resultado
Peso agregado	75 lbs
Tiempo de prueba	38 seg
Revoluciones teóricas de falla	1000 revoluciones
Revoluciones reales de falla	633 revoluciones

Figura 92: Resultado de prueba de fatiga terminada



Figura 93: Vista superior de resultado de prueba de fatiga terminada



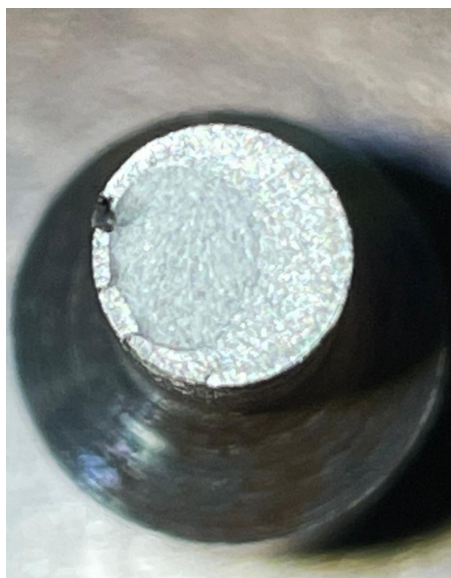
Figura 94: Sujeción en probetas



Figura 95: Marca de playa en primera mitad de la probeta



Figura 96: Marca de playa en segunda mitad de la probeta



Cuadro 18: Resultados de definición de requisitos

Requisitos de diseño y fabricación de máquina de ensayos de fatiga para materiales metálicos				
Generales	Códigos	Submódulos	Específicos	Cumplido
Seguridad	RS01	Estados de prueba	El panel eléctrico de la máquina debe de contar con luces que indiquen el estado de prueba. Luz verde: máquina energizada, Luz amarilla: prueba en proceso, Luz roja: paro de emergencia activado	✓
	RS02	Paro de emergencia	El panel eléctrico de la máquina debe de contar con un botón de enclavamiento de emergencia que no permita que el motor continúe girando.	✓
	RS03	Protección área de ensayo	La máquina debe de contar con una jaula de policarbonato que proteja al usuario de atrapamiento por objetos giratorios.	✓
	RS04	Señalización de área de ensayo	La máquina debe de contar con etiquetas que indiquen que existen objetos giratorios, áreas de atrapamiento y objetos pesados.	✓
	RS05	Señalización de panel eléctrico	El panel eléctrico de la máquina debe de contar con etiquetas de significado de luces, botón de encendido y apagado, botón de emergencia y potenciómetro.	✓
	RS06	Cortocircuito	El panel eléctrico debe de contar con un interruptor general y guardamotor que impidan cortocircuitos, protegiendo al variador de frecuencia y motor eléctrico.	✓
Motor eléctrico	RM01	Potencia del motor	El motor debe de contar con una potencia aproximada de 1 hp o 0.75 kW.	✓
	RM02	Voltaje de operación	El motor debe de funcionar en un voltaje de 220 a 240 V.	✓
	RM03	Revoluciones por minuto	El motor debe de alcanzar al menos 3,000 revoluciones por minuto.	✓
	RM04	Frecuencia de operación	El motor debe de operar en una frecuencia de 60Hz.	✓

Cuadro 19: Resultados de definición de requisitos (continuación)

Requisitos de diseño y fabricación de máquina de ensayos de fatiga para materiales metálicos				
Generales	Códigos	Submódulos	Específicos	Cumplido
Condiciones de prueba	RP01	Rango de carga	La máquina debe de contar con diferentes pesos para simular diferentes condiciones de fatiga.	✓
	RP02	Velocidad de rotación ajustable	La máquina debe de contar con un variador de frecuencia que permita ajustar las revoluciones por minuto del motor eléctrico.	✓
	RP03	Contador de revoluciones por minuto	La máquina debe de contar con un contador digital que indique las revoluciones por minuto a las que gira el eje del motor.	✓
	RP04	Probeta estándar	Debe existir una probeta con medidas estándar y de un material metálico del cual se conozcan sus propiedades para que el experimento tome validez.	✓
Manuales	M01	Uso de máquina	La máquina de fatiga debe de contar con un manual que indique el proceso para realizar una prueba de fatiga.	✓

Cuadro 20: Costo de componentes de máquina de fatiga

Componente	Proveedor	Cantidad	Precio Total
Eje 1045 Diámetro 1 pulgada	Aceros Suecos	1/2 metro	Q73.00
Eje 1045 Diámetro 2 pulgadas	Aceros Suecos	20 cm	Q117.00
Eje 705 Plus Diámetro 16 mm	Aceros Suecos	20 piezas de 13 cm	Q251.90
Chumacera de banco SY 25TF SKF	Nils Pira	2	Q580.00
Rodamiento 61805-2RS1 SKF	Nils Pira	4	Q676.00
Acople HUB L090 LOVEJOY	Componentes Industriales	2	Q228.00
Estrella de Acople L090/095 LOVEJOY	Componentes Industriales	1	Q90.00
Tacómetro de sensor de proximidad	La electrónica	1	Q199.00
Motor Marathon Globetrotter-R312A	Grupo Sierma S.A	1	Q2,400.55
Placa policarbonato 5 mm 4x8 pies	Novex	1	Q1,150.00
Mandril SDS BOSCH	Novex	2	Q450.00
Variador Schneider ATV 0.75kW 200 V 3 PH	Schneider Guatemala	1	Q2,000
Caja metálica 400x300x200 mm	KetPlus	1	Q433.00
Guardamotor 2.5-3 A CHINT	KetPlus	1	Q272.00
Flipón automático 3 polos 4 A	KetPlus	1	Q80.00
Pulsador hongo con enclave rojo	KetPlus	1	Q72.00

Cuadro 21: Costo de componentes de máquina de fatiga (continuación)

Componente	Proveedor	Cantidad	Precio Total
Luz piloto 110/120V Amarilla	KetPlus	1	Q42.00
Luz piloto 110/120V Roja	KetPlus	1	Q42.00
Luz piloto 110/120V Verde	KetPlus	1	Q42.00
Riel DIN 35 mm galvanizado	KetPlus	1	Q17.80
Botón Star-Stop	KetPlus	1	Q50.00
Cable TSJ 4x14	Celasa	10 metros	Q166.70
Cable THHN #14	Celasa	10 metros	Q25.80
Potenciómetro Schneider 10K	Esinsa	1	Q675.00
Rodo giratorio con freno 100mm	Novex	4	Q440.00
Lámina negra 4x8x1/16	El Arenal	1 lámina	Q372.10
Lámina negra 4x8x3/16	El Arenal	1 lámina	Q1,244.60
Junta universal 1 pulg	FPK	1	Q213.00
Tornillería	Varios	52 tornillos	Q150.00
TOTAL			Q12,593.45

Discusión de resultados

Con los resultados obtenidos, se logró alcanzar parcialmente el objetivo general, que consistía en la fabricación de una máquina de ensayos de fatiga para materiales metálicos. Esto se respaldó con las probetas rotas como evidencia, en lugar de la curva de Wöhler que estaba originalmente planificada como método de validación. En cuanto a los objetivos específicos, se lograron cumplir cinco de los seis planteados, siendo el único objetivo no alcanzado el análisis de los resultados de ensayo de fatiga con las curvas de Wöhler teóricas correspondientes al material de la probeta. Esto se debió al limitado tiempo disponible, ya que no fue posible completar la cantidad requerida de pruebas para construir la curva (que involucraba aproximadamente 20 probetas).

En tanto el sistema de carga y transmisión de potencia presentó un desafío significativo durante su desarrollo inicial, puesto que en su primera etapa no generaba la flexión necesaria para lograr la dislocación de las chumaceras de banco. Este inconveniente se atribuyó a tres factores particulares.

En primer lugar, el sistema de carga originalmente utilizaba barras rígidas que limitaban la movilidad del sistema. Para superar este problema, se optó por modificar las barras, permitiendo su movilidad mediante secciones pivotantes.

En segundo lugar, se encontró que las chumaceras de banco contaban con un ajuste de fábrica extremadamente preciso, lo que impedía que el sistema flexionara incluso bajo cargas máximas. Para resolver esto, se debió realizar un desgaste en las chumaceras de banco para facilitar el desfase angular del rodamiento.

Por último, se identificó una restricción adicional en el sistema, relacionada con el acople flexible. La Figura 89 ilustra como el acople flexible original permitía un desfase angular de tan solo 2 grados de manera estática, mientras que se requería un desfase aproximado de 20 grados. Para abordar esta limitación, se optó por la instalación de un nuevo acople con

una junta universal, que otorgó al eje la movilidad necesaria en cualquier punto de rotación. A pesar de la incorporación del nuevo acople, la chumacera de banco continuó restringiendo la movilidad, lo que condujo a la decisión de retirar una chumacera y permitir que la probeta sirviera como el sistema autoalineante entre el eje de transmisión y el semieje.

Gracias a las modificaciones previamente mencionadas, se logró finalmente generar la flexión necesaria, lo que permitió llevar a cabo las pruebas de fatiga. Los resultados obtenidos en estas pruebas se resumen en el Cuadro 14. Durante el ensayo, la probeta alcanzó su punto de fallo con una carga de 75 libras en un tiempo de 38 segundos, lo que resultó en 633 ciclos o revoluciones. Esto se tradujo en un porcentaje de error del 36.7% en comparación de los 1,000 ciclos planteados en la sección de cálculos.

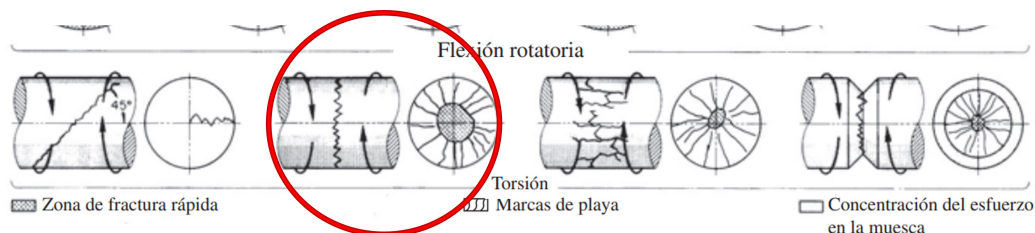
Este margen de error, según lo planteado en el libro *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* de Budynas y Nisbett, se considera aceptable. Como señalan los autores, "aunque el material de la muestra de prueba y del elemento mecánico sean idénticos, habrá diferencias significativas entre los diagramas de los dos." Esto indica que, incluso si los materiales son idénticos, pueden fallar en números de ciclos y cargas distintas debido a una serie de factores, como la fabricación, el entorno, el diseño o el material. A pesar de los esfuerzos teóricos por controlar todos estos factores, en la práctica puede resultar complicado.

Durante el estudio de fatiga, también se observó una diferencia en el comportamiento de las probetas en función del tipo de sujeción que se les proporcionó. Como se muestra en la Figura 94, la primera probeta presentó signos de deslizamiento. Este deslizamiento se debió a la forma en que se sujetó la probeta, con el intento de mantenerla centrada entre los mandriles. Como resultado, la probeta experimentó una rotura descentrada y un deslizamiento en sus agarres.

En consecuencia, en la segunda prueba se ajustó la probeta al tope de ambos mandriles, maximizando así el área de contacto entre los mandriles y la probeta. Esto llevó a una rotura centrada en el punto medio de la probeta, eliminando el error causado por el deslizamiento.

En total, se obtuvieron dos probetas rotas, y las marcas de playa en una de ellas se muestran en las figuras 95 y 96. Estas marcas coinciden con las marcas de playa típicas observadas en ensayos de flexión rotatoria, como se representa en la Figura 97, dando por válida la correcta funcionabilidad de la máquina fabricada.

Figura 97: Esquema de superficies de fractura por fatiga ante esfuerzos de flexión rotatoria



Fuente: (Budynas & Nisbett, 2019)

Conclusiones

1. Se diseñó y fabricó una máquina de ensayos de fatiga para materiales metálicos, con una capacidad máxima de peso de 150 libras, agregando componentes mecánicos que permitieran la flexión tales como: sistema de carga pivotante, chumacera autoalineante, y un acople fabricado de una junta universal con desfase angular de 45° . También se logró variar las revoluciones por minuto del motor eléctrico por medio de un variador de frecuencia y potenciómetro, tomando lectura de las revoluciones por medio de un tacómetro. Además, se cumplió el requisito de seguridad por medio de un paro de emergencia, luces piloto que indiquen los estados de prueba y una guarda de policarbonato.
2. La restricción del movimiento angular en la chumacera, la rigidez del material en las mordazas del acople y las barras del sistema de carga obstaculizaron la generación de la flexión necesaria para generar la rotura de la probeta. Como solución, se sustituyó el acople por una junta cardánica, se eliminó la primera chumacera y se segmentaron las barras del sistema de carga. Estas modificaciones crearon un sistema pivotante que permitió alcanzar la flexión requerida para la rotura de la probeta como resultado deseado.
3. La funcionabilidad de la máquina de ensayos de fatiga para materiales metálicos, que fue diseñada y fabricada, se validó mediante pruebas en las cuales las probetas que se hicieron fallar presentaron marcas de playa por flexión rotatoria. Estas marcas se obtuvieron al cabo de 633 ciclos y con una carga de 75 libras. Esto representó una diferencia del 36.7% respecto al valor teórico correspondiente.
4. El error del 36.7% se considera como aceptable debido a las variaciones en el comportamiento de los materiales, incluso cuando son del mismo tipo. Factores como la fabricación, las temperaturas de maquinado y las condiciones superficiales pueden influir en la resistencia a la fatiga del material.

5. Durante la fase de pruebas se observaron diferencias en el comportamiento de las probetas según el tipo de sujeción, es decir, si se sujeta la probeta solamente de sus extremos sin que lleguen al tope del mandril, la probeta sufrirá de deslizamiento, resultado en una rotura desfasada del punto medido de la probeta, lo cual puede llegar a ser una prueba inválida si este desfase se da en los radios de reducción de diámetro o en el diámetro de sujeción de la probeta. En tanto, si la probeta es colocada al fondo de los mandriles, existe una mayor área de contacto entre las mordazas del mandril y área de sujeción de la probeta, resultado en un mejor agarre que no permite el deslizamiento, y una rotura en el medio de la probeta.

Recomendaciones

Recomendaciones basadas en los resultados y experiencia de uso de la máquina de fatiga:

1. Se recomienda sujetar la probeta en los mandriles asegurándose de que esté en contacto completo con el fondo de estos. Esto proporciona un área de contacto más amplia en los agarres y evitará el deslizamiento, lo que dará como resultado una rotura de probeta en el punto adecuado.
2. Puesto que las probetas maquinadas con torno convencional presentan irregularidades en su acabado superficial y variaciones en los radios al disminuir los diámetros, se recomienda maquinar todas las probetas con torno CNC. Esto garantizará la uniformidad en la forma de las probetas a fabricar, asegurando un maquinado más preciso y eliminando posibles inconsistencias derivadas de diferentes procesos de fabricación.
3. Dadas las modificaciones realizadas en la transmisión de potencia, en particular en la generación de flexión de la chumacera de banco, se sugiere considerar alternativas, como el uso de chumaceras de otro tipo o un sistema pivotante. Además, se recomienda analizar la implementación de lunetas en forma de U para reducir el estrés en el eje del motor. Esta recomendación es crucial, ya que la concentración de esfuerzos en el eje del motor podría resultar en desgaste de cojinetes o incluso la falla completa del motor, lo que podría tener consecuencias críticas o llevar a la pérdida total del motor.
4. Se aconseja diseñar un panel eléctrico que permita una mayor movilidad al operador. Esto implica la posibilidad de controlar los botones del panel de manera remota, ubicar la pantalla del tacómetro en una posición más visible, disponer de una botonera de encendido y apagado remota, y acercar el botón de paro de emergencia al área de pruebas. Estas recomendaciones facilitarán la realización de las pruebas de fatiga, haciendo que el proceso sea más cómodo y sencillo para el operador.

5. Se sugiere tener en consideración la masa del sistema de sujeción al realizar el cálculo de fatiga. Esto para evitar un exceso de peso previsto a agregar al sistema de carga, minimizando así las posibles discrepancias entre los resultados teóricos y experimentales.
6. Se recomienda utilizar discos de peso en lugar de mancuernas, dado que esto permite que la plancha de carga se mantenga más estable durante la prueba de fatiga. De este modo, se minimizarán las vibraciones y movimientos bruscos causados por una distribución deficiente del peso.
7. Se sugiere agregar soleras o angulares a los bordes de la placa de peso. Esto tiene como propósito mantener el peso siempre dentro de la placa, evitando cualquier posible caída de peso durante la prueba. Esta medida no solo garantiza una mayor seguridad para el operador, sino que también preservará la integridad de la máquina.
8. Es recomendable instalar puertas de policarbonato o metal desplegado en el área del banco donde se añade el peso. Esto con el fin de garantizar la seguridad del operador en caso de que el peso se desplace fuera del área designada.
9. Dada la restricción del tiempo, no fue posible concluir la construcción de la curva S-N. Se sugiere continuar con la realización de pruebas de fatiga con el mismo material bajo estudio, esto con el fin de obtener la curva experimental. Esto permitirá una comparación con la curva teórica del material, posibilitando conocer el porcentaje de error de la máquina.

Bibliografía

- Budynas, R. G. & Nisbett, J. K. (2019). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (10.^a ed.). Mc Graw Hill.
- Callister, W. D., Jr & Rethwisch, D. G. (2016). *Ciencia e ingeniería de materiales* (9a edición, Vol. 2). Editorial Reverté.
- Castagneto Florencia, L. A. (2020). Diseño y construcción de una máquina para ensayos de resistencia a la fatiga mecánica por flexión en probetas de polímeros impresos en 3D. Consultado el 3 de junio de 2022, desde <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/14558>
- Celasa. (2023). Productos [publisher: Celasa]. <https://celasa.com.gt/top20>
- Contreras, A. J. (2014). Comportamiento a fatiga de los materiales. Consultado el 3 de junio de 2022, desde <https://materialsbreakthroughs.wordpress.com/2014/11/16/comportamiento-a-fatiga-de-los-materiales/>
- Córdova, J. & Loayza, H. (2010). *Diseño y construcción de un banco para realizar ensayos de fatiga por flexión para los diferentes aceros* (Tesis doctoral). Universidad del Azuay. Cuenca, Ecuador. <https://dspace.uazuay.edu.ec/bitstream/datos/6299/1/08078.pdf>
- Cuesta. (2021). La fatiga en los materiales, clave en la vida de las construcciones. Consultado el 3 de junio de 2022, desde <https://www.mapfreglobalrisks.com/gerencia-riesgos-seguros/articulos/la-fatiga-en-los-materiales-clave-en-la-vida-de-las-construcciones/>
- Di Brico, M. & Mollerach, C. (2011). *Máquina de ensayos de fatiga tipo Schenck* (Tesis doctoral). Instituto Tecnológico de Buenos Aires. Argentina. https://ri.itba.edu.ar/bitstream/handle/123456789/166/500926_DiBrico_Mollerach.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- KetPlus. (2023). Equipo eléctrico industrial [publisher: KetPlus]. <https://tienda.ketplus.com.gt/>
- Leboreiro, G. (2018). Diseño y construcción de máquina de ensayos de fatiga a flexión pura para materiales poliméricos reforzados con fibra. https://oa.upm.es/54296/1/TFG_GUILLERMO_LEBOREIRO_ENRIQUEZ.pdf

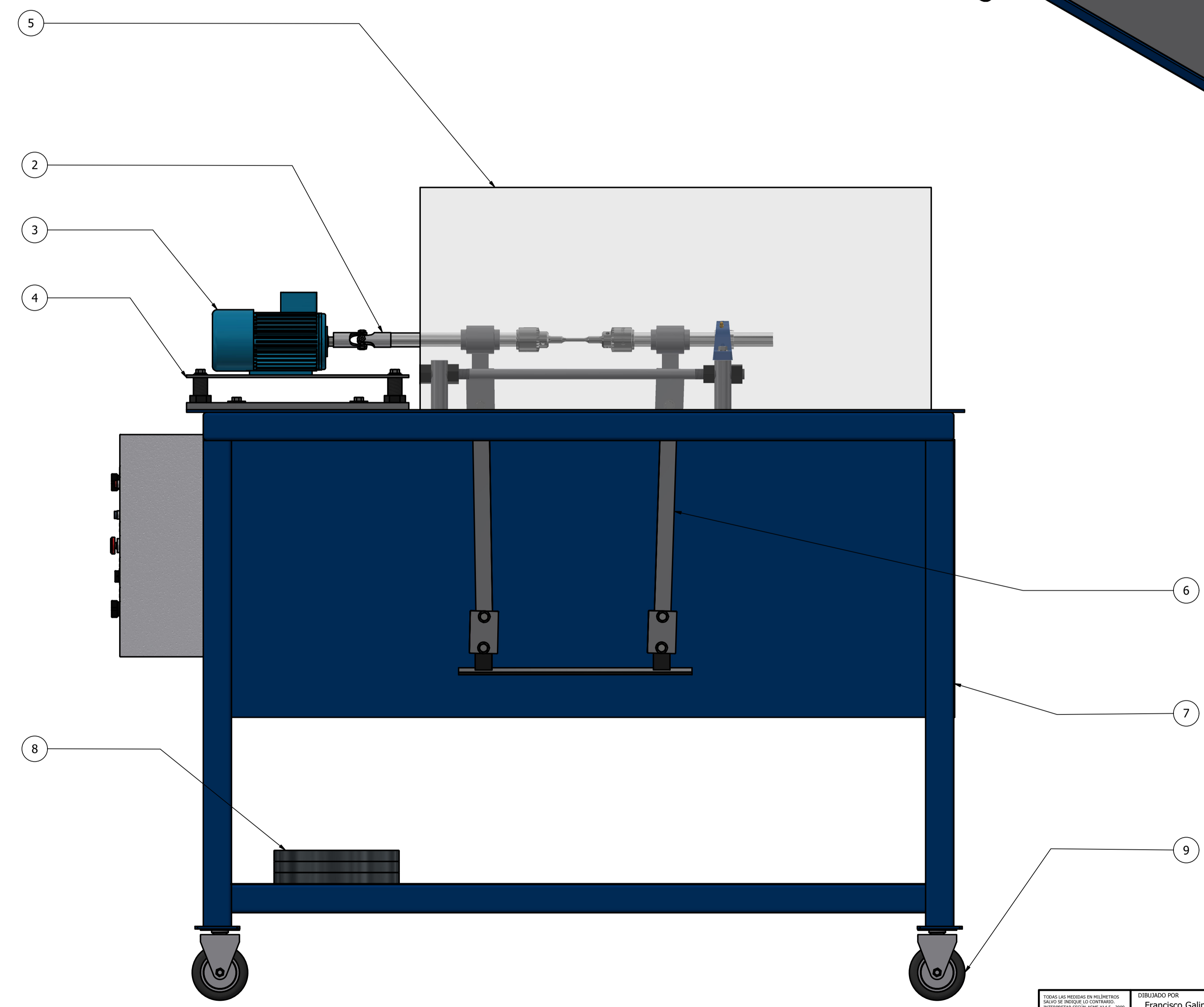
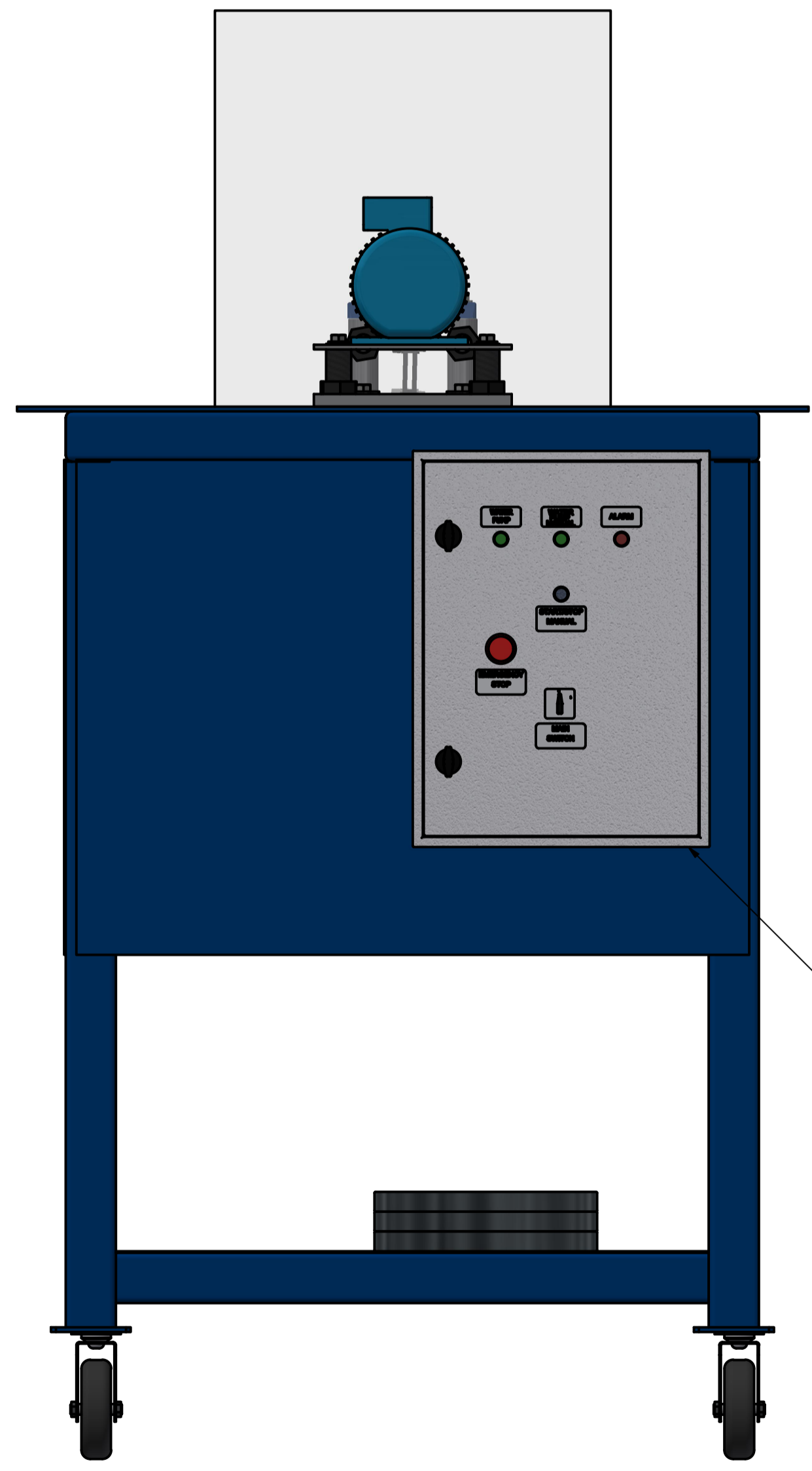
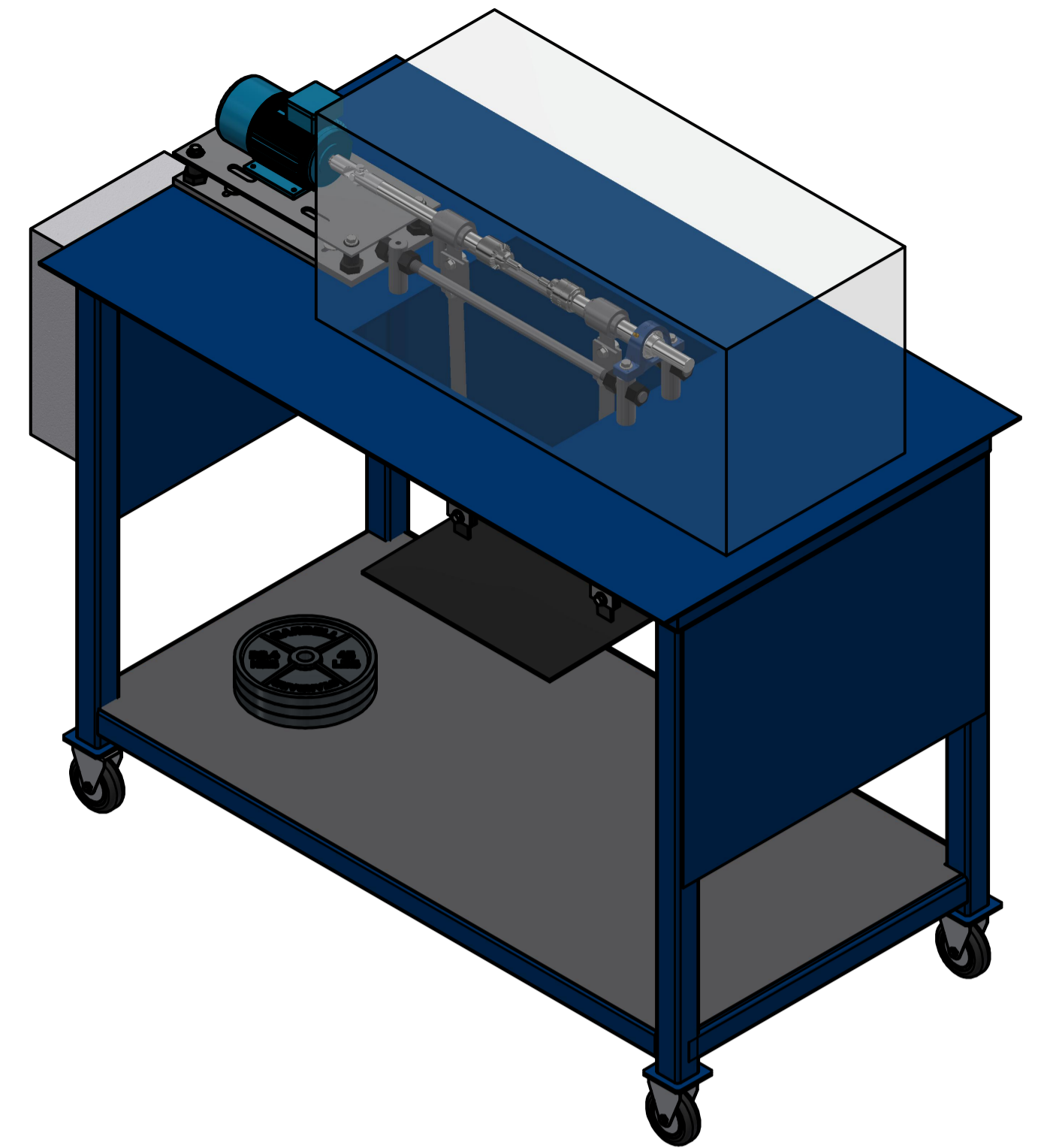
- LoveJoy. (2010). Jaw [publisher: LoveJoy]. <https://www.lovejoy-inc.com/wp-content/uploads/2017/11/Jaw2010catalog.pdf>
- MatWeb. (2022a). AISI 1006 Steel, cold drawn [publisher: Matweb]. <https://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=9d1e943f7daf49ef92e1d8261a8c6fc6&ckck=1>
- MatWeb. (2022b). AISI 1045 Steel, cold drawn, 19-32 mm (0.75-1.25 in) round [publisher: MatWeb]. <https://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=cbe4fd0a73cf4690853935f52d910784&ckck=1>
- MatWeb. (2022c). AISI 4340 Steel, annealed, 25 mm round [publisher: MatWeb]. <https://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=fd1b43a97a8a44129b32b9de0d7d6c1a>
- MDSolids. (2014). MDSolids: Educational Software for Mechanics of Materials [publisher: MDSolids]. <https://web.mst.edu/mdsolids/>
- Motion. (2023). Marathon Electric R312A [publisher: Motion]. <https://www.motion.com/products/sku/07085292>
- Ramírez Díaz, C. A. (2009). Diseño de la máquina de caracterización de concentradores de esfuerzo para pruebas de fatiga del laboratorio de ingeniería mecánica. *inst-name:Universidad de los Andes*. Consultado el 3 de junio de 2022, desde <https://repositorio.uniandes.edu.co/handle/1992/24205>
- Schneider. (2023). Variador de velocidad ATV 320-0,75kW-200V-3fase-compacto [publisher: Schneider electric]. <https://www.se.com/cr/es/product/ATV320U07M3C/variador-de-velocidad-atv320075kw200v3fasecompacto/?%3Frang=63440-altivar-320-atv320&selected-node-id=12644465109>
- SKF. (2015). Catalogo General [publisher: SKF]. https://0201.nccdn.net/1_2/000/000/166/f50/catalogo-general-skf.pdf
- Tecquipment. (2023). Máquina de fatiga rotativa [publisher: Tecquipment]. <https://www.tecquipment.com/es/rotating-fatigue-machine>
- Urdapilleta, S. (2017). Fabricación de una máquina de ensayos por flexión rotativa. <https://prezi.com/fk6unel5zkvu/fabricacion-de-una-maquina-de-ensayos-de-fatiga-por-flexion-rotativa/>
- Zwick & Roell. (2021). S-N Curve / Woehler Curve [publisher: Zwick/Roell]. <https://www.zwickroell.com/industries/materials-testing/fatigue-test/s-n-curve-woehler-curve/>

CAPÍTULO XI

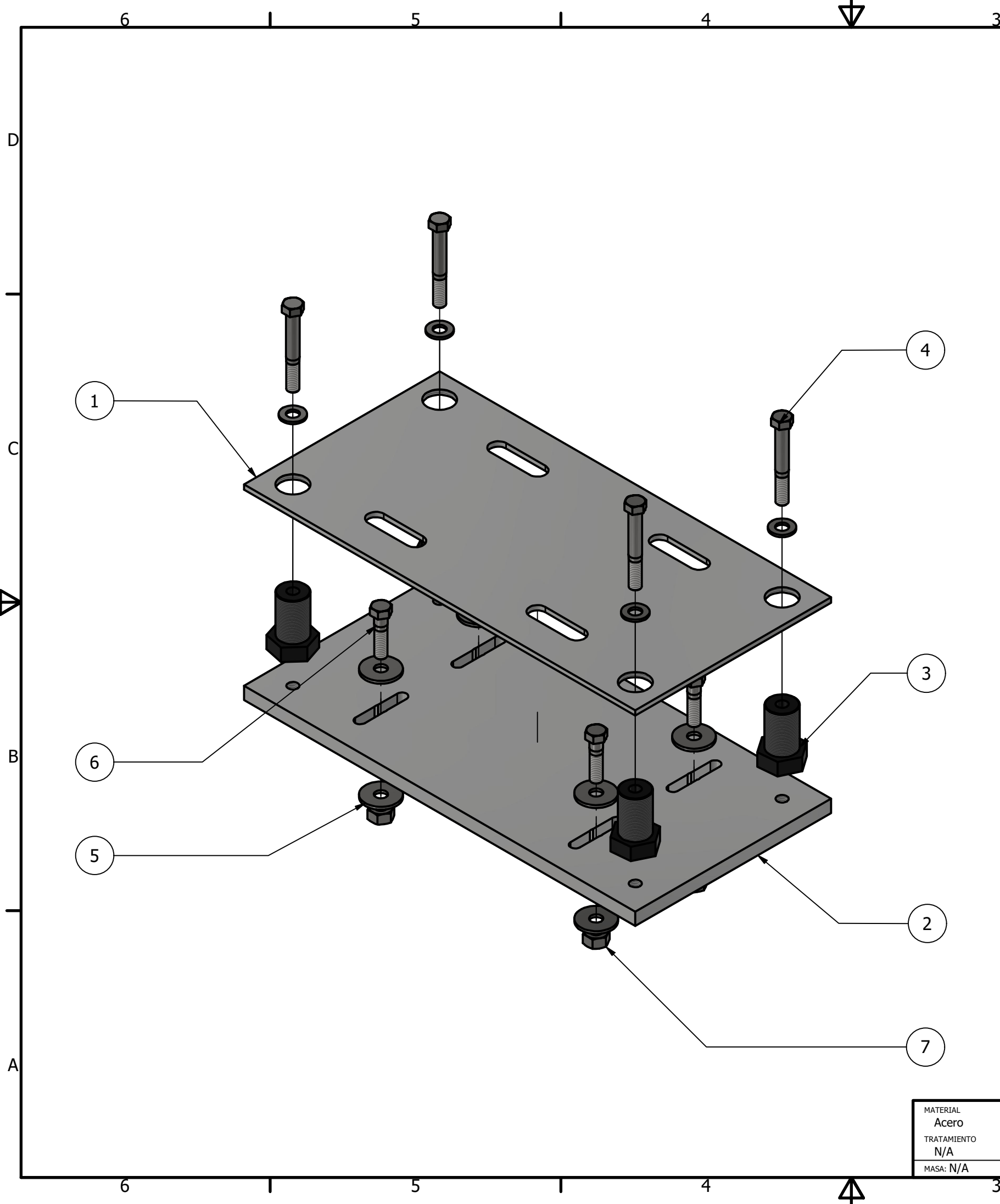
Anexos

Listado de partes

Número de parte	Cantidad	Pieza	Descripción de pieza
1	1	Panel eléctrico	Caja metálica 400 x 300 x 200 mm
2	1	Junta universal	Acople modificado marca Genius
3	1	Motor eléctrico	Marathon Globetrotter - R312A
4	1	Sistema de nivelación	
5	1	Jaula de protección	Placa de policarbonato 5 mm de espesor
6	1	Sistema de carga	
7	1	Banco de máquina	
8	1	Peso	
9	1	Ruedas	Ruedas de hule con freno de 100 mm

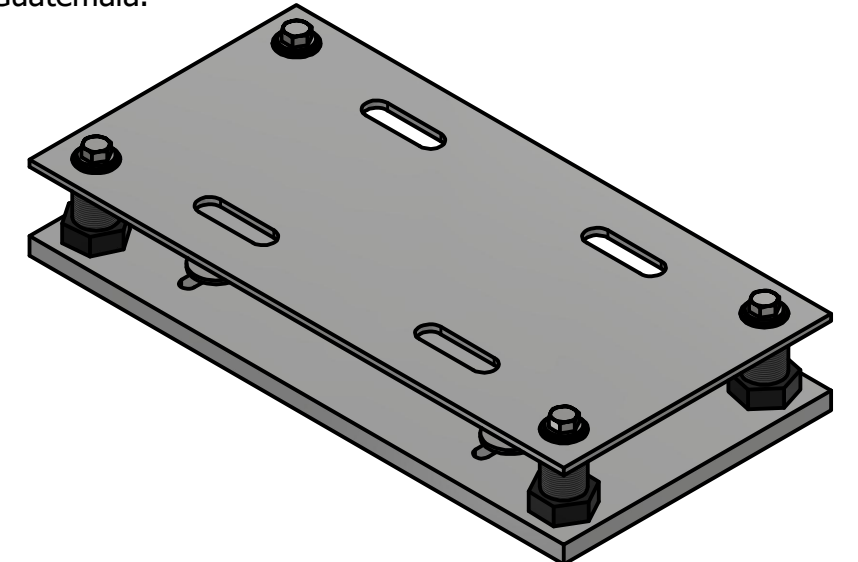


<small>TODAS LAS MEDIDAS EN MILIMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETA SEGUN ASME Y14.5 - 2009.</small>		DIBUJADO POR Francisco Galindo FECHA 19/05/2023	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA <small>18 avenida, 13-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 02015 PBR: (502) 2634-0336 / 40</small>
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL ± 0.1 ANGULAR ± 0.5	DISEÑADO POR Francisco Galindo FECHA 11/03/2023	REVISADO POR Victor H. Ayerdi FECHA 10/07/2023	TÍTULO: Máquina de fatiga rotativa
MATERIAL Varios TRATAMIENTO N/A PINTURA N/A	APROBADO POR Victor H. Ayerdi FECHA 05/12/2023	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO Máquina de fatiga rotativa	NÚMERO DE DIBUJO: 1
TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN	ESCALA: 1/5	UNIDADES: mm	PÁGINA 1 DE 1

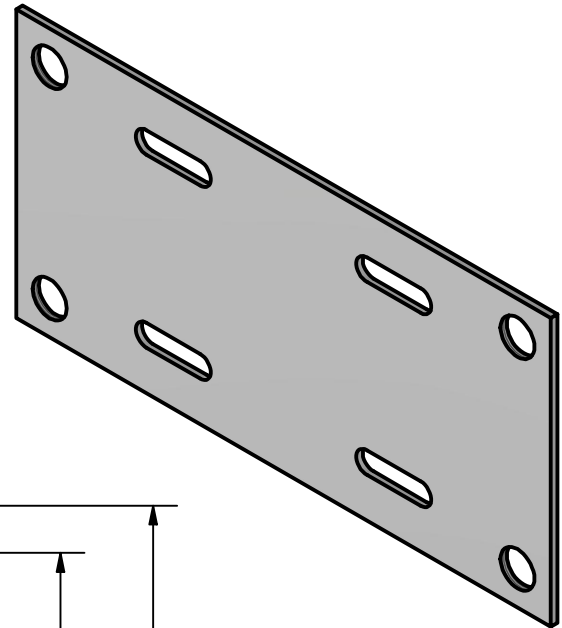
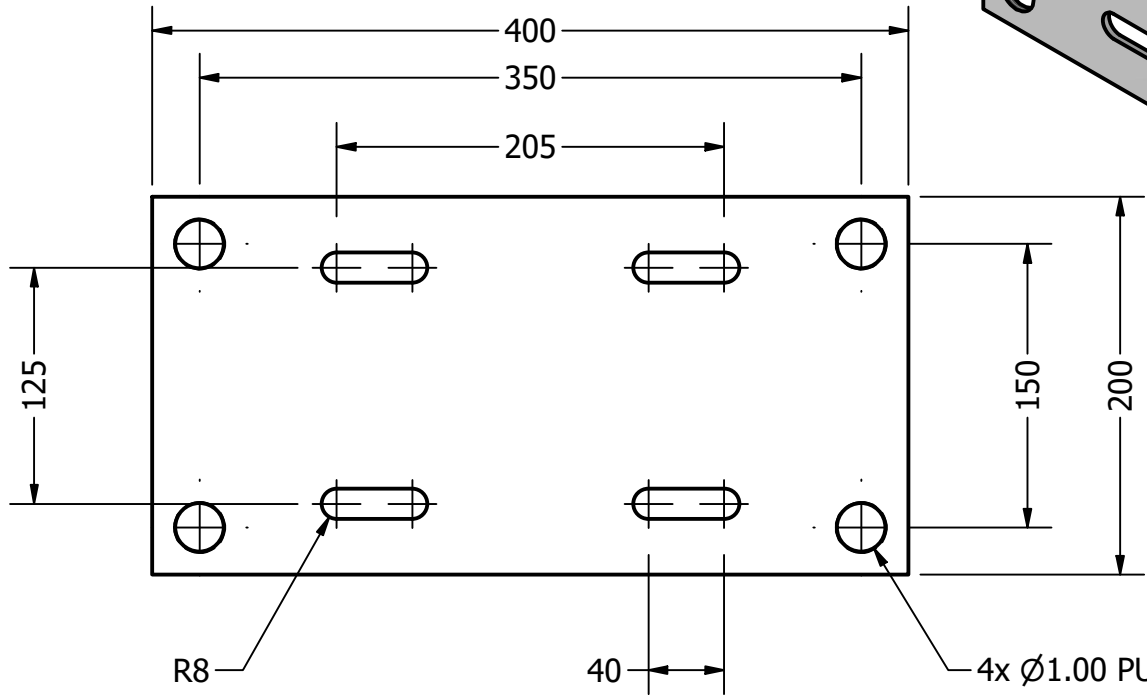
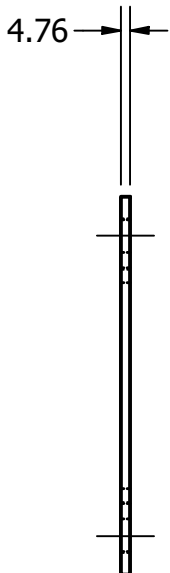


Listado de partes			
Número de parte	Cantidad	Pieza	Descripción de pieza
1	1	Placa superior	Lámina negra espesor de 3/16 de pulgada
2	1	Placa inferior	Lámina negra espesor de 1/2 de pulgada
3	4	Perno de ajuste	Perno hexagonal de diámetro de 1 pulgada UNF de 2 pulgadas de largo grado 8
4	4	Perno de sujeción	Perno hexagonal de diámetro 3/8 de pulgada y 2 1/2 de largo grado 8
5	12	Arandela	Arandela galvanizada plana diámetro de 3/8 de pulgada
6	4	Perno de sujeción sistema placa inferior y banco	Perno hexagonal de diámetro de 3/8 de pulgada y 1 1/4 de largo grado 8
7	4	Tuerca	Tuerca hexagonal de diámetro de 3/8 de pulgada

Nota: Pernos, accesorios y espesores de lámina se encuentran en pulgadas debido al mercado en Guatemala.



TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGÚN ASME Y14.5 - 2009. TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± .XX ± .XXX ± ANGULAR ±	DIBUJADO POR Francisco Galindo	FECHA 19/05/2023	 UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2634-0336 / 40
	DISEÑADO POR Francisco Galindo	FECHA 11/03/2023	
	REVISADO POR Víctor H. Ayerdi	FECHA 10/07/2023	
	APROBADO POR Víctor H. Ayerdi	FECHA 05/12/2023	
MATERIAL Acero TRATAMIENTO N/A MASA: N/A	 TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO Sistema de nivelación	TÍTULO: Sistema de nivelación
		NÚMERO DE DIBUJO: 1	FORMATO A3
		ESCALA: 1/3	UNIDADES: mm
		PÁGINA 1 DE 3	REV



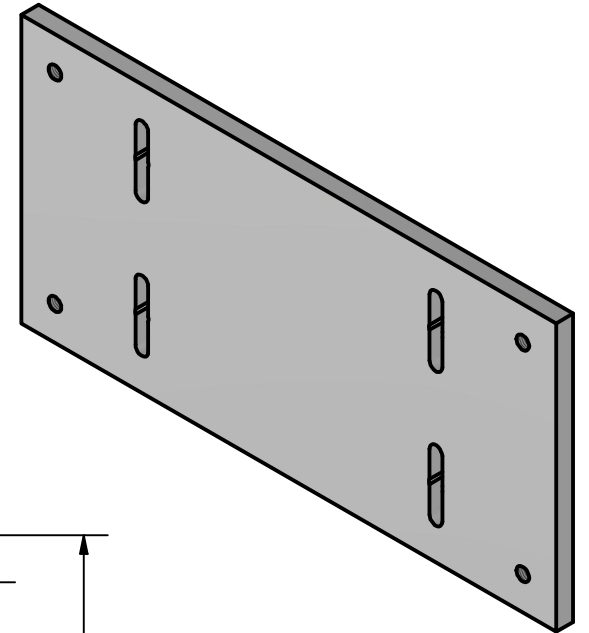
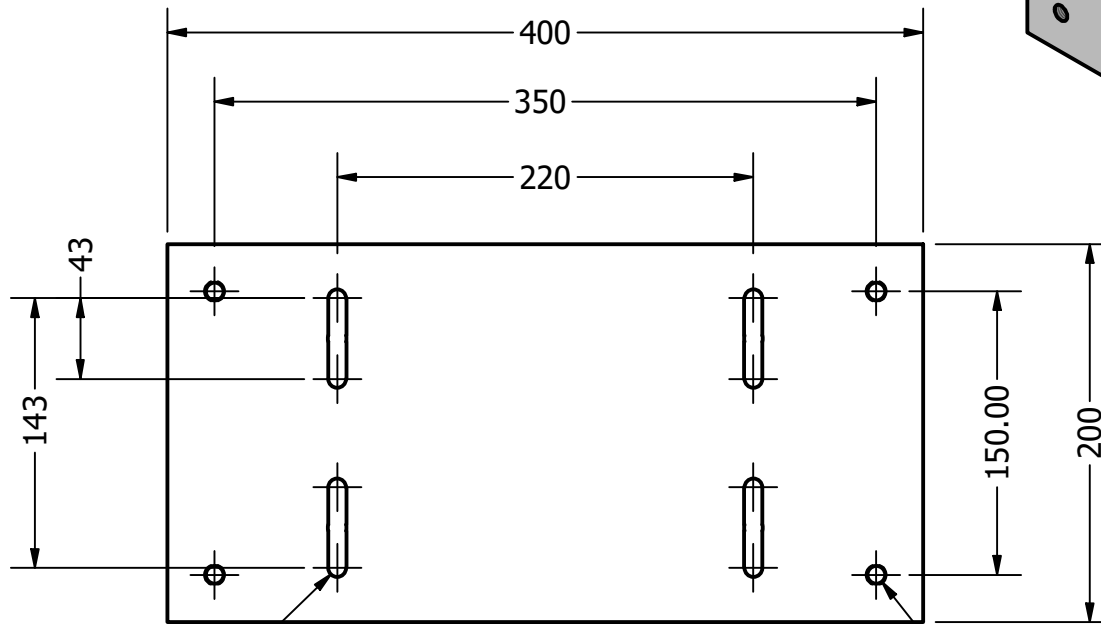
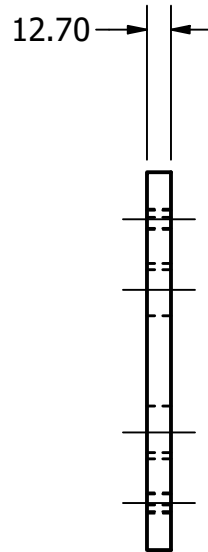
R8

40

4x Ø1.00 PULGADA UNF ROSCADO

Nota: 1. La rosca esta en pulgadas debido al mercado en Guatemala.
2. Para realizar las correderas en la placa, tomar como referencia la base del motor eléctrico para conocer las dimensiones de ancho y largo.

TÍTULO: Placa superior	
NÚMERO DE DIBUJO: 1	
FORMATO A4	ESCALA: 1/4
UNIDADES: mm	REV A
PÁGINA 2 DE 3	

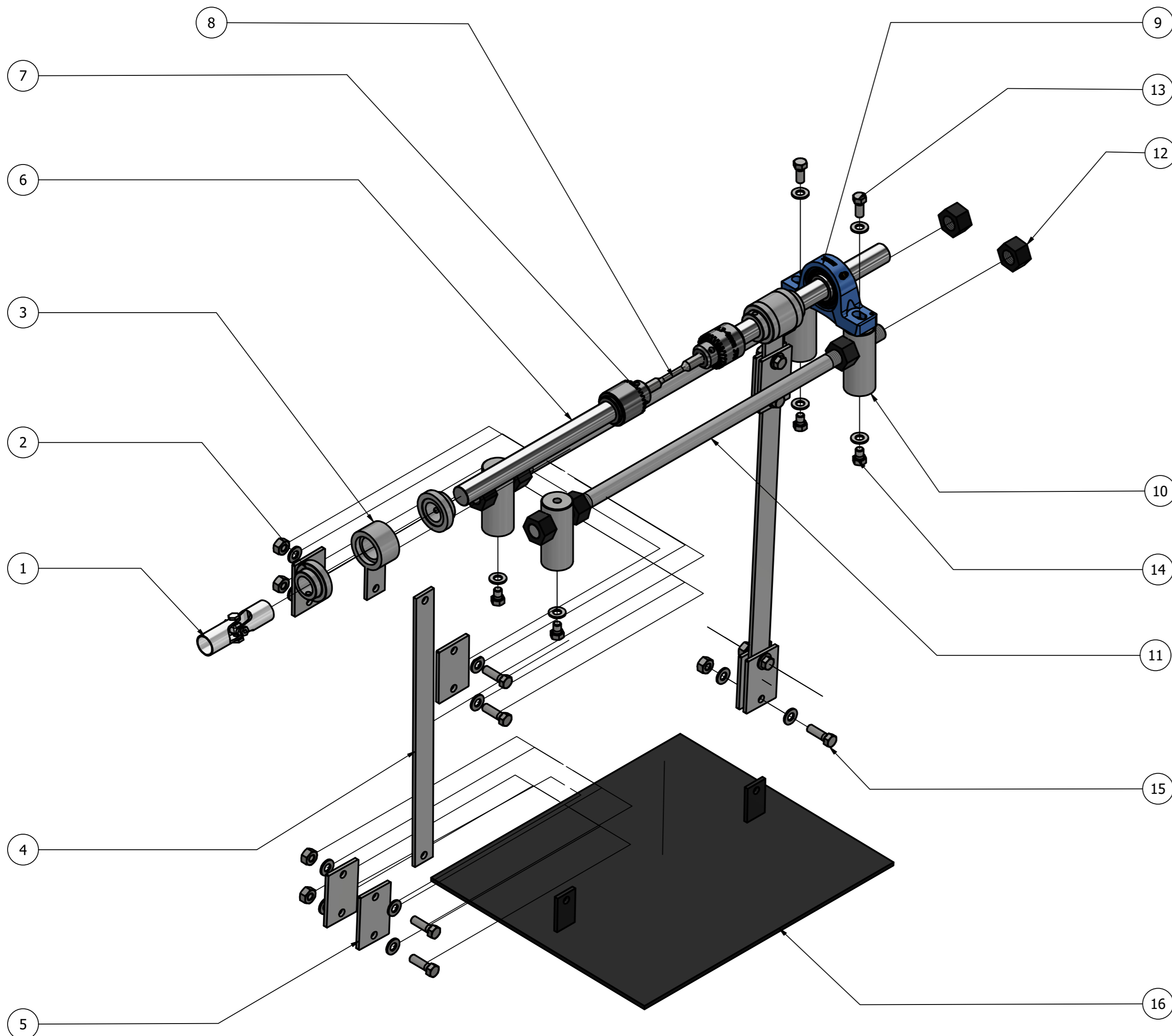


R5

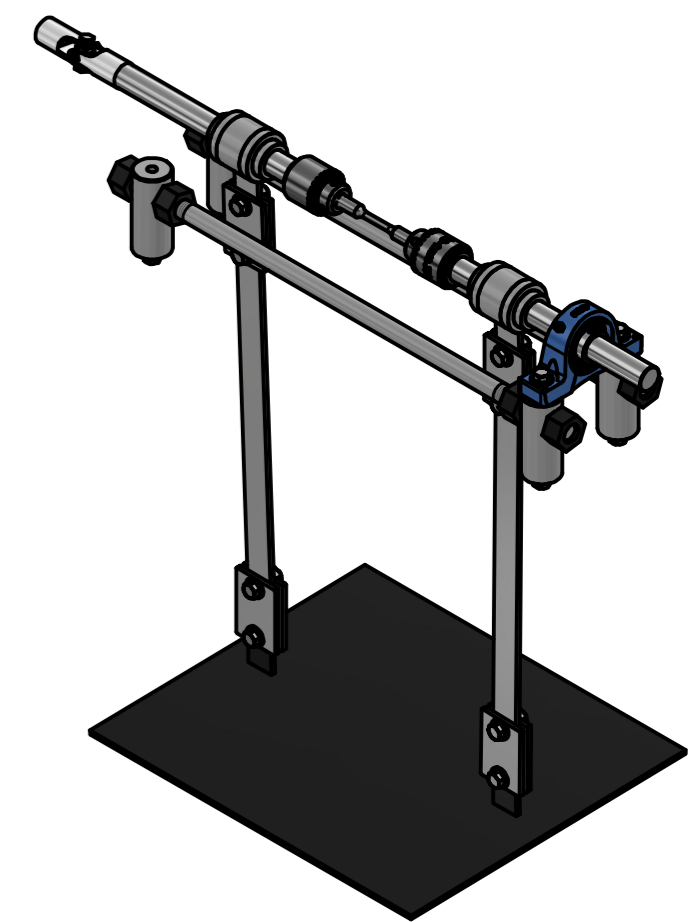
4x Ø3/8 PULGADA ROSCADO

Nota: La rosca esta en pulgadas debido al mercado de pernos en Guatemala.

TÍTULO:		Placa inferior	
NÚMERO DE DIBUJO: 2			
FORMATO	ESCALA: 1/4	UNIDADES: mm	REV
A4	PÁGINA 3 DE 3		A

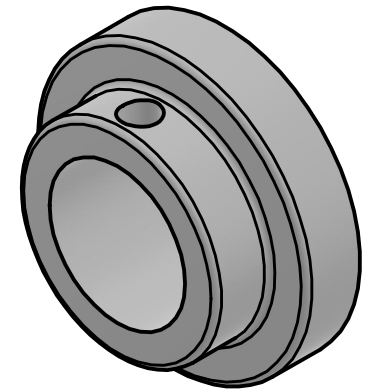
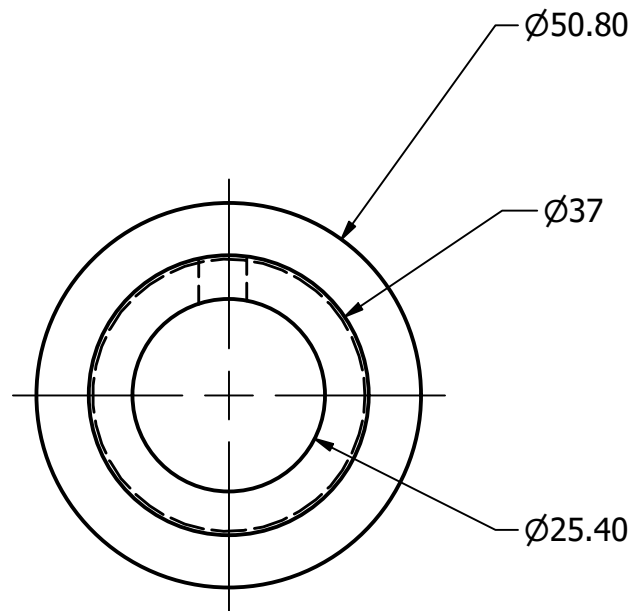
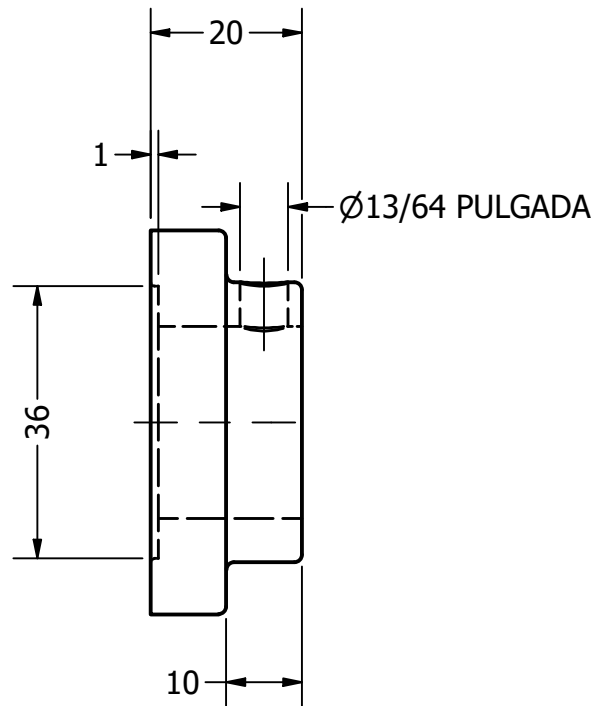


Listado de partes			
Número de parte	Cantidad	Pieza	Descripción de pieza
1	1	Junta universal	Acople flexible fabricado a partir de junta universal marca Genius
2	4	Soporte de cojinete	Acero AISI 1045 diámetro de 2 pulgadas
3	2	Cargador	Acero AISI 1045 diámetro de 2 pulgadas
4	2	Barra de carga	Alma de acero de 5 mm de espesor
5	8	Placas de articulación	Placas de 3/16 pulgadas de espesor
6	2	Eje	Acero AISI 1045 diámetro de 1 pulgada
7	2	Mandril	Mandril SDS BOSCH
8	1	Probeta	Acero AISI 4340
9	1	Chumacera	Chumacera de banco SY25 TF SKF
10	4	Poste de sujeción	Barra acero 1018 CD diámetro de 1 1/2 de pulgada
11	2	Barras de soporte	Barra acero 1018 CD diámetro de 3/4 de pulgada
12	4	Tuerca	Tuerca diámetro de 3/4 de pulgada
13	2	Perno superior	Perno hexagonal diámetro 3/8 de pulgada y 1 1/4 pulgada de largo grado 8
14	4	Perno inferior	Perno hexagonal diámetro 3/8 de pulgada y 1 pulgada de largo grado 8
15	8	Pernos pivotes	Perno hexagonal diámetro 3/8 de pulgada y 3/4 pulgada de largo grado 8
16	1	Placa de carga	Lámina negra espesor de 3/16 de pulgada



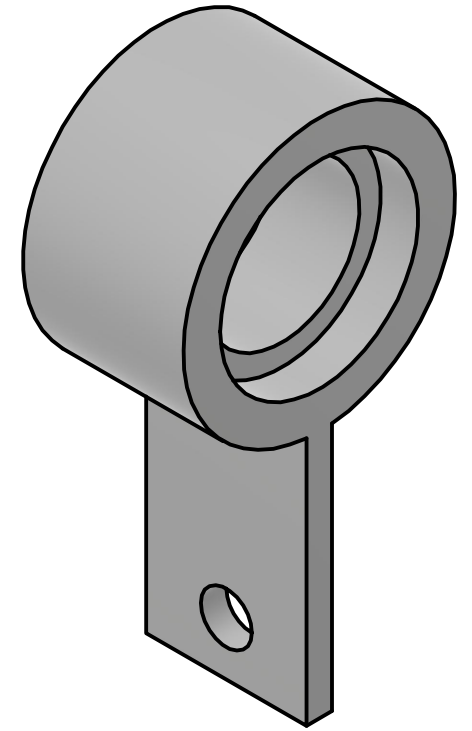
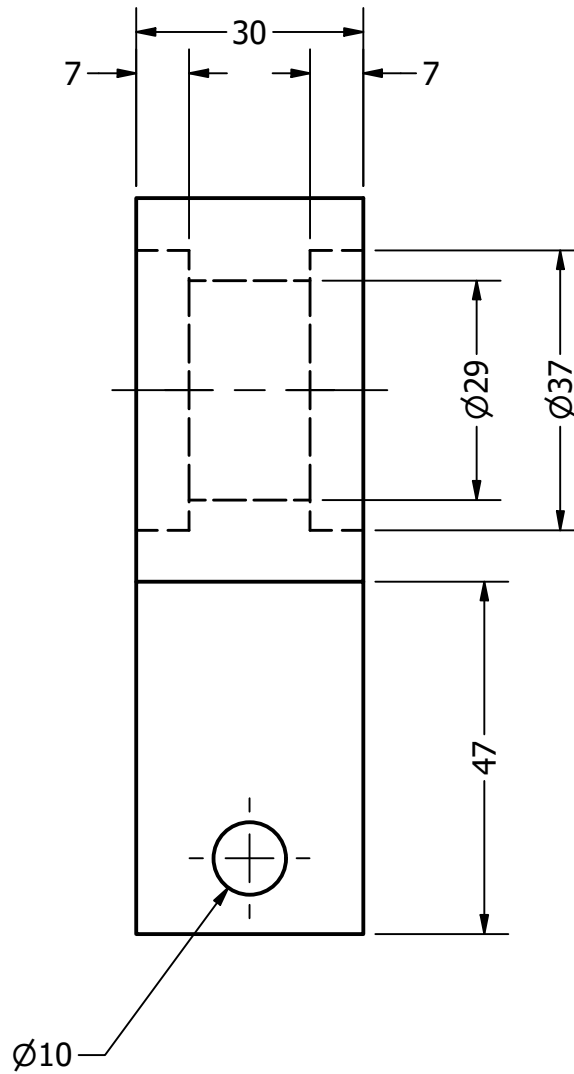
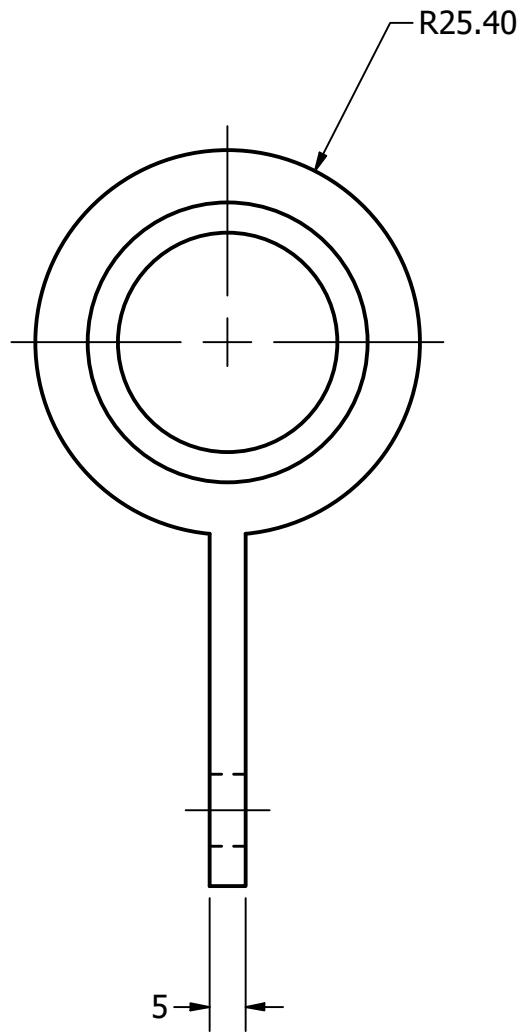
Nota: 1. Pernos, accesorios y espesores de lámina se encuentran en pulgadas debido al mercado de componentes en Guatemala.
 2. No ajustar por completo rosca de seguridad de los pernos pivotantes para crear un sistema que permita la flexión.
 3. Agregar a todos los pernos su arandela de 3/8 de diámetro.

TODAS LAS MEDIDAS EN MILIMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2009. TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .XX ± .XXX ± ANGULAR ±	DIBUJADO POR: Francisco Galindo FECHA: 19/05/2023	UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2634-0336 / 40	TÍTULO: Sistema de carga
	DISEÑADO POR: Francisco Galindo FECHA: 11/03/2023		
	APROBADO POR: Víctor H. Ayerdi FECHA: 05/12/2023	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO: Sistema de carga	
MATERIAL: Acero TRATAMIENTO: N/A MASA: N/A	TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN	NÚMERO DE DIBUJO: 1	FORMATO: A2 ESCALA: 1/4 UNIDADES: mm PÁGINA 1 DE 10



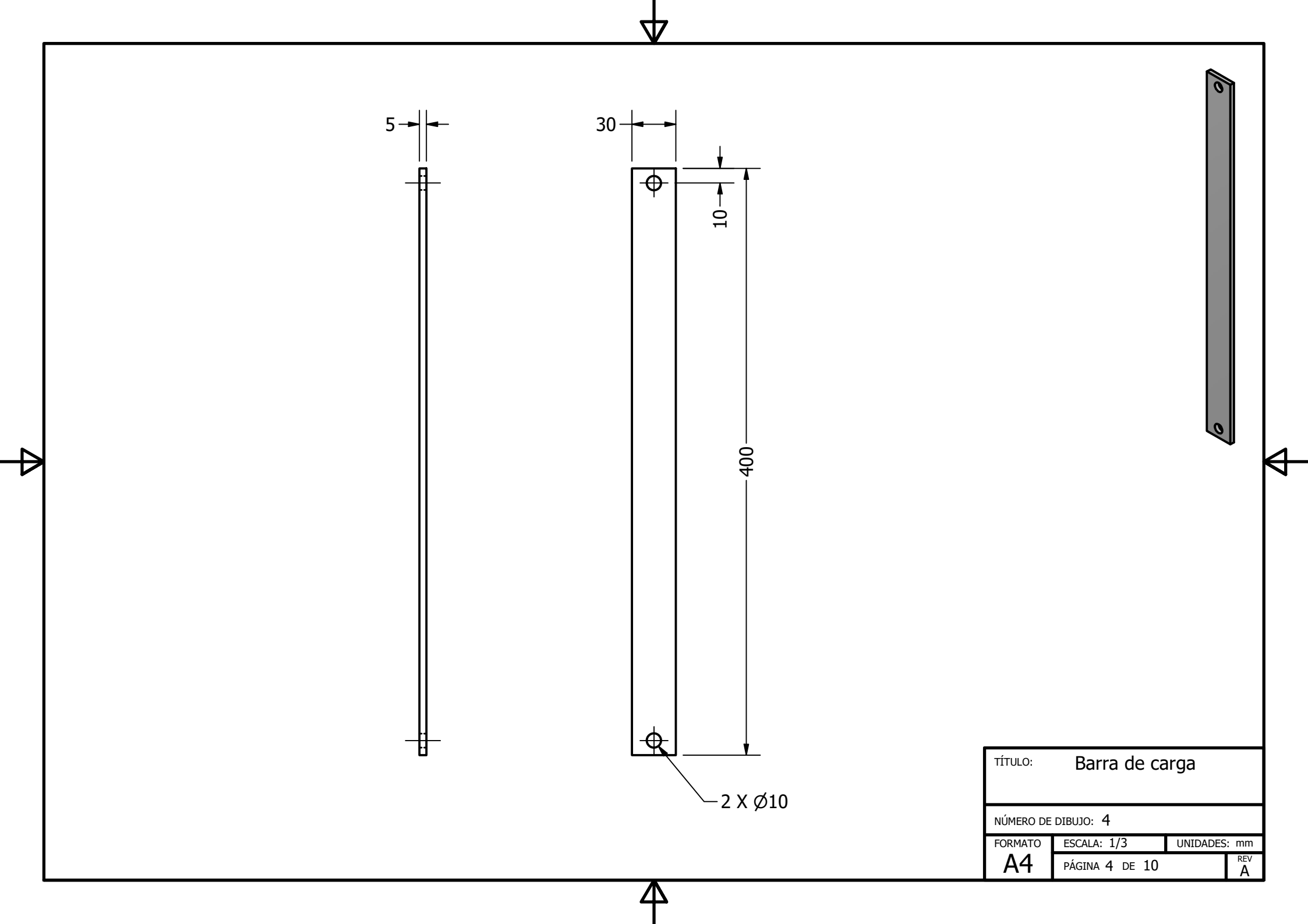
Nota: 1. Medidas de castigador en pulgadas debido al mercado de Guatemala para castigadores.
 2. Realizar agujero a hombro con broca de 13/64 de pulgada para fabricar rosca interna de 1/4 de pulgada de castigador.

TÍTULO: Soporte de cojinete		
NÚMERO DE DIBUJO: 2		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
A4	PÁGINA 2 DE 10	REV A



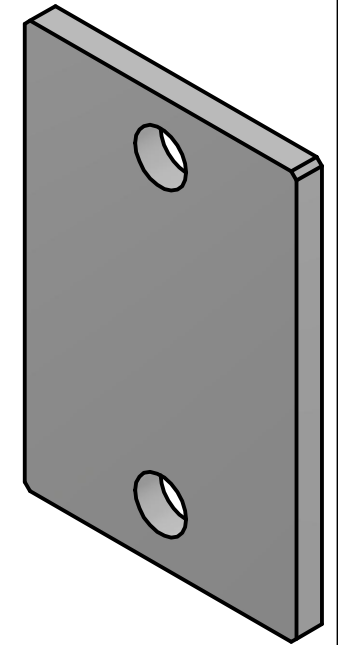
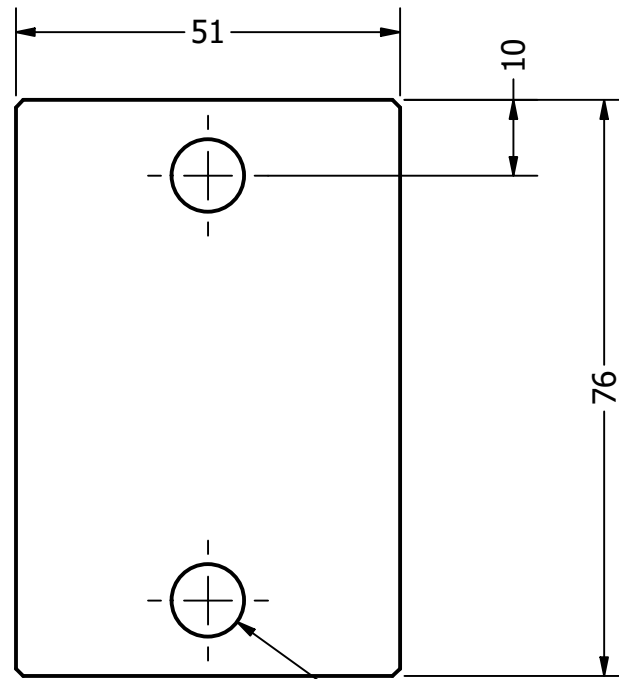
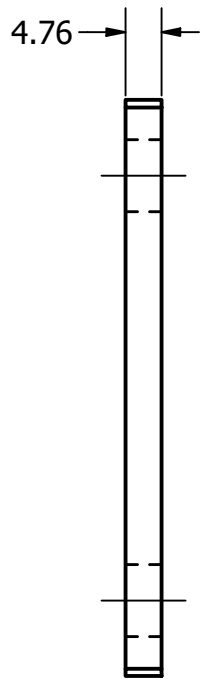
Nota: Soldar alma de acero de 5 mm de espesor al cargador de 2 pulgadas de diámetro.

TÍTULO: Cargador		
NÚMERO DE DIBUJO: 3		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
A4	PÁGINA 3 DE 10	REV A



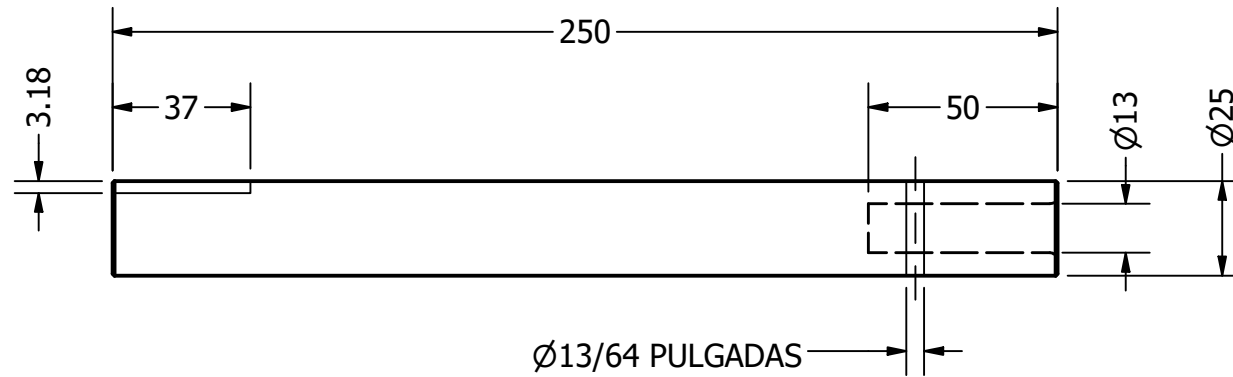
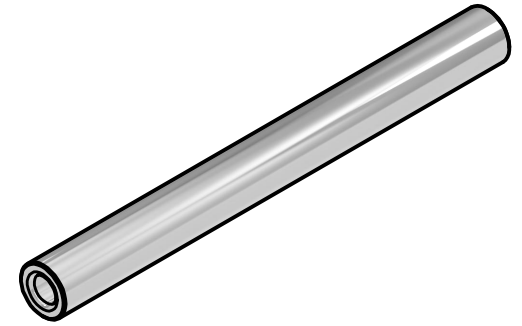
TÍTULO: Barra de carga		
NÚMERO DE DIBUJO: 4		
FORMATO	ESCALA: 1/3	UNIDADES: mm
A4	PÁGINA 4 DE 10	REV A

2 X Ø10



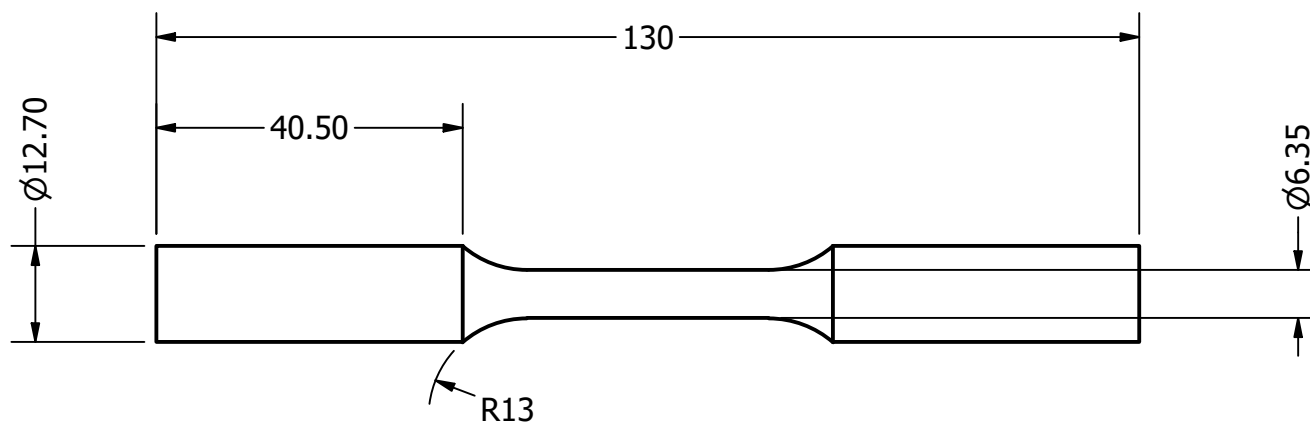
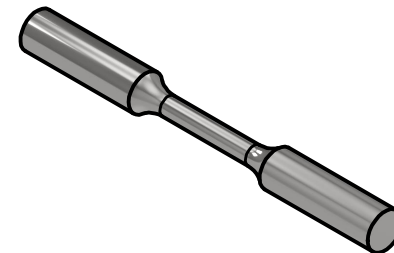
Nota: Quitar esquinas para que no existan filos.

TÍTULO: Placa de articulación		
NÚMERO DE DIBUJO: 5		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
A4	PÁGINA 5 DE 10	REV A



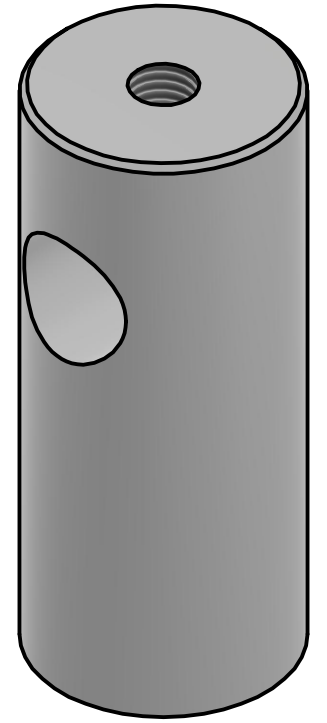
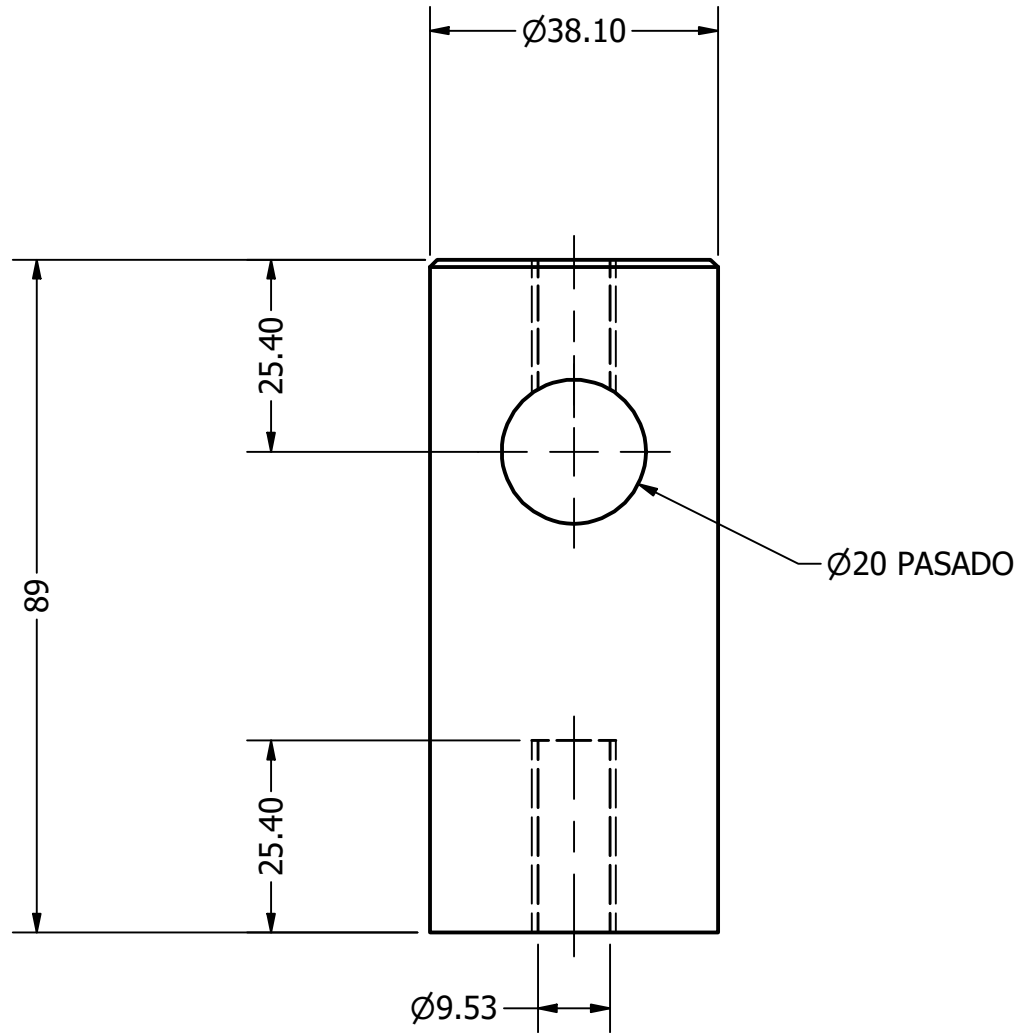
Nota: 1. Realizar agujero pasado con broca de 13/64 de pulgada para realizar rosca interna de 1/4 de pulgada.
2. Realizar solamente a un eje el cuñero.

TÍTULO: Eje	
NÚMERO DE DIBUJO: 6	
FORMATO A4	ESCALA: 1/2
UNIDADES: mm	PÁGINA 6 DE 10
	REV A



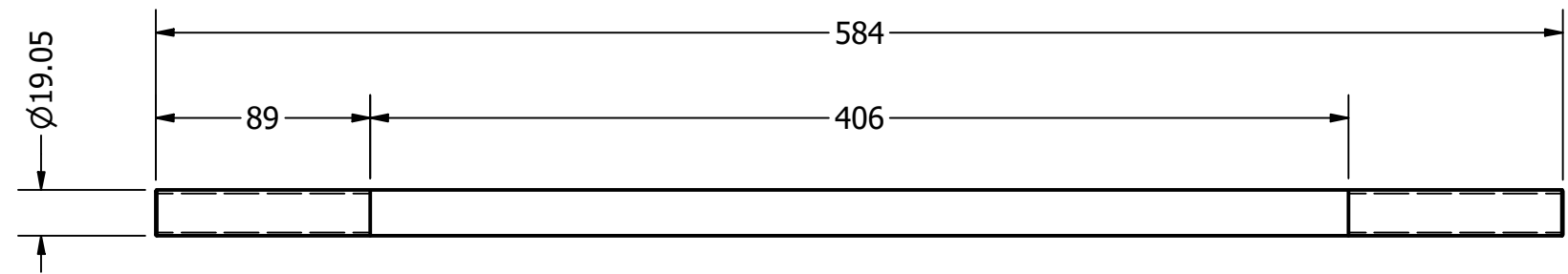
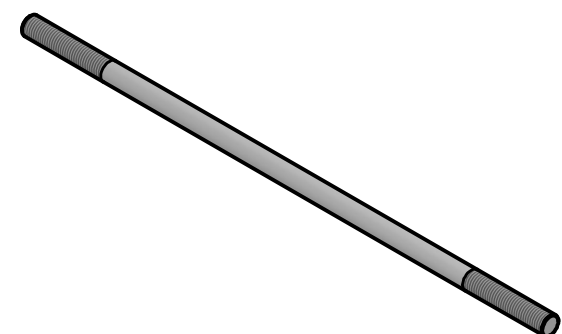
Nota: Para facilitar el máquinado de la probeta, crear contrapuntos en sus extremos.

TÍTULO: Probeta	
NÚMERO DE DIBUJO: 8	
FORMATO A4	ESCALA: 1:1
UNIDADES: mm	PÁGINA 7 DE 10
	REV A



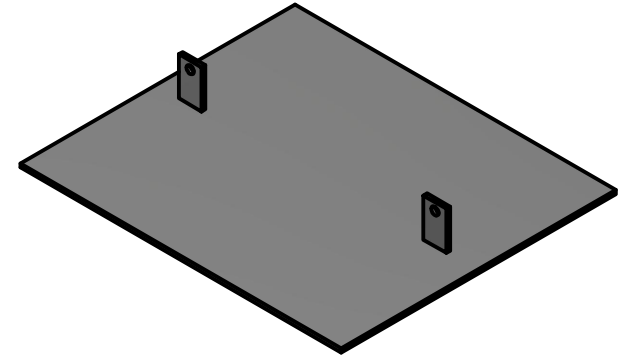
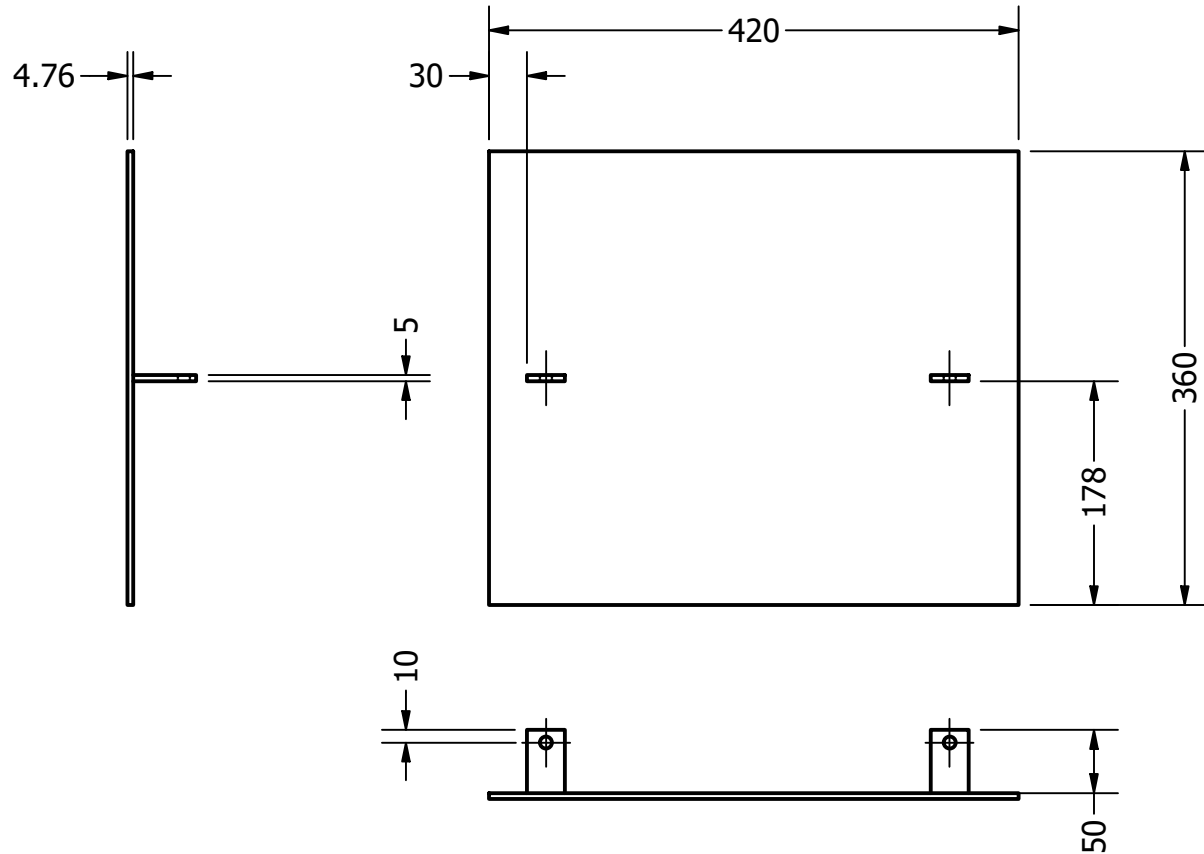
Nota: Realizar rosca interna en parte superior e inferior del poste para perno hexagonal de 3/8 de pulgada.

TÍTULO: Poste de sujeción		
NÚMERO DE DIBUJO: 10		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
A4	PÁGINA 8 DE 10	REV A



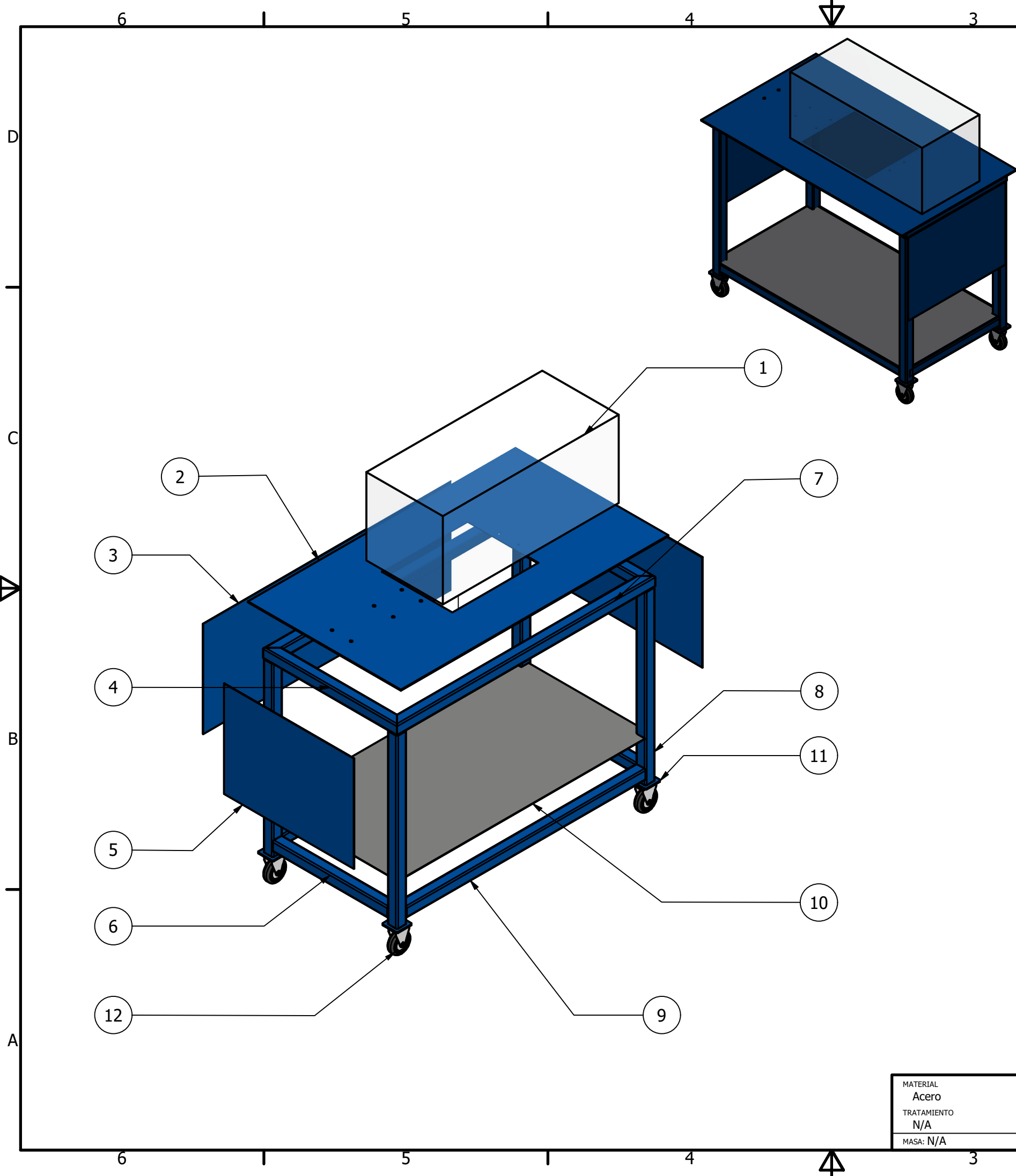
Nota: Realizar rosca UNC de 3/4 de pulgada a los extremos.

TÍTULO: Barra de soporte		
NÚMERO DE DIBUJO: 11		
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
A4	PÁGINA 9 DE 10	REV A



Nota: Soldar pivotes de 5 mm de espesor a la lámina negra de 3/16 de pulgada.

TÍTULO:		Placa de carga	
NÚMERO DE DIBUJO: 16			
FORMATO	ESCALA: 1/6	UNIDADES: mm	
A4	PÁGINA 10 DE 10	REV A	



Listado de partes			
Número de parte	Cantidad	Pieza	Descripción de pieza
1	1	Jaula de seguridad	Placa de policarbonato de 5 mm de espesor
2	1	Placa superior banco	Lámina negra espesor 3/16 de pulgada
3	1	Lámina trasera	Lámina negra espesor 1/16 de pulgada
4	2	Tubo lateral superior	Tubo cuadrado de acero 2 x 2 x 1/8 de pulgada
5	2	Lámina lateral	Lámina negra espesor de 1/16 de pulgada
6	2	Tubo lateral inferior	Tubo cuadrado de acero 2 x 2 x 1/8 de pulgada
7	2	Tubo superior	Tubo cuadrado de acero 2 x 2 x 1/8 de pulgada
8	4	Poste	Tubo cuadrado de acero 2 x 2 x 1/8 de pulgada
9	2	Tubo inferior	Tubo cuadrado de acero 2 x 2 x 1/8 de pulgada
10	1	Lámina inferior	Lámina negra espesor de 1/16 de pulgada
11	4	Soporte de ruedas	Lámina negra espesor de 3/16 de pulgada
12	4	Ruedas	Rueda de hule 100 mm de diámetro con freno

TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGÚN ASME Y14.5 - 2009.		DIBUJADO POR Francisco Galindo	FECHA 19/05/2023
TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± .XX ± .XXX ± ANGULAR ±		DISEÑADO POR Francisco Galindo	FECHA 11/03/2023
		REVISADO POR Víctor H. Ayerdi	FECHA 10/07/2023
		APROBADO POR Víctor H. Ayerdi	FECHA 05/12/2023

TÍTULO: **Sistema de nivelación**

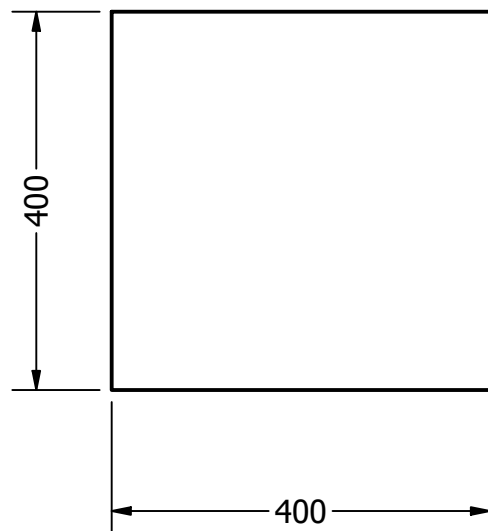
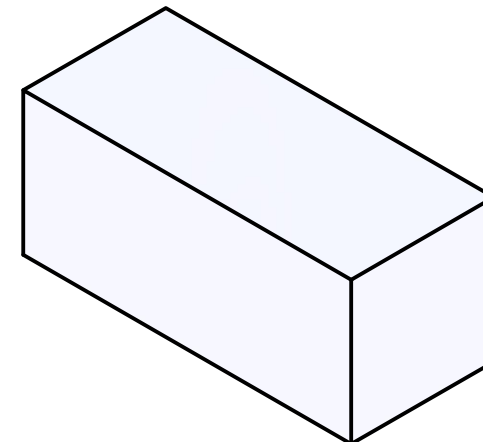
MATERIAL Acero
TRATAMIENTO N/A
MASA: N/A



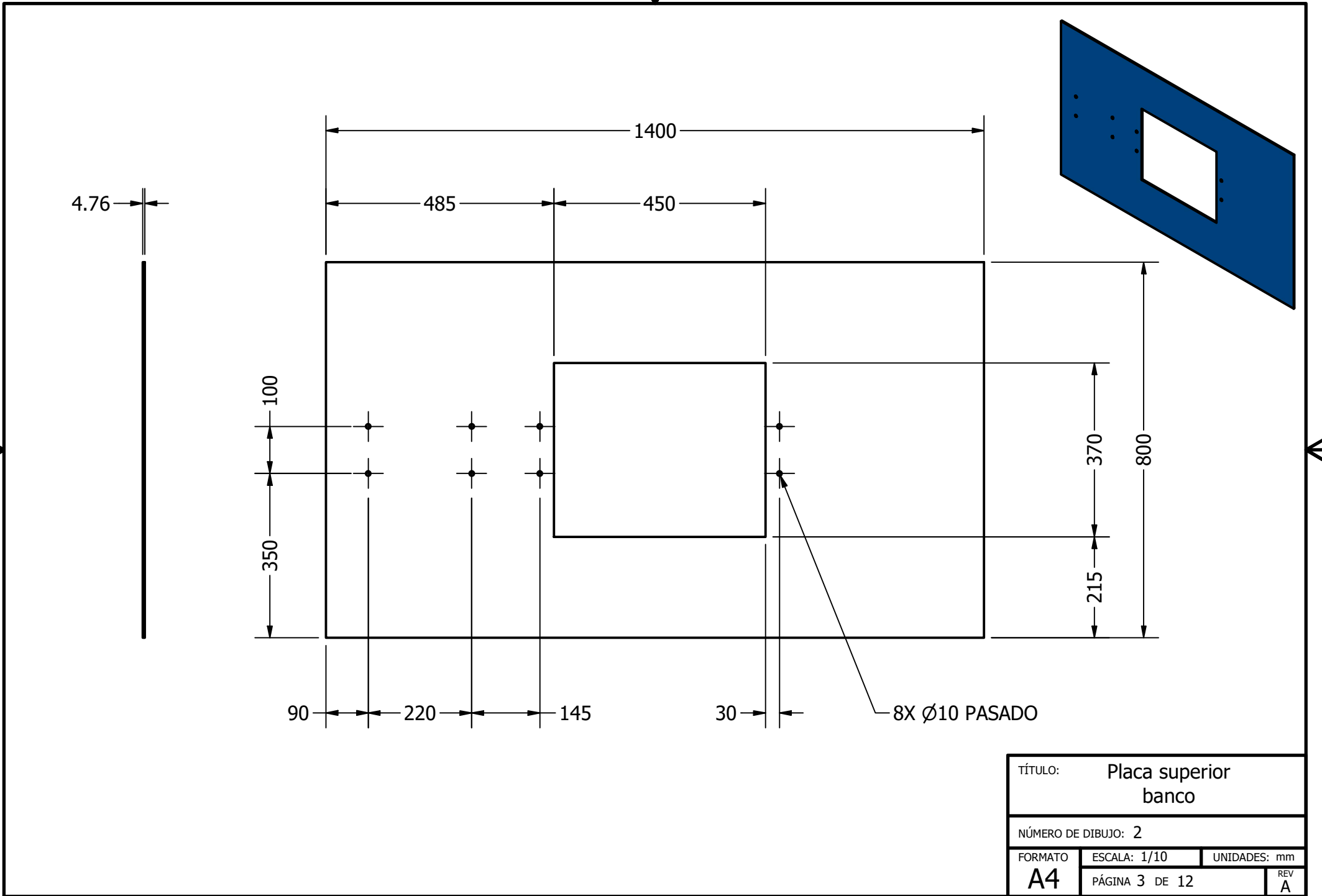
NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO
Sistema de nivelación

TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.

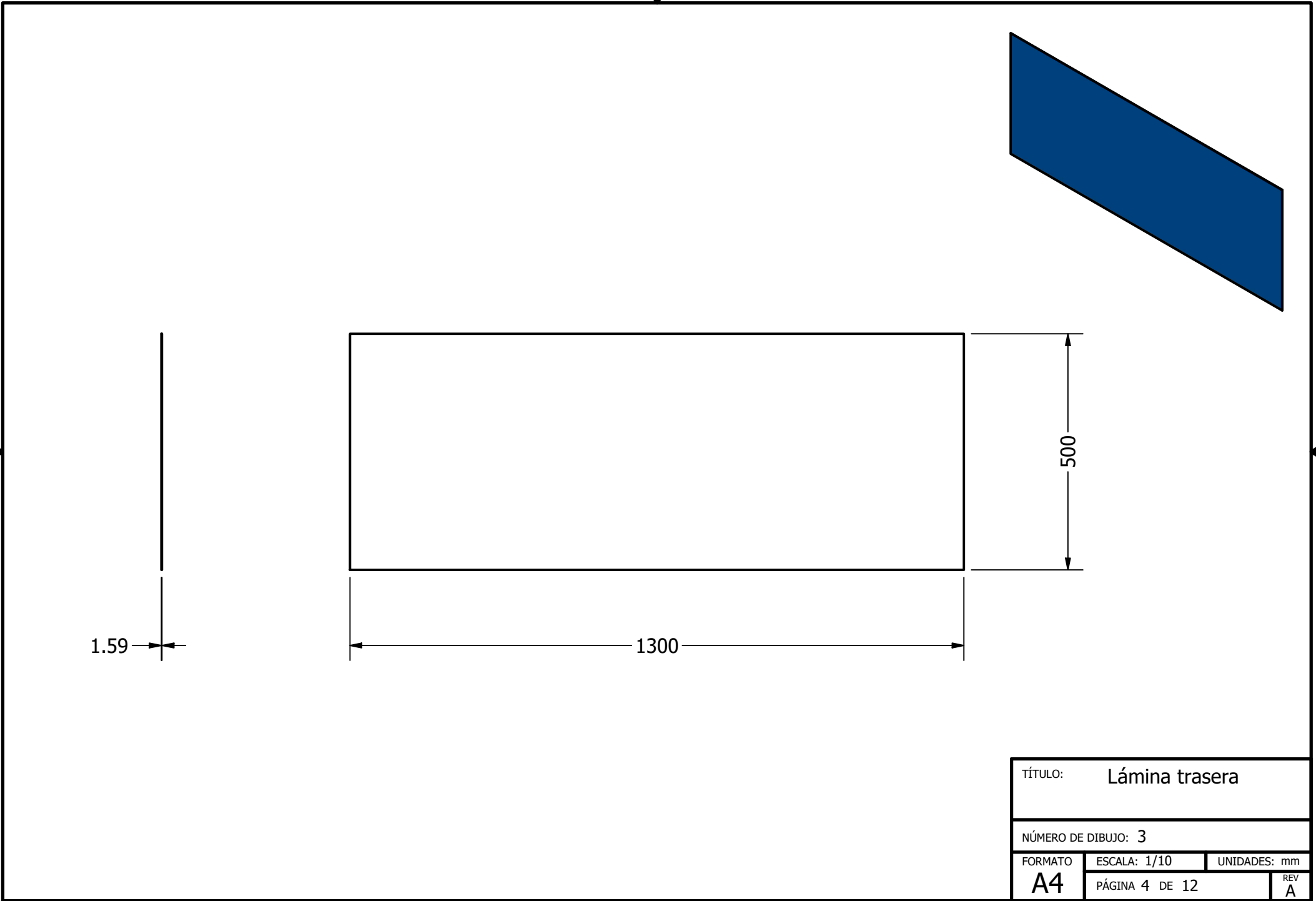
NÚMERO DE DIBUJO: 1		
FORMATO A3	ESCALA: 1/15	UNIDADES: mm
PÁGINA 1 DE 12		REV



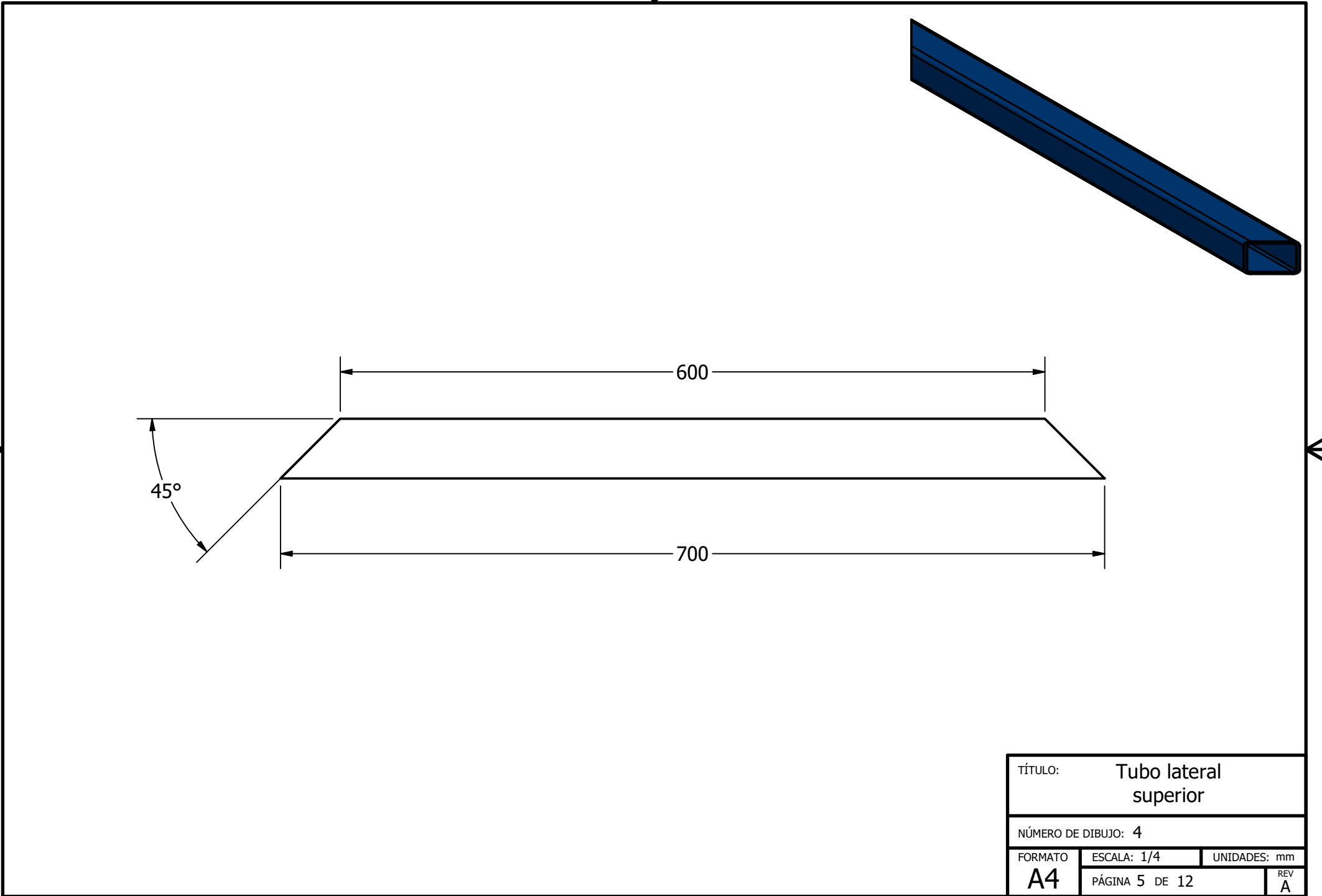
TÍTULO: Jaula de seguridad			
NÚMERO DE DIBUJO: 1			
FORMATO	ESCALA: 1/8	UNIDADES: mm	REV
A4	PÁGINA 2 DE 12		A



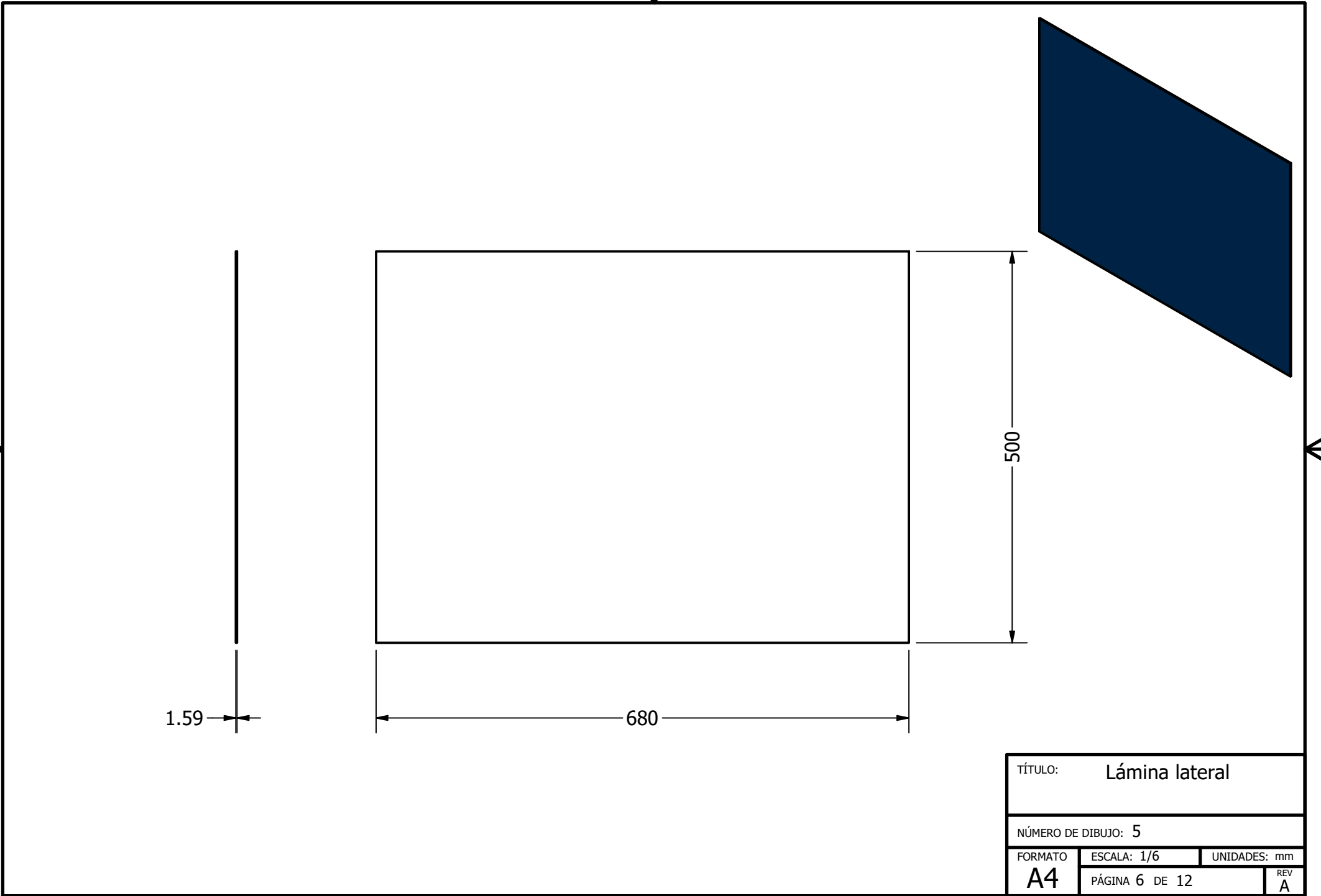
TÍTULO:		Placa superior banco	
NÚMERO DE DIBUJO: 2			
FORMATO	ESCALA: 1/10	UNIDADES: mm	
A4	PÁGINA 3 DE 12		REV A

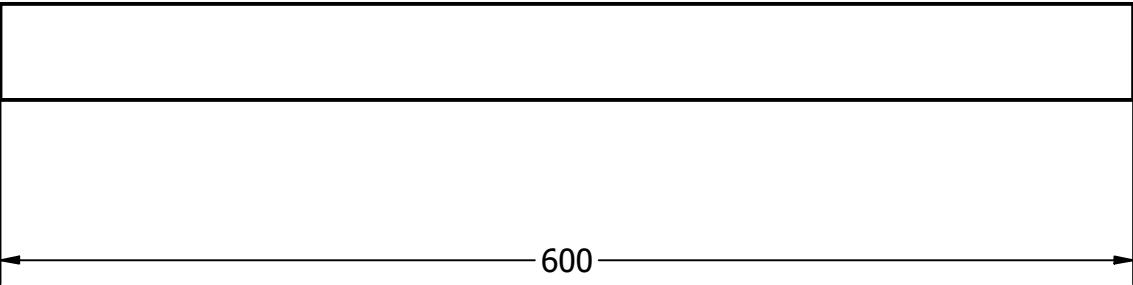
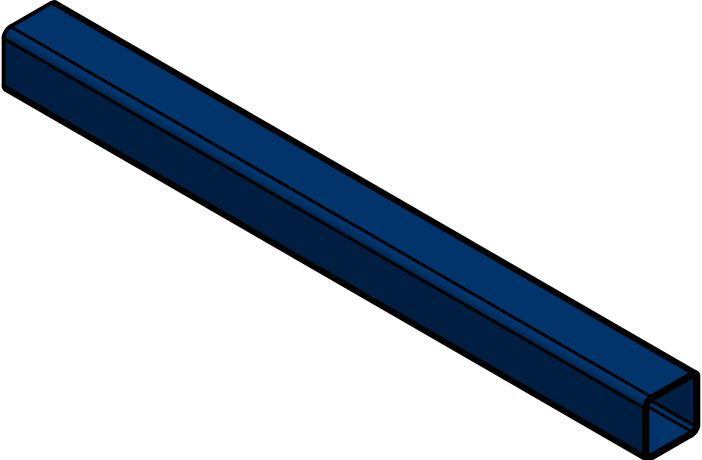


TÍTULO: Lámina trasera	
NÚMERO DE DIBUJO: 3	
FORMATO A4	ESCALA: 1/10
UNIDADES: mm	
PÁGINA 4 DE 12	
REV A	

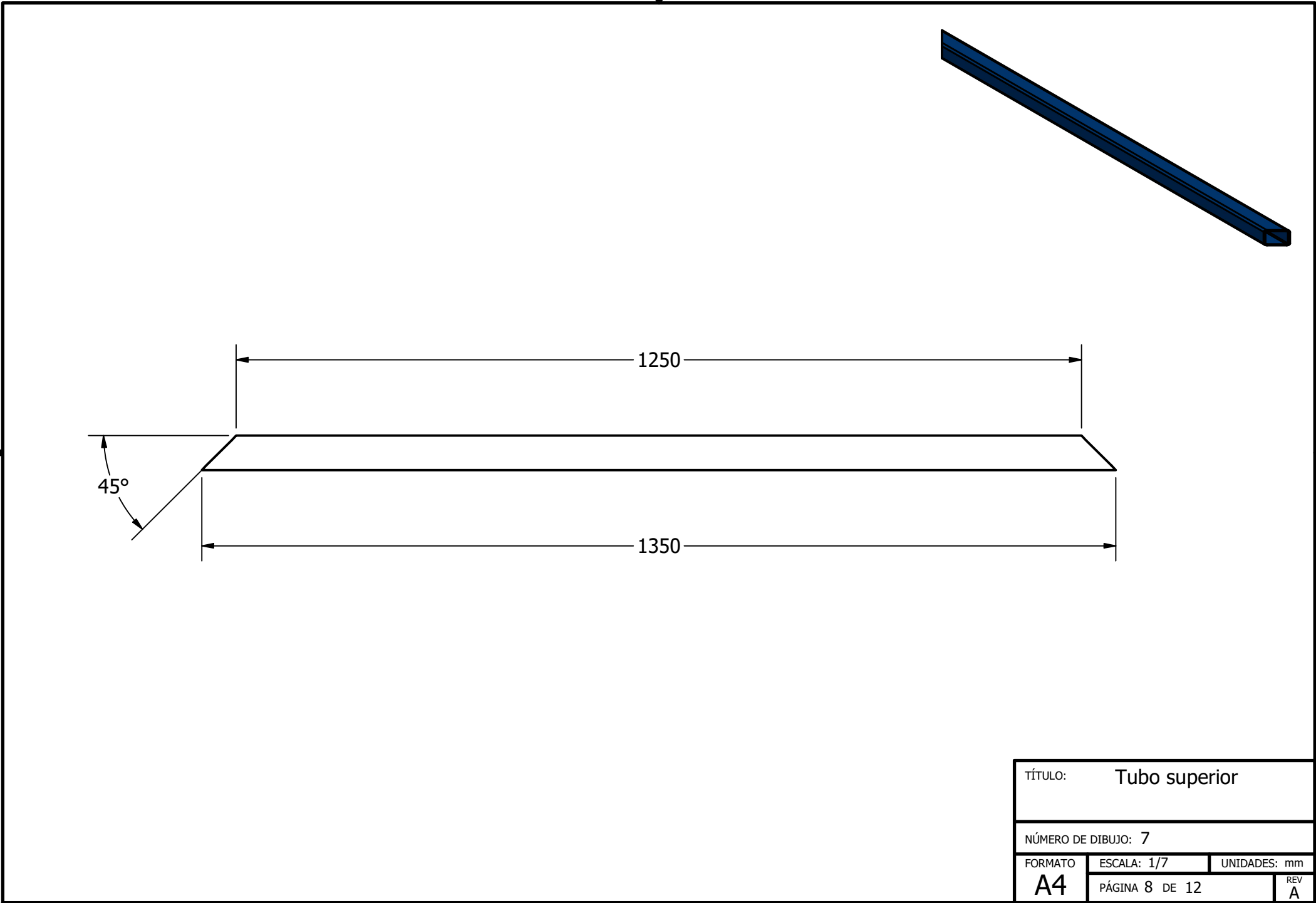


TÍTULO:		Tubo lateral superior	
NÚMERO DE DIBUJO: 4			
FORMATO	ESCALA: 1/4	UNIDADES: mm	REV
A4	PÁGINA 5 DE 12		A

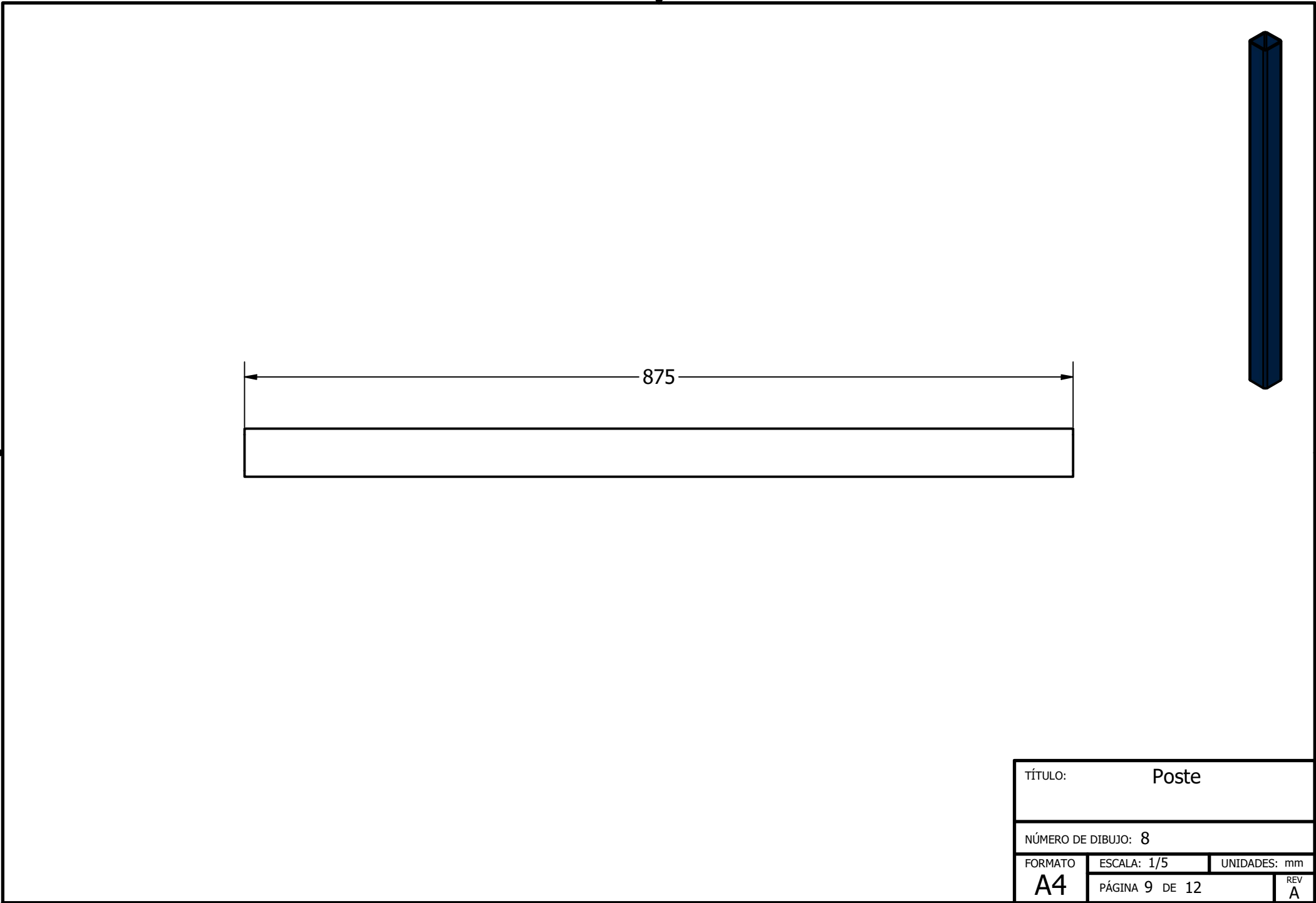


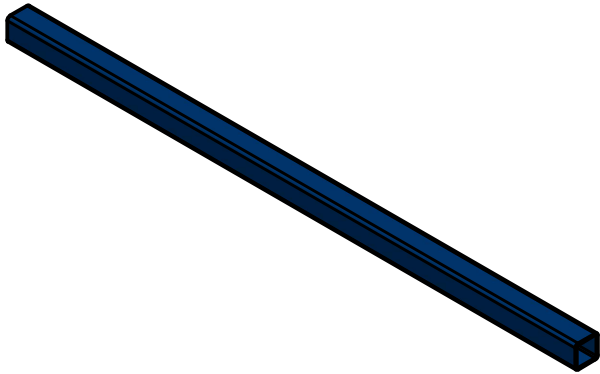
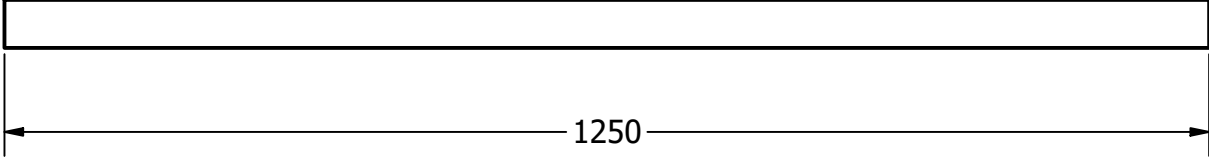
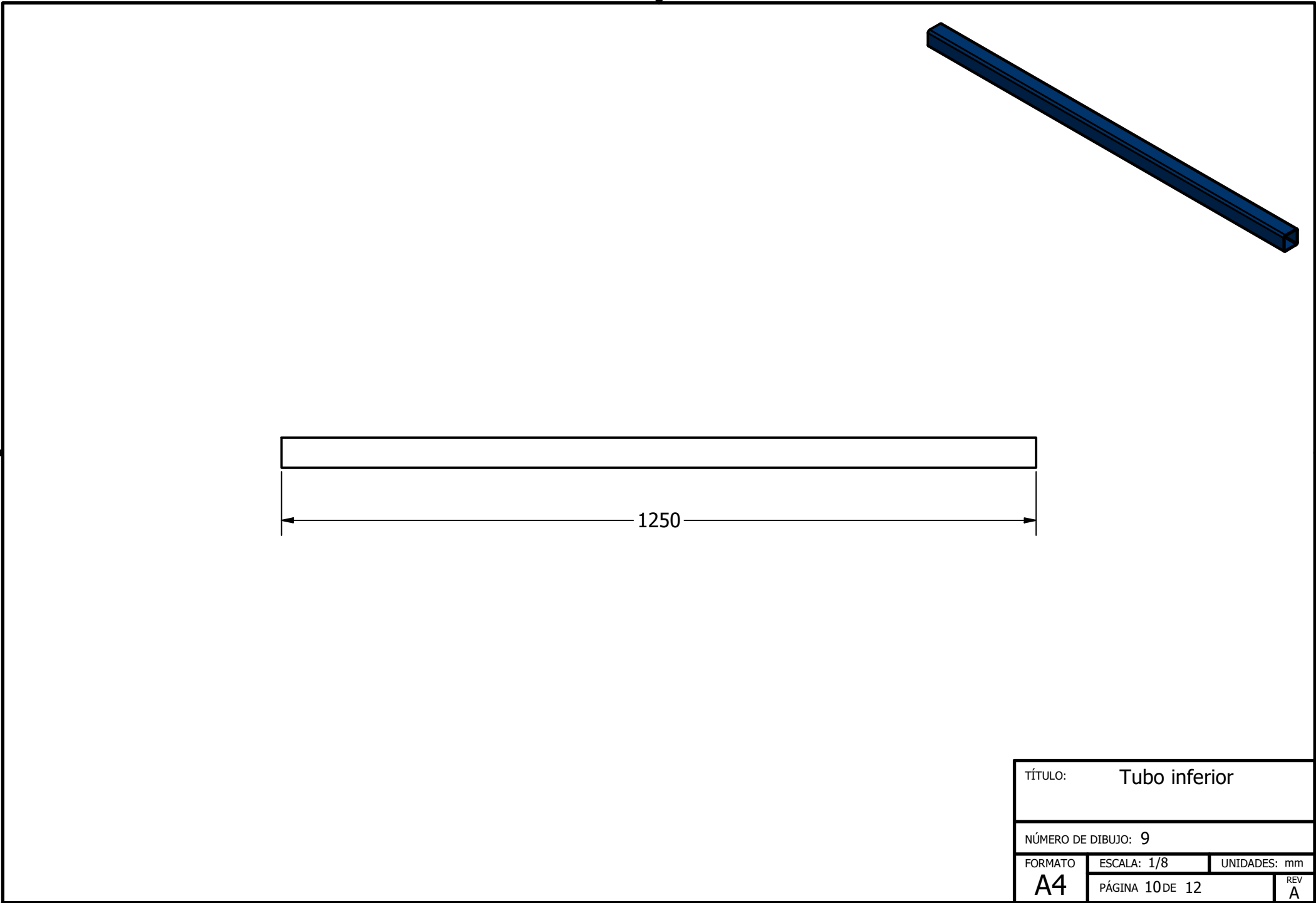


TÍTULO:		Tubo lateral inferior	
NÚMERO DE DIBUJO: 6			
FORMATO	ESCALA: 1/4	UNIDADES: mm	REV
A4	PÁGINA 7 DE 12		A

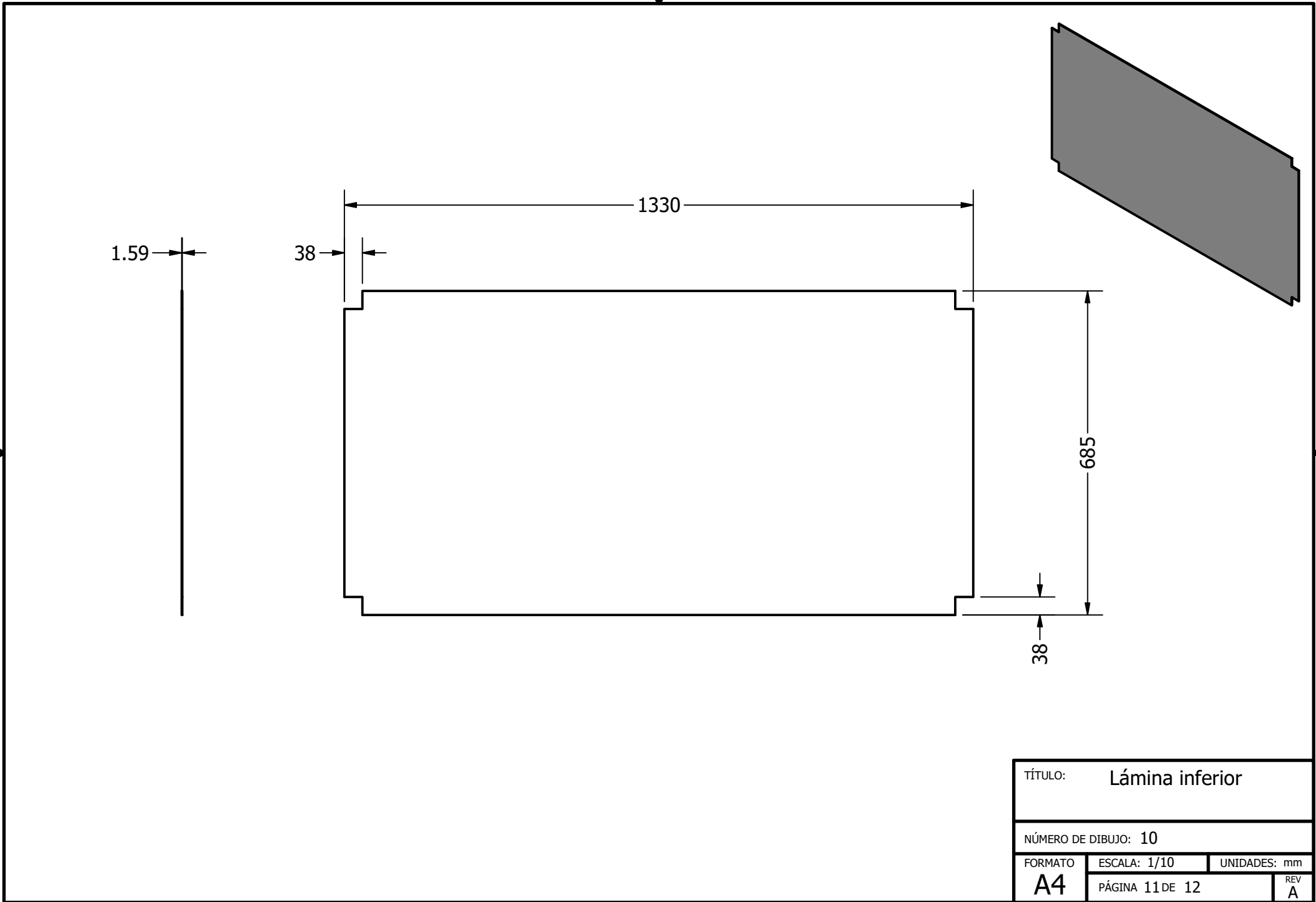


TÍTULO: Tubo superior	
NÚMERO DE DIBUJO: 7	
FORMATO A4	ESCALA: 1/7
UNIDADES: mm	
PÁGINA 8 DE 12	
REV A	

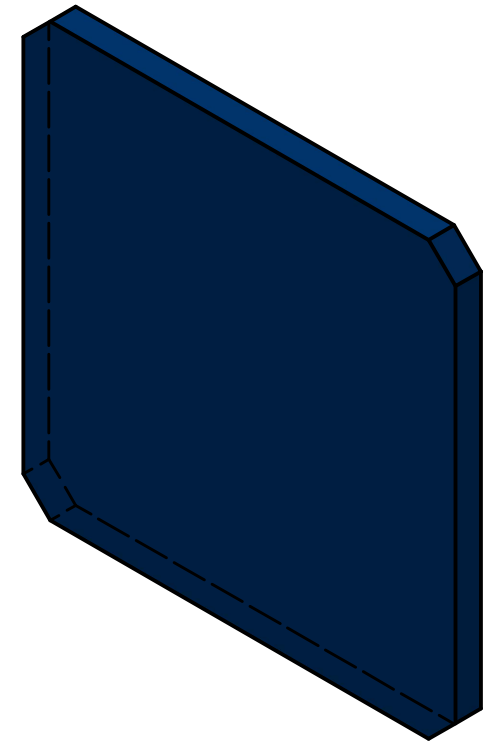
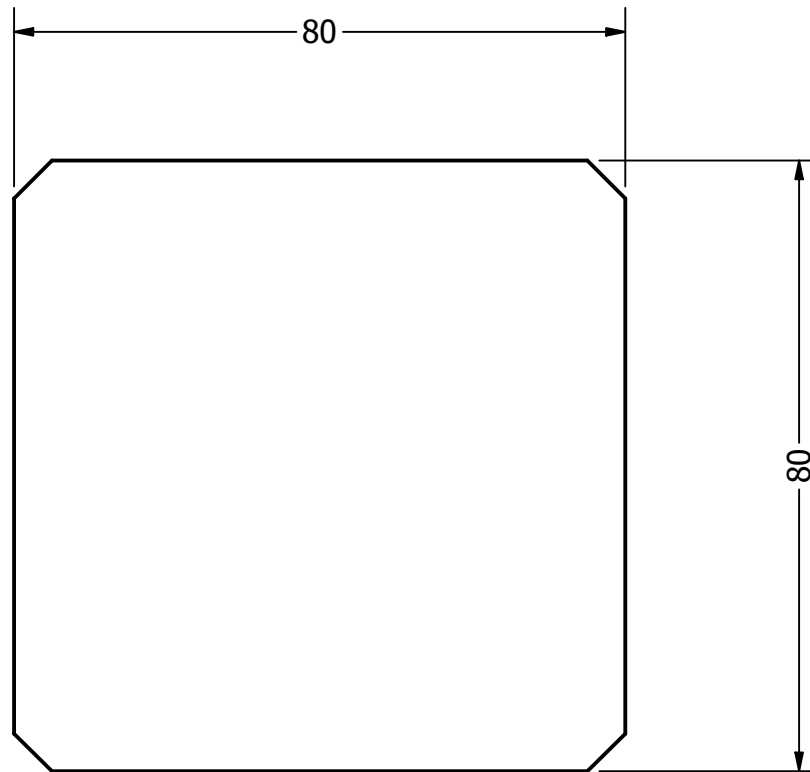
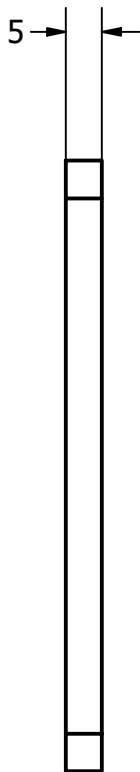




TÍTULO: Tubo inferior		
NÚMERO DE DIBUJO: 9		
FORMATO A4	ESCALA: 1/8	UNIDADES: mm
	PÁGINA 10 DE 12	REV A



TÍTULO:		Lámina inferior	
NÚMERO DE DIBUJO: 10			
FORMATO	ESCALA: 1/10	UNIDADES: mm	REV
A4	PÁGINA 11 DE 12		A



Nota: 1. Quitar esquinas para no dejar fillos.
2. Realizar agujeros pasados según la base de la llanta, para lograr su sujeción.

TÍTULO: Soporte de rueda		
NÚMERO DE DIBUJO: 11		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: mm
A4	PÁGINA 12 DE 12	REV A