

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



**Diseño de una máquina de ensayos de tensión para fibras de  
materiales compuestos y polímeros para el uso de aprendizaje  
e investigación**

Trabajo de graduación presentado por Juan José Javier Molina Ovalle  
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica  
Industrial

Guatemala  
2025



UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA  
Facultad de Ingeniería



**Diseño de una máquina de ensayos de tensión para fibras de  
materiales compuestos y polímeros para el uso de aprendizaje  
e investigación**

Trabajo de graduación presentado por Juan José Javier Molina Ovalle  
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica  
Industrial

Guatemala  
2025

Asesor

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Cesar Rosales', written over a horizontal line.

Ing. Cesar Rosales

Vo.Bo. Director

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Gustavo Barrera', written over a horizontal line.

Ing. Gustavo Barrera  
Ingeniería Mecánica Industrial

Fecha de presentación: Guatemala, 18 de Noviembre de 2025.

Primero que nada, deseo dedicar este trabajo de graduación a mi abuelo Oscar Ovalle, a mi bisabuela Carmen Marroquín, a mi tía abuela Irma Molina, y a mi padrino Carlos Enrique Gálvez, quienes se encuentran en el Cielo y a lo largo de mi vida me llenaron de amor y cariño honesto y desinteresado, y que siempre desearon un futuro exitoso para mí.

Quiero agradecer a Dios por ayudarme y acompañarme durante todo este proceso de trabajo de graduación, por darme las fuerzas y la sabiduría suficiente para avanzar cada día, y por las bendiciones y oportunidades de poder estudiar en una gran institución y una maravillosa carrera. También deseo agradecer a mi madre del Cielo, Santa María, por darme el apoyo necesario cada día y ayudarme con disciplina y cambio de hábitos que me ayudó a cumplir con mis responsabilidades.

Agradezco a mis padres, José Santiago Molina Morán y Mercedes Anabella Ovalle Gatica, quienes siempre me han dado todo el apoyo necesario para alcanzar mis metas y ser exitoso, que se han esforzado en que sea feliz, pero también se han preocupado en que sea responsable, dedicado, respetuoso, y amable, pero principalmente en que sea una buena persona. Espero que estén contentos y orgullosos de obtener mi grado de estudios profesionales. Agradezco a mis hermanos Santiago Molina y Mariela Molina, por acompañarme durante todos estos años de carrera y darme el apoyo necesario. Agradezco a mis abuelas Angelina Morán y Anabella Gatica, por siempre darme cariño incondicional y el apoyo necesario cuando me encuentro en situaciones complicadas. Agradezco a mi padrino Felipe Molina y a mi madrina Irene Sandoval, por siempre ayudarme y darme consejo adecuado.

Deseo agradecer a todos los catedráticos de la universidad que me ayudaron a lo largo de la carrera y en el trabajo de graduación. Agradezco al Ing. Cesar Rosales por su asesoramiento y apoyo en la realización de este proyecto. Agradezco al Ing. Víctor Ayerdi, al Ing. Gustavo Barrera, al Ing. Rony Herrarte, al Ing. Rodrigo Aragón, y al Ing. Gustavo Pineda, por toda su ayuda y colaboración en el proyecto.

Deseo agradecer a varias de mis amistades, principalmente a Steven Wilson y a Juan Antonio Ramírez, quienes me han apoyado y brindado una amistad genuina durante todos estos años, y que siempre se han preocupado por mi bienestar y se han alegrado por mis logros. También deseo agradecer a mis amistades de inicio de la carrera, Ana Lucía Rodríguez,

Roberto Morales, Axel Mendizábal, Pedro Marroquín, Enrique García, y Diego Hernandez, por todos los recuerdos que hicimos. Por supuesto, también agradezco con todo mi corazón a mis amistades con los que curse junto los seis años de carrera, con los que realizamos trabajos en conjunto y pasamos bastantes horas aprendiendo y divirtiéndonos dentro y fuera de clases. Por lo mismo, agradezco nuevamente a Diego Hernandez, a Daniel Álvarez, Luis Hernández, Edgar Echeverría, Saúl De León, Adrián Calvo, y Fernando Lavarreda.

Finalmente, deseo agradecer a Lionel Messi, quien es la persona que me demostró que nunca hay que rendirse para alcanzar los éxitos, y que siempre hay que levantarse de los fracasos para alcanzar los objetivos, y así poder uno coronarse de gloria.

<b>Prefacio</b>	VI
<b>Lista de figuras</b>	XIII
<b>Lista de cuadros</b>	XVI
<b>Resumen</b>	XVII
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
<b>2. Antecedentes</b>	<b>3</b>
2.1. Construcción de otras máquinas de ensayos de tensión . . . . .	3
2.2. Resistencia a la fluencia de distintos tipos de materiales . . . . .	4
2.3. Costos de máquinas de ensayos de tensión . . . . .	4
2.4. Tipos de máquinas, modificaciones y seguridad . . . . .	5
<b>3. Justificación</b>	<b>7</b>
<b>4. Objetivos</b>	<b>9</b>
4.1. Objetivo general . . . . .	9
4.2. Objetivos específicos . . . . .	9
<b>5. Marco teórico</b>	<b>11</b>
5.1. Materiales compuestos y polímeros . . . . .	11
5.1.1. Materiales compuestos . . . . .	11
5.1.2. Polímeros . . . . .	12
5.1.3. Otros tipos de materiales . . . . .	13
5.2. Pruebas de ensayo . . . . .	14
5.2.1. Ensayo de tensión . . . . .	14
5.2.2. Ensayo de compresión . . . . .	14
5.2.3. Ensayo de flexión . . . . .	15
5.2.4. Otros tipos de pruebas de ensayo . . . . .	15
5.3. Generación de potencia . . . . .	15

5.3.1. Accionamiento mecánico	16
5.3.2. Accionamiento neumático	18
5.3.3. Accionamiento hidráulico	18
5.4. Partes importantes para estructuración de la máquina	19
5.4.1. Columnas	20
5.4.2. Sujeción para pruebas	21
5.4.3. Sujeción de equipo para traslado	22
5.4.4. Estabilidad y deslizamiento	23
5.5. Recopilación de datos	23
5.5.1. Recopilación de datos de forma análoga	23
5.5.2. Recopilación de datos de forma digital	24
<b>6. Marco metodológico</b>	<b>27</b>
6.1. Descripción de metodología	27
6.2. Definición de requisitos	28
6.3. Diseños preliminares	29
6.3.1. Componentes	29
6.3.2. Alternativas y evaluación de estas	30
6.3.3. Selección de diseño	35
6.4. Cálculos y diseño	35
6.4.1. Cálculos	36
6.4.2. Aspectos de diseño	96
6.5. Simulaciones	100
6.5.1. Metodología	100
6.5.2. Cambios en la geometría	100
6.5.3. Materiales	102
6.5.4. Cargas y soportes	102
6.5.5. Contactos	104
6.5.6. Mallado	106
6.5.7. Separación por secciones	109
<b>7. Resultados</b>	<b>111</b>
7.1. Cálculos	111
7.2. Simulación	116
7.2.1. Cilindro de bombeo	116
7.2.2. Cilindro hidráulico	118
7.2.3. Platinas	119
7.2.4. Columnas	125
7.2.5. Mordazas	128
7.2.6. Resumen de resultados	129
7.3. Diseño final	130
<b>8. Discusión de resultados</b>	<b>133</b>
8.1. Cálculos	133
8.2. Simulación	134
8.3. Diseño final, costos y cumplimiento de requisitos	136
<b>9. Conclusiones</b>	<b>139</b>

<b>10.Recomendaciones</b>	141
<b>11.Bibliografía</b>	143
<b>12.Anexos</b>	147
<b>12.1. Planos de construcción</b> . . . . .	147

---

## Lista de figuras

---

1. Clasificación de materiales compuestos . . . . .	12
2. Prototipo terminado de máquina de ensayos de tensión para polímeros de la Universidad Libre Seccional Barranquilla . . . . .	17
3. Vista isométrica del diseño de máquina de tensión para fibras de la Universidad Distrital Francisco José de Caldas . . . . .	17
4. Prototipo terminado de máquina de ensayos de resistencia de materiales de la Universidad de Córdoba . . . . .	19
5. Cilindro hidráulico utilizado en máquina de ensayos de tensión de la Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito . . . . .	19
6. Máquina de ensayos de tensión para aluminio de la Universidad de Tecnología de Malasia . . . . .	20
7. Diseño de máquina de ensayos de tensión para la Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito . . . . .	21
8. Tipos de mordazas de sujeción . . . . .	22
9. Dinamómetro y manómetro . . . . .	24
10. Tarjeta de adquisición de datos, Arduino y PLC . . . . .	25
11. Boceto alternativa 1 . . . . .	31
12. Boceto alternativa 2 . . . . .	32
13. Boceto alternativa 3 . . . . .	34
14. Vista frontal de la máquina y los componentes señalizados . . . . .	52
15. Vista isométrica de la platina 1 . . . . .	55
16. Diagrama de cuerpo libre de la platina 1 . . . . .	55
17. Vista isométrica de la platina 2 . . . . .	56
18. Diagrama de cuerpo libre de la platina 2 . . . . .	56
19. Vista isométrica de la platina 3 . . . . .	57
20. Diagrama de cuerpo libre de la platina 3 . . . . .	57
21. Vista isométrica de la barra 1 . . . . .	59
22. Diagrama de cuerpo libre de la barra 1 . . . . .	59
23. Vista isométrica de la barra 2 . . . . .	60
24. Diagrama de cuerpo libre de la barra 2 . . . . .	60
25. Vista isométrica parcial de la máquina enfocándose en la intersección de la platina 1 con la columna 1 . . . . .	61

26. Área transversal de la columna 1 con su intersección con el tornillo de conexión	62
27. Vista isométrica de la platina 4 . . . . .	64
28. Diagrama de cuerpo libre de la platina 4 . . . . .	65
29. Vista isométrica parcial de la máquina enfocándose en la intersección de la platina 4 con la columna 2 . . . . .	66
30. Área transversal de la platina 4 con su intersección con el tornillo de conexión	66
31. Diagrama de cuerpo libre de mordaza ensamblada . . . . .	73
32. Vista isométrica de la mordaza, señalando la intersección entre el componente conector y el pin . . . . .	77
33. Área transversal del conector con su intersección con el pin . . . . .	78
34. Diagrama de cuerpo libre de la base . . . . .	82
35. Vista isométrica parcial de la máquina enfocándose y señalando las platinas de subbase, el cilindro hidráulico y la tuerca . . . . .	89
36. Vista isométrica parcial de la máquina enfocándose en el tornillo que conecta la platina 1 con la columna 1 . . . . .	91
37. Vista isométrica parcial de la máquina enfocándose en el cilindro de bombeo . . . . .	94
38. Vista isométrica del buje . . . . .	96
39. Ubicaciones de los bujes en la máquina . . . . .	97
40. Vista isométrica del tornillo de la mordaza . . . . .	98
41. Ubicaciones de los tornillos de la mordaza . . . . .	98
42. Vista isométrica del tornillo de potencia del cilindro . . . . .	99
43. Ubicaciones de los tornillos de potencia del cilindro . . . . .	99
44. Vista isométrica del modelo de la máquina . . . . .	100
45. Tornillos, tuercas y bujes de las platinas 1 y 3 con chaffanes . . . . .	101
46. Tornillos, tuercas y bujes de las platinas 1 y 3 con chaffanes eliminados . . . . .	101
47. Fuerza de 25335.37 Newtons en la platina 1 . . . . .	103
48. Fuerza de 25335.37 Newtons sobre cilindro hidráulico . . . . .	103
49. Soporte fijo en la superficie inferior de la base . . . . .	104
50. Contactos de tornillos con tuercas . . . . .	104
51. Contactos de tornillos con estructura de la máquina . . . . .	105
52. Contactos de bujes con columnas 1 . . . . .	106
53. Piezas “sweepable” de la máquina en color verde . . . . .	106
54. Piezas “Patch Independent” de la máquina en color azul . . . . .	107
55. Piezas “Body Sizing” de 1 milímetro en color azul . . . . .	107
56. Tornillos de la mordaza “Body Sizing” de 1 milímetro en color azul . . . . .	108
57. Piezas “Body Sizing” de 10 milímetro en color azul . . . . .	108
58. Piezas “Multizone” en color azul . . . . .	109
59. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre cilindro de bombeo . . . . .	116
60. Factor de seguridad en el cilindro de bombeo . . . . .	116
61. Ubicación del tornillo que trata con la mayor fuerza de reacción en el cilindro de bombeo . . . . .	117
62. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre cilindro hidráulico . . . . .	118
63. Ubicación del factor de seguridad mínimo en el cilindro de bombeo . . . . .	118
64. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre la platina 1 . . . . .	119
65. Factor de seguridad en la platina 1 . . . . .	119
66. Ubicación del tornillo que trata con la mayor fuerza de reacción en la platina 1	120
67. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre la platina 3 . . . . .	120

68. Factor de seguridad en la platina 3 . . . . .	121
69. Ubicación del tornillo que trata con la mayor fuerza de reacción en la platina 3	121
70. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre la platina 4 . . . . .	122
71. Factor de seguridad en la platina 3 . . . . .	122
72. Dirección de la fuerza de reacción en la platina 3 para el caso 4 . . . . .	123
73. Ubicación del tornillo que trata con la mayor fuerza de reacción en la platina 3 para el caso 2 . . . . .	123
74. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre la columna 1 . . . . .	125
75. Factor de seguridad en la columna 1 . . . . .	125
76. Deformación total en la columna 1 . . . . .	126
77. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre la columna 2 . . . . .	126
78. Factor de seguridad en la columna 2 . . . . .	127
79. Deformación total en la columna 2 . . . . .	127
80. Esfuerzo equivalentes de Von Mises en la mordaza . . . . .	128
81. Factor de seguridad en mordaza . . . . .	128
82. Punto crítico en la mordaza . . . . .	129
83. Vista isométrica del diseño final de la máquina . . . . .	131

---

## Lista de cuadros

---

1. Identificación de códigos de requisitos	28
2. Tabla de requisitos	29
3. Tabla de decisión de alternativas	35
4. Datos de cilindro hidráulico	36
5. Datos por calcular de cilindro hidráulico y su nomenclatura	37
6. Resumen de resultados para cilindro hidráulico	39
7. Datos de sistema de bombeo y su tornillo de potencia	41
8. Datos por calcular de sistema de bombeo y su tornillo de potencia, y su nomenclatura	42
9. Datos por calcular de la tuerca del tornillo de potencia, y su nomenclatura	43
10. Resumen de resultados para sistema de bombeo y su tornillo de potencia, y su nomenclatura	49
11. Resumen de resultados para tuerca del tornillo de potencia, y su nomenclatura	50
12. Datos de columnas y platinas	53
13. Datos por calcular de platinas y su nomenclatura	54
14. Datos por calcular de columnas y su nomenclatura	54
15. Resumen de resultados para platinas	68
16. Resumen de resultados para columnas	69
17. Datos de mordazas	71
18. Datos por calcular de mordazas, y su nomenclatura	72
19. Resumen de resultados para mordazas	80
20. Datos de la base y sujeción	81
21. Datos por calcular de la base u sujeción, y su nomenclatura	82
22. Resumen de resultados para base y sujeción	84
23. Datos de las conexiones	86
24. Datos por calcular de las conexiones de uniones a tensión estática y su nomenclatura	87
25. Datos por calcular de las conexiones de uniones en cortante y su nomenclatura	88
26. Resumen de resultados para las conexiones de uniones a tensión estática	95
27. Resumen de resultados para las conexiones de uniones en cortante	96
28. Tabla de propiedades de materiales para la simulación	102
29. Dimensiones y fuerzas para el cilindro hidráulico	111

30. Dimensiones, fuerzas y factores de seguridad para el cilindro de bombeo . . .	112
31. Dimensiones y factores de seguridad para columnas y platinas . . . . .	113
32. Dimensiones y factores de seguridad para las mordazas . . . . .	114
33. Dimensiones y factores de seguridad para la base . . . . .	114
34. Factores de seguridad para tornillos de uniones a tensión estática . . . . .	115
35. Factores de seguridad para tornillos de uniones cortantes . . . . .	115
36. Fuerzas de reacción en tornillos de cilindro de bombeo . . . . .	117
37. Verificación para medidas de tornillos de cilindro de bombeo . . . . .	117
38. Fuerzas de reacción en tornillos de conexión con platinas . . . . .	124
39. Verificación para medidas de tornillos en estructura . . . . .	124
40. Resumen de resultados de simulaciones . . . . .	129
41. Costos aproximados para piezas de la máquina . . . . .	130
42. Verificación de cumplimiento de requisitos . . . . .	132

La obtención de máquinas-herramientas en Guatemala puede ser complicada debido al limitado mercado en el país, además de que los precios de estos equipos a nivel global resultan ser bastante elevados. Este problema llega a afectar de forma negativa a la investigación y educación nacional pues carece de acceso a equipos que contribuyan a la realización de proyectos de investigación sólidos y bien fundamentados. Por lo tanto, se diseñó una máquina de ensayos de tensión para fibras de materiales compuestos y polímeros con el objetivo de que pueda utilizarse para investigación y aprendizaje, y después poder fabricarla a un costo un poco mayor a Q 16,000.00 cumpliendo con las características de seguridad, facilidad de uso y transporte.

Se inició con la investigación para los componentes de generación de potencia, los materiales de la estructura de la máquina, los componentes y herramientas que puedan representar la información. Con esta información se podrá realizar el diseño digital, y se tendrá que simular para verificar que la información cumple con los requisitos que se planteen en el proyecto. Después se cotizarán los materiales para determinar los costos y aquellos componentes que se puedan conseguir de forma local y cuales no.

Con este proyecto se busca finalizar el diseño de un equipo capaz de generar una fuerza de tensión de al menos 20 kilonewtons para pruebas de ensayo, siendo de uso exclusivo para el aprendizaje e investigación de la comunidad universitaria. Lo que se busca es proveer a la Universidad del Valle de Guatemala de los planos y presupuesto de un equipo con las mismas prestaciones que los existentes en el mercado, pero a un menor costo debido a las dificultades y desventajas que presenta la adquisición de estos.

El presente trabajo se centra en el diseño de una máquina de ensayos de tensión para fibras, materiales compuestos y polímeros para el uso de aprendizaje e investigación. En Guatemala se tiene poco acceso a equipos de campos de ciencias y tecnologías, lo que limita el aprendizaje y la educación en ingeniería, además de que el bajo número de estudiantes matriculados en carreras de ingeniería agrava aún más la situación. El proyecto se presenta para resolver la problemática del bajo incentivo en adquirir equipos electromecánicos debido a sus altos costos dentro del mercado, ya que Guatemala es un país que depende en importaciones para este tipo de dispositivos, lo que es una consecuencia de que el país cuenta con una industria de producción de maquinaria y metales bastante escasa.

En los últimos años, distintas investigaciones y proyectos en universidades de América Latina han logrado realizar diseño y construcción de máquinas de ensayos de tensión. Se han logrado desarrollar equipos tanto de uso general como especializados en ciertos materiales. Estos estudios han abordado distintos temas de importancia como lo son el diseño, la fabricación, el análisis estructural de las piezas, la implementación de sistemas electrónicos para recopilación de datos, etcétera. De los equipos que se han desarrollado, se han orientado a trabajar con materiales no metálicos, como fibras de carbono, vidrio, o polímeros, con las que buscan adaptar su funcionamiento a las propiedades de cada material, optimizando además los costos y la eficiencia del sistema.

El factor económico es fundamental, ya que se busca optimizar los recursos sin comprometer la funcionalidad ni la precisión del equipo. Los costos de construcción de prototipos académicos suelen ser significativamente más bajos que los de las máquinas comerciales, con valores que pueden rondar entre los USD 800.00 y USD 1,400.00, mientras que en el mercado los precios varían desde los USD 2,000.00 hasta los USD 38,000.00.

Los ensayos de materiales pueden ser para pruebas de tensión, compresión o flexión, lo que permite determinar propiedades mecánicas como puntos críticos de resistencia o elasticidad. Las máquinas que realizan estas pruebas requieren de ciertas partes que son necesarias para el funcionamiento correcto del equipo, como lo son los sistemas de accionamiento, componentes estructurales, mordazas de sujeción, y una base que garantice estabilidad y

seguridad. Además, la recopilación de datos puede realizarse de forma análoga o digital, que permiten registrar, procesar y visualizar los resultados de manera más eficiente y accesible para realizar actividades educativas y trabajos de investigación.

Durante el proceso de diseño se escogieron las alternativas que se consideraban más apropiadas para las partes anteriores, como el tipo de accionamiento, el tipo de mordazas, o la estructura final. Además, a lo largo de este proceso se notó sobre ciertas necesidades que se debían verificar para que la máquina pudiera funcionar correctamente y se pudieran mitigar los riesgos de falla, como lo fue el análisis de resistencia de los tornillos de conexión, o los componentes que requieren de una tolerancia específica en sus dimensiones para que movimientos o rotaciones puedan llevarse a cabo. Para finalizar, se generaron los planos de fabricación detallados, los cuales incluyen la lista de piezas, el ensamble principal y los subensambles, las dimensiones de cada pieza, y las tolerancias de cada una que la requiera.

## 2.1. Construcción de otras máquinas de ensayos de tensión

La elaboración de máquinas para ejercer ensayos de tensión de distintos tipos de materiales resulta ser un tema de estudio relativamente común, ya que en los últimos años se han realizado trabajos de graduación o tesis sobre este tema, donde suelen enfocarse en el diseño del sistema para algún tipo de material en específico o para darle un uso general. Un estudio reciente sobre la elaboración de una máquina de ensayos de tensión para uso general es del año 2019 de parte de la “Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito”, con la cual se buscaba validar las ventajas que proveen las propiedades de las barras corrugadas, donde se enfocó en el diseño y fabricación de las piezas, y en el análisis de deformación del sistema con elementos finitos. (Mejía Pedraza et al., [2019](#)) Otro estudio que se realizó en América Latina sobre la elaboración de un sistema similar fue de parte de Durango, Herrera y Otero en 2015, donde realizaron un diseño preliminar de la máquina, y, posteriormente, tras realizar los cálculos sobre materiales y límites, se llevó a cabo la construcción del prototipo. (Durango et al., [2015](#))

Para las máquinas de ensayos de tensión en materiales específicos también hay informes donde se detallan las características de sus materiales para poder realizar los diseños. En el año 2020, Duarte Cantor y Muñoz Serrato de la “Universidad Distrital Francisco José De Caldas” en Colombia realizaron un diseño de máquina para ensayos de tensión en fibras para materiales no metálicos. En este trabajo se investigó sobre los materiales que se buscaba trabajar con la máquina, los cuales incluían fibra de carbono, fibra de vidrio, fibra de Kevlar®<sup>®</sup>, y polímeros, con el objetivo de diseñar el sistema acorde a las necesidades, considerando también los costos y la transmisión de datos. (Duarte Cantor & Muñoz Serrato, [2020](#)) En 2020, Obando, Sepulvedab, Piambac y Moran desarrollaron una prensa para ensayos de tensión, la cual se diseñó para trabajar únicamente polímeros. Este trabajo se inició analizando diferentes configuraciones de máquinas de ensayos, y posteriormente se le unió el componente electrónico para el procesamiento de datos. (Obando et al., [2020](#))

## 2.2. Resistencia a la fluencia de distintos tipos de materiales

En la ciencia de los materiales no se pueden tratar a todos ellos de la misma manera, cada uno tiene sus características y propiedades específicas, y por lo tanto se organizan y separan en distintos grupos, como lo son los polímeros, los metales, los cerámicos, y los materiales compuestos. De acuerdo con una investigación de la “Universidad Nacional de Ciencia y Tecnología de Seúl”, tras realizar pruebas a piezas de aleaciones de aluminio 6061 tratados de manera distinta, se encontró que los rangos de resistencia a la fluencia del material varían aproximadamente entre 150 y 300 MPa. Además, cuando se les brinda un tratamiento de calor, el rango de resistencia a la fluencia se reduce entre 250 y 300 MPa. (Lim & Kim, 2013) Hay una gran gama de tipos de metales, pero muchos de estos varían sus rangos de resistencia a la fluencia entre estos valores cercanos.

A diferencia de los metales, las fibras y materiales compuestos tienen características bastante diferentes, lo cual se refleja en la resistencia a la fluencia. En un estudio en conjunto de la “Universidad Politécnica de Victoria”, la “Universidad Autónoma Metropolitana”, y la “Universidad de Sonora”, las resistencias a la fluencia varían entre 8 y 350 MPa para materiales fabricados bajo diferentes condiciones de procesamiento para compuestos poliméricos reforzados con fibras de carbono. Esto muestra un mayor rango en los valores de la resistencia a la fluencia para este tipo de materiales, lo que debe considerarse al operar los equipos cuando se desconocen las propiedades de este grupo de materiales. (Rocha-Rangel et al., 2011) Otro estudio que muestra esta misma tendencia sobre los amplios rangos entre resistencias de fluencia es de la “Universidad de Braşov de Transilvania”, en la cual utilizaron como material un polímero reforzado con fibra de vidrio, donde sus rangos de resistencia variaron entre 100 y 300 MPa. (Stanciu et al., 2021)

## 2.3. Costos de máquinas de ensayos de tensión

El aspecto económico se toma en cuenta en este tipo de proyectos, ya que se busca cumplir con los objetivos de diseño y fabricación mientras se optimizan los recursos de la mejor manera posible. Duarte Cantor y Muñoz Serrato elaboraron su máquina con costos totales de COP 5,911,700.00. (Duarte Cantor & Muñoz Serrato, 2020) La conversión de esta cifra a dólares estadounidenses, en julio de 2023, es de USD 1,443.42, mientras que para quetzales es de Q 11,321.99. En el trabajo realizado por la “Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito”, revelaron que para su máquina tuvieron como costos totales COP 3,432,903.00. Estos costos tienen valores equivalentes de USD 838.19 y Q 6574.64. (Mejía Pedraza et al., 2019)

En el mismo documento de la “Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito”, se muestra que los costos de máquinas de este tipo en el mercado varían entre USD 2,000.00 y USD 38,000.00, además de que existen algunos con costos de USD 300.00, pero con la limitante de que tienen una fuerza máxima de aplicación de 500 Newtons. (Mejía Pedraza et al., 2019)

## 2.4. Tipos de máquinas, modificaciones y seguridad

Las máquinas de ensayos de tensión no solamente se clasifican por el tipo de aplicación a la que se destinan, sino también por los mecanismos que utilizan para funcionar. Existen dos clases de máquinas de ensayos, las electromecánicas y las hidráulicas. Las electromecánicas utilizan un motor eléctrico, sistema de engranajes y tornillos para realizar su operación, mientras que las hidráulicas se caracterizan por utilizar un pistón para realizar la operación de movimiento. (Gedney, 2005) En una investigación de la “Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE”, se utilizó una máquina de ensayos hidráulica la cual se le implementaron un sensor y un transductor para la obtención de datos de las pruebas, además de implementar equipo de hardware y software para transcribir los resultados de la experimentación, con la cual lograron incrementar la precisión del equipo existente. (Carvajal et al., 2015)

Algo similar ocurrió en un trabajo de la “Universidad Autónoma de Occidente” en Colombia, en relación a la implementación de software y hardware para los datos del equipo. En este proyecto, Fierro Suárez y Lozano Gómez lograron implementar un sistema de Arduino para la máquina de ensayos de tracción y compresión de la empresa Gert S.A. (Fierro Suárez & Lozano Gómez, 2019) Este tipo de equipos mecánicos requieren el uso de sistemas de seguridad, debido a que son aplicados grandes niveles de fuerza, específicamente en los componentes de transmisión de potencia dentro del sistema. Por lo mismo, el diseño de estas máquinas debe proporcionar los sistemas de seguridad para proteger a los operarios. En el estudio realizado por Durango, Herrera y Otero, se brindó al sistema hidráulico una válvula limitadora de presión para brindar seguridad. (Durango et al., 2015)

La problemática sobre los precios de distintos dispositivos en el mercado es algo que puede ser común a nivel global, pero se vuelve algo recurrente y perjudicial para aquellos países y regiones en el mundo donde existe una considerable dependencia de las importaciones, como es el caso de Guatemala. Esto tiene un impacto negativo, específicamente en el área de la mecánica, ya que Guatemala no es un país líder en producción de este sector. En las exportaciones del país, las máquinas y aparatos mecánicos se muestran como el puesto número 18 de los tipos de productos, detrás principalmente de productos pertenecientes al sector primario y en el área textil. (Banco-de-Guatemala, 2013) Esto muestra que el país no tiene un sector industrial de productos de electromecánica fuerte. A pesar de que Guatemala sea rica en materia prima, la débil industria de procesamiento de algunos de los materiales que se utilizan en la electromecánica, como el hierro y acero que se encuentran en número 16 de exportaciones, provoca que se tenga que importar este tipo de productos, lo que sumado al valor agregado por la manufactura elevan el precio de la maquinaria. (Banco-de-Guatemala, 2013) Los precios de las máquinas de ensayo que se pueden encontrar en el mercado van desde los USD 2,000.00 hasta los USD 38,000.00. (Mejía Pedraza et al., 2019)

Tener que lidiar con elevados precios para dispositivos electromecánicos afecta considerablemente a las áreas de investigación y educación en el país, ya que hace más difícil financiar la compra de productos para el aprendizaje. En este caso, las máquinas de tensión son herramientas importantes para el aprendizaje e investigación en distintos tipos de ingeniería, como lo puede ser la ingeniería civil o la ingeniería mecánica. Además de los elevados costos, los bajos números de estudiantes en el país también se vuelve problemático. En 2013, Guatemala con una población aproximada de 16 millones de personas, tan solo tenía 313,457 personas matriculadas en universidades, donde solamente el 20 por ciento de estos eran de nuevo ingreso. No solo eso es preocupante, sino que ingeniería y tecnología se encuentran detrás de ciencias sociales y humanidades en número de estudiantes. (Instituto-Nacional-de-Estadística, 2015) Por lo tanto, es indispensable que los estudios de ingeniería y tecnología en el país puedan tener las herramientas necesarias para seguir creciendo.

El objetivo del proyecto es fabricar una máquina de ensayo de tensión para su uso en

investigación y aprendizaje, donde se busca ser lo más eficiente posible con los recursos para su fabricación, además de su facilidad de transporte. Se pretende alcanzar este objetivo adquiriendo la mayor parte de componentes que se puedan comprar en el mercado local, debido a que se busca la reducción del costo final considerando lo que cuesta la manufactura y ensamblaje del producto realizado en otros países. No se descarta la opción de comprar materiales y componentes que se necesiten desde el extranjero siempre y cuando se imposibilite la obtención de estos en el mercado local. Lo que se busca con este equipo es cumplir con la misma función que los equipos disponibles en el mercado internacional realizan. No es una tarea imposible, en distintas universidades colombianas lograron realizar máquinas similares con costos aproximados de USD 1,400.00 y USD 800.00, significativamente más bajos que los que se encuentran en el mercado. (Duarte Cantor & Muñoz Serrato, 2020) (Mejía Pedraza et al., 2019)

### 4.1. Objetivo general

Diseñar una máquina de ensayos de tensión para fibras, materiales compuestos y polímeros para el uso de aprendizaje e investigación, a un costo de materiales no mayor a Q 12,000.00.

### 4.2. Objetivos específicos

1. Diseñar una máquina de ensayos de tensión que pueda generar al menos 20 kilonewtons de fuerza.
2. Diseñar una máquina de ensayos de tensión que pueda ser transportada y operada por una sola persona.
3. Seleccionar el sistema de generación de potencia de la máquina en base al consumo de energía, seguridad de operación, mantenimiento de equipo, facilidad de operación y costo.
4. Seleccionar el sistema para realizar la medición de información de fuerza y deformación, y facilidad de uso.
5. Crear los manuales de fabricación, operación y mantenimiento de la máquina de ensayos.

## 5.1. Materiales compuestos y polímeros

En la ciencia de los materiales lo que se estudia son los distintos tipos de materiales y las propiedades que estos poseen. Este tipo de estudio es importante debido a que ayuda a determinar las capacidades y usos de los materiales, ya que no existen malos materiales, solo malas aplicaciones de estos. De acuerdo a una investigación de la “Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo”, los tipos de materiales son siete: metales, cerámicos, polímeros, semiconductores, biomateriales, materiales inteligentes y materiales compuestos. (Ignacio-Martínez et al., 2021)

### 5.1.1. Materiales compuestos

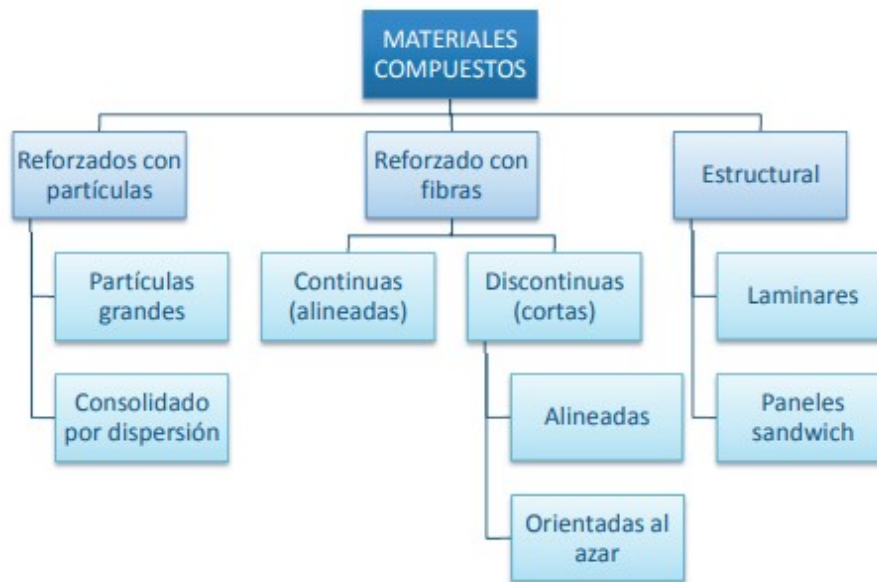
Los materiales compuestos son posiblemente el tipo de materiales más importante que existe, esto debido a su complejidad y la importancia que han aportado en la aplicación humana, en especial en una época tan avanzada tecnológicamente como las primeras dos décadas del siglo XXI. Los materiales compuestos pueden ser algo complejos de comprender debido a su composición, la cual se basa en la mezcla de distintos materiales de tres grupos de materiales: metales, cerámicos, y polímeros. La única excepción son las aleaciones metálicas, las cuales siguen perteneciendo al grupo de los metales.

De acuerdo con una investigación de la “Universidad Pontificia Bolivariana”, los materiales compuestos se definen como la obtención de un nuevo tipo de material al unir dos o más materiales, donde este nuevo material tiene propiedades las cuales no sería de obtener de cada material base por separado. En este estudio se enfocan fuertemente en las fibras de los materiales compuestos naturales, los cuales son uno de los tipos de clase de materiales, siendo la madera el ejemplo por excelencia. Algunos materiales compuestos naturales con los que trabajaron fueron linaza, cáñamo, yute, kenaf, sisal, abacá, piña, ramina, bambú, coco, cáscara de arroz, aceite de palma, bagazo y fique. (Gómez-Suarez & Córdoba-Tuta,

2022) Algunos de estos materiales son bastante comunes en distintas aplicaciones, como lo son las cuerdas de yute.

No solo la naturaleza es capaz de proveer materiales compuestos, la humanidad también ha sido capaz de desarrollarlos, y por ende, también han tenido que clasificarlos. En un estudio de la “Universidad Politécnica de Valencia” estos materiales son clasificados de acuerdo a la forma de refuerzo, siendo estos los reforzados con partículas, los cuales pueden ser de partículas grandes o consolidado por dispersión, los reforzados con fibras, los cuales pueden ser continuas o discontinuas (alineadas u orientadas al azar), y los estructurales, los cuales pueden ser laminares o paneles sándwich. En la Figura 1 se visualiza con mayor facilidad. Las fibras de materiales compuestos también pueden clasificarse, siendo estas de origen mineral o de origen orgánico. Las de origen mineral pueden ser fibras cerámicas, fibras metálicas, o fibras de origen inorgánico. (Faus Ferrer & Marquina Contreras, 2013)

Figura 1. Clasificación de materiales compuestos



Nota. Faus Ferrer & Marquina Contreras (2013). *Materiales compuestos de matriz polimérica reforzados con fibra de vidrio y fibra de carbono para aplicaciones estructurales*.

En el estudio de la “Universidad Politécnica de Valencia” se presentan algunos de los materiales compuestos más comunes, siendo estos las fibras de carbono, las fibras de vidrio, las fibras de aramida, la resina de poliéster, y la resina epoxi (vidrio reforzado). (Faus Ferrer & Marquina Contreras, 2013) A pesar de que se mencionen todos estos materiales compuestos, el más común en todo el mundo es un material que tiene una matriz de origen cerámico: el concreto.

### 5.1.2. Polímeros

En la ciencia de los materiales estos se dividen en distintos tipos, siendo los materiales compuestos uno de estos, los cuales son especiales al ser formados por dos o más materiales.

El resto de los tipos de materiales se clasifican en base a su celda unitaria. De acuerdo a una investigación por la “Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo”, los polímeros son el tipo de materiales que se destacan por tener enlaces covalentes como celda unitaria, en los cuales están necesariamente involucrados los electrones de valencia. (Méndez-Bautista & Coreño-Alonso, 2010) Existe un gran número de polímeros, algunos formados a partir de alguna materia prima como los residuos del petróleo, y otros que son naturales, como el hule, siendo uno de los más conocidos.

Los polímeros pueden clasificarse con base en el tipo de enlace y en las propiedades que presentan frente al calor. Desde el punto de vista estructural, los polímeros están formados por unidades fundamentales llamadas monómeros, que según al estudio de la “Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo” estos se enlazan entre sí en grandes cantidades para dar origen a cadenas poliméricas. Dentro de los polímeros se encuentran los elastómeros, los cuales se caracterizan por su alta flexibilidad y elasticidad, lo que permite que el material sea fácilmente deformable y que dicha deformación sea reversible bajo niveles bajos de esfuerzo. (Méndez-Bautista & Coreño-Alonso, 2010)

Los polímeros pueden ser termoplásticos, los cuales se plastifican con la presencia de calor y deformarse, o pueden ser termoestables, los cuales no se plastifican con la presencia de calor y son rígidos y quebradizos. En la información del estudio de la “Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo”, se muestra que en los termoplásticos los módulos elásticos no son afectados directamente por las longitudes de cadena poliméricas, pero la deformación, resistencia de impacto y resistencia al esfuerzo último si lo son. Los termoestables se forman debido a que las cadenas no se pegan, lo que hace que se formen cristales, y por lo tanto brinde estas propiedades al material. (Méndez-Bautista & Coreño-Alonso, 2010)

### 5.1.3. Otros tipos de materiales

Los otros tipos de materiales que existen son los metales, los cerámicos, los semiconductores, los biomateriales, y los materiales inteligentes. De acuerdo con un informe de Watanabe, Kunisada y Sakaguchi, los materiales cerámicos son aquellos que se forman por medio de enlaces iónicos y covalentes, los cuales son formados por elementos metálicos y no metálicos. (Watanabe et al., 2019) Los materiales metálicos por lo tanto no están formados ni por enlaces iónicos, ni por enlaces covalentes, sino que es por medio de una unión metálica. Las aleaciones son las únicas combinaciones de materiales que no son considerados como materiales compuestos, siendo algunos materiales comunes en las aleaciones el cobre, el magnesio, el níquel, el titanio y el hierro.

En la investigación referenciada al inicio de la sección, indica que los materiales semiconductores son aquellos que tienen la capacidad de que la corriente de la energía pueda pasar o que no pueda, dependiendo de las características que se presentan. Estos pueden ser intrínsecos o extrínsecos, y algunos ejemplos de semiconductores son germanio y silicio. En esta misma investigación se presentan los biomateriales como sustancias que se crean a partir de organismos vivos, siendo los más conocidos la lana y la seda; mientras que los materiales inteligentes son materiales que pueden modificar sus propiedades en respuesta a factores externos, como el calor, la humedad, la luz, los niveles pH y otros. (Ignacio-Martínez et al., 2021)

## 5.2. Pruebas de ensayo

Dentro de la ciencia de los materiales se han realizado a lo largo de los años estudios para analizar las propiedades de los distintos materiales que existen, con el objetivo de determinar qué materiales son favorables para las miles de aplicaciones que pueden existir. Parte de estos estudios son realizados de manera experimental, y a través del método científico determinar propiedades de los materiales con base en datos numéricos. De acuerdo con un estudio de la “Universidad Politécnica de Valencia”, a los materiales compuestos se les realizan distintas pruebas de ensayo utilizando probetas de estos mismos; y los ensayos que se realizan con el objetivo de determinar las propiedades de estos son de tensión, de compresión, y de flexión. (Faus Ferrer & Marquina Contreras, 2013)

### 5.2.1. Ensayo de tensión

De acuerdo con una investigación realizada por LaVar y Sharpe, el ensayo de tensión es un tipo de ensayo mecánico que se realiza aplicando fuerza axial a una muestra para medir y determinar la respuesta del material de la que está formada la muestra al esfuerzo de tensión. Este tipo de esfuerzo se explica de la manera más simplificada posible en la fuerza axial aplicada entre el área transversal por la que cruza la fuerza, dando un resultado de resistencia en pascales para Sistema Internacional y en libras por pulgada cuadrada para sistema inglés. Las unidades de los esfuerzos son iguales para cada resistencia en cada prueba de ensayo. Los resultados de esfuerzo se comparan con la deformación que ocurre en la muestra, valor que también se mide durante la prueba, y logra obtenerse una gráfica esfuerzo-deformación. En esta gráfica se obtienen datos importantes, como la fuerza de fluencia o la fuerza última. (LaVan & Sharpe, 1999)

$$\sigma_t[MPa] = \frac{F[N]}{A[mm^2]} \quad (1)$$

### 5.2.2. Ensayo de compresión

De acuerdo con un estudio de la “Universidad Nacional de Colombia”, el ensayo de compresión es un tipo de ensayo mecánico que se realiza aplicando fuerza axial en forma de aplastamiento a una muestra para medir y determinar la respuesta del material de la que está formada la muestra al esfuerzo de compresión. (Tam & González, 2007) La manera en que se explica este tipo de esfuerzo es similar al esfuerzo por tensión, con la diferencia que la carga es contraria para la muestra. Para esta prueba, al igual que el ensayo de tensión, suele hacerse un diagrama de la resistencia con la deformación, la cual ayuda a ilustrar propiedades.

$$\sigma_c[MPa] = \frac{F[N]}{A[mm^2]} \quad (2)$$

### 5.2.3. Ensayo de flexión

De acuerdo con un estudio de Vidakis, Petousis, Maniadi, Koudoumas, Vairis, y Kechagias, el ensayo de flexión es un tipo de ensayo que se caracteriza por determinar la resistencia de un material ante un momento flector generado por una carga en referencia a un punto alejado del material, lo que hace que esta prueba también mida el comportamiento del material. (Vidakis et al., 2020) Este tipo de esfuerzo se explica de la manera más simplificada posible en el producto del momento de fuerza (fuerza por distancia de donde se aplicó) por la distancia de referencia entre el momento de inercia del material, el cual se basa en la geometría de la muestra, dando un resultado de resistencia.

$$\sigma f[MPa] = \frac{M[Nmm] * c[mm]}{I[mm^4]} \quad (3)$$

### 5.2.4. Otros tipos de pruebas de ensayo

Existen otras pruebas de ensayo que suelen realizarse a los materiales para determinar sus propiedades, pero que no son de tanta importancia como los anteriores para materiales compuestos. De acuerdo con un estudio de la “Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo”, el ensayo de torsión se caracteriza por determinar propiedades de los materiales cuando son afectados por una fuerza que genera un desplazamiento angular o momento torsor, por lo que las distancias y la geometría de la muestra son esenciales para el momento de fuerza y el momento polar de inercia. (Hernandez et al., 2021) De acuerdo con una investigación de Santus, Romanelli, Burchianti, e Inoue, el ensayo de fatiga se caracteriza por determinar la ruptura y la vida a fatiga de un material cuando se le es aplicado una carga de forma repetida, donde el punto clave es cuando sucede la falla en el material. (Santus et al., 2023) De acuerdo con la investigación referenciada en la sección anterior, el ensayo de impacto se caracteriza por determinar la resistencia de un material ante una carga de alta magnitud en un corto período de tiempo, lo que suele ser en una alta velocidad. (Vidakis et al., 2020)

$$\tau[MPa] = \frac{T[Nmm] * c[mm]}{J[mm^4]} \quad (4)$$

## 5.3. Generación de potencia

Para que funcione una máquina de ensayos de tensión y, en general, cualquier tipo de máquina de ensayos, incluyendo las máquinas de ensayos universales, es necesario tener una fuente de energía que sea capaz de generar la potencia que se desea aplicar a los mecanismos de la máquina. Además de generar la potencia, el sistema debe de ser capaz de transmitirla de la manera más conveniente para esta, lo que puede llevar a involucrar el diseño y adición de componentes que sean capaces de llevar a cabo la tarea. Los automóviles y sus motores de combustión interna son uno de los mejores ejemplos, donde la gasolina y la chispa generan la potencia, mientras que los pistones y el cigüeñal son la primera parte del sistema de

transmisión de la potencia, para que con ejes se pueda transmitir la potencia a las ruedas, configurando como se desea utilizar esta potencia con los engranajes de la caja de cambios.

En un trabajo de Obando, Sepúlveda, Piambac y Moran, se presenta que existen tres tipos de accionamientos de potencia que se pueden utilizar para una máquina de ensayos de tensión: mecánico, neumático, e hidráulico. (Obando et al., 2020) Cada una de estas tiene sus respectivas características y ventajas en su uso, y que pueden ser factores claves para toma de decisión de diseño.

### 5.3.1. Accionamiento mecánico

El accionamiento mecánico es el tipo de accionamiento que ocurre cuando una fuente de poder, como electricidad o combustible, convierte su energía en trabajo mecánico por medio de un motor, por lo que la potencia sale de este y se transfiere dentro del sistema con componentes especializados para esta función. De acuerdo con un artículo de Petrescu, Aversa, Akash, Bucinell, Corchado, Apicella, y Petrescu, los componentes de generación de potencia más comunes en el accionamiento mecánico son ejes, árboles de levas y engranajes, las cuales se encuentran presentes entre el 80 y el 90 por ciento de máquinas que utilizan accionamiento mecánico. (Petrescu et al., 2017)

El accionamiento mecánico tiene características que pueden ser beneficiosas o perjudiciales, dependiendo de los requisitos que se buscan tener en una máquina. Una característica importante es que la velocidad puede regularse, donde se puede reducir para aumentar el torque, o aumentar para reducir el torque. Según la información de la referencia al inicio de la sección, se muestra que para controlar la velocidad existen algunas alternativas, entre estas el uso de un reductor, el de un variador de velocidad, e inclusive se pueden utilizar ambos a la vez. En el mismo documento se presenta que en la transmisión de movimiento también se puede lograr con el uso de bandas o cadenas. (Obando et al., 2020)

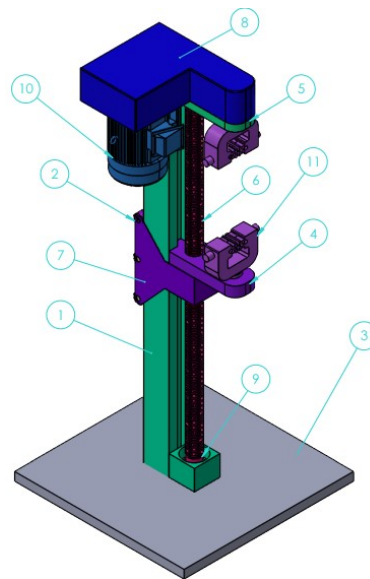
En el estudio mencionado anteriormente se muestra que eligieron un accionamiento mecánico, reductor y variador de velocidad para control de velocidad, y cadenas para la transmisión de movimiento. En el accionamiento mecánico se muestra que utilizan un tornillo de potencia como columnas para el movimiento de la máquina para generar la fuerza de tensión. (Obando et al., 2020) En la Figura 2 se puede observar cómo quedó el prototipo de la máquina. En el año 2020, Duarte Cantor y Muñoz Serrato de la “Universidad Distrital Francisco José de Caldas” en Colombia realizaron el diseño de una máquina para ensayos de tensión en fibras para materiales no metálicos, la cual también es de accionamiento mecánico, y que también utiliza un tornillo de potencia para el movimiento de la máquina en su función de la prueba de tensión. (Duarte Cantor & Muñoz Serrato, 2020) En la Figura 3 se puede observar este componente de accionamiento mecánico.

Figura 2. Prototipo terminado de máquina de ensayos de tensión para polímeros de la Universidad Libre Seccional Barranquilla



Nota. Obando, Sepúlveda, Piambac & Moran (2020). *Desarrollo de una prensa para ensayos de tensión en polímeros.*

Figura 3. Vista isométrica del diseño de máquina de tensión para fibras de la Universidad Distrital Francisco José de Caldas



Nota. Duarte & Muñoz (2021). *Diseño de una máquina para el ensayo de tensión en fibras de materiales no metálicos.*

### 5.3.2. Accionamiento neumático

El accionamiento neumático es el tipo de accionamiento que ocurre cuando se utiliza aire comprimido como fuente para generar fuerzas y movimientos. Algunas características importantes de este tipo de accionamiento de acuerdo con una investigación de la “Universidad de Tecnología de Dresden” son su bajo costo en relación con otros tipos, lo que hace que su inversión sea favorable, su mantenimiento también es de bajo costo, y se pueden distinguir fácilmente por sus diseños, los cuales son robustos y flexibles. (Hepke & Weber, 2013) A pesar de estos aspectos, este tipo de accionamiento genera movimientos rápidos, cortos y de baja fuerza relativos a otros accionamientos, a pesar de que tenga amplios rangos de fuerzas, carreras y tiempos. En esta investigación trabajan los accionamientos neumáticos con presiones de 6.6 bares, lo cual es moderado para su aplicación, pero muy bajo en comparación a los que los sistemas mecánicos o hidráulicos pueden alcanzar en fuerzas. (Hepke & Weber, 2013)

En este tipo de accionamiento debe de estar conectado por medio de mangueras la entrada de aire, donde se suele utilizar un regulador de presión para configurar la presión deseada de esta entrada. La característica de que genera movimientos rápidos no es favorable para una máquina de ensayos de tensión, ya que para la recolección de datos se debe obtener la mejor visualización y detección posible de los puntos clave, como la resistencia a la fluencia o de esfuerzo último.

### 5.3.3. Accionamiento hidráulico

El accionamiento hidráulico es el tipo de accionamiento que ocurre cuando se utiliza algún líquido bajo presión como fuente para generar fuerzas y movimientos. De acuerdo con un trabajo en conjunto de Panchenko, Voloshina, Kiurshev, Titova, Onopreychuk, Stefanov, Safoniuk, Pashchenko, Radionov, y Golubok, los procesos físicos que ocurren en sistemas que utilizan accionamiento hidráulico están fuertemente relacionados con el movimiento del fluido a través de las tuberías y canales de los dispositivos hidráulicos. (Panchenko et al., 2018) Un artículo de 2021 del “Instituto de investigación de hidráulica y neumática de Bucarest” indica que en un sistema de accionamiento hidráulico existen tres grupos de componentes importantes: las bombas hidráulicas, las cuales convierten la energía del eje del motor en energía hidráulica, los actuadores hidráulicos, que convierten la energía hidráulica en energía mecánica, y las válvulas, las cuales regulan el fluido. (DUMITRESCU et al., 2021)

Una característica importante de este tipo de accionamiento, y que es esencial en la toma de decisiones de diseño, es que el componente hidráulico permite una alta intensidad de potencia, por lo que se pueden alcanzar grandes potencias con elementos pequeños, y también se puede mantener control en los movimientos y las cargas constantes, siendo características clave para una máquina de ensayos de tensión. En el trabajo de Durango, Herrera y Otero en 2015, donde realizaron un diseño preliminar de la máquina, y posterior a los cálculos sobre los materiales y límites es que lograron realizar la construcción del prototipo, eligieron utilizar un accionamiento hidráulico, lo que requirió el uso de varios componentes, entre ellos un cilindro hidráulico, bomba, motor eléctrico, mangueras, válvula de regulación de caudal, reservorio del fluido, y otros componentes. (Durango et al., 2015) En la máquina del trabajo realizado por la “Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito”, revelaron que eligieron

como sistema de potencia un cilindro hidráulico, ya que con este cumplían el requisito de alcanzar los 60 kN de fuerza para la máquina. (Mejía Pedraza et al., 2019) Se toma en cuenta que esta es la máquina en la que se obtuvo un costo de fabricación menor a US\$900.00.

Figura 4. Prototipo terminado de máquina de ensayos de resistencia de materiales de la Universidad de Córdoba



Nota. Durango, Herrera & Otero (2015). *Diseño, construcción y validación del prototipo de una máquina de ensayos de resistencia de materiales.*

Figura 5. Cilindro hidráulico utilizado en máquina de ensayos de tensión de la Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito



Nota. Urbano Tole, Blanco Estupñian & Mejía Pedraza (2019). *Diseño estructural de máquina de ensayos a tensión y su proceso de producción para validación en proceso de fabricación de barras corrugadas.*

#### 5.4. Partes importantes para estructuración de la máquina

Para la elaboración de una máquina, se debe contar desde el inicio con los componentes que conforman su estructura, además de considerar la función que estos cumplen. Asimismo, es necesario evaluar los parámetros que se deben tomar en cuenta y las restricciones que

pueden limitar las alternativas de diseño.

#### 5.4.1. Columnas

Las columnas son uno de los componentes más importantes en una máquina de tensión, esto debido a las condiciones que las pruebas de ensayos de tensión generan. Este tipo de pruebas requieren que se realicen en posición vertical, debido a que el factor de la gravedad podría afectar a la muestra de ensayo generándole flexión si se encontrara acostada. Además, al ser una fuerza de tensión la que se aplica, esto involucra elongación o alargamiento, por lo que es necesario que exista una carrera en el espacio de trabajo para que pueda ocurrir este efecto durante la realización del ensayo.

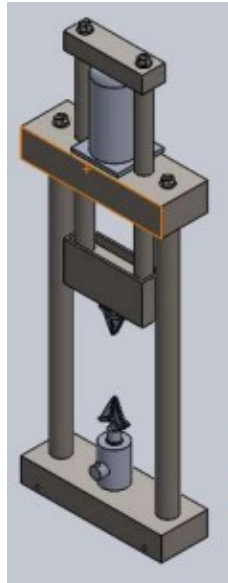
Las columnas de las máquinas de ensayos de tensión pueden ser distintas según su funcionamiento. En un trabajo realizado por Sharifishourabi, Sharifi, Ayob, y Yahya, estos diseñaron y fabricaron una máquina de ensayos de tensión para materiales no simétricos, en la cual se muestra que la máquina se encuentra dentro de una estructura de metal, pero la máquina en sí trabaja con dos columnas fijas, mientras que una biela es la que se encarga de moverse para aplicar la fuerza y permitir la elongación de la muestra. (Sharifishourabi et al., 2014) En otro caso, en la máquina del trabajo realizado por la “Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito”, estos utilizan un par de barras fijas para sostener el sistema de potencia y las vigas estructurales, y también utilizan un par de barras móviles, las cuales soportan el peso de la viga superior, pero su movimiento es la que se encarga de brindar la tensión a las muestras. (Mejía Pedraza et al., 2019)

Figura 6. Máquina de ensayos de tensión para aluminio de la Universidad de Tecnología de Malasia



Nota. Sharifishourabi, Sharifi, Ayob, & Yahya (2014). *Tensile Test Machine for Unsymmetrical Materials*.

Figura 7. Diseño de máquina de ensayos de tensión para la Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito



Nota. Urbano Tole, Blanco Estupñian & Mejía Pedraza (2019). *Diseño estructural de máquina de ensayos a tensión y su proceso de producción para validación en proceso de fabricación de barras corrugadas.*

#### 5.4.2. Sujeción para pruebas

Para realizar las pruebas de tensión es necesario que el sistema tenga algún componente para la sujeción de los objetos de prueba, para que puedan mantenerse fijos y estables durante la aplicación de fuerza. A estos componentes se les conoce como mordazas, y hay de distintos tipos, donde las aplicaciones de las máquinas determinan el tipo que se utiliza. De acuerdo con el trabajo de Obando, Sepúlveda, Piambac y Moran, las mordazas son componentes que permiten la sujeción de los objetos de ensayo, que evitan cualquier deslizamiento mientras se efectúa la prueba. (Obando et al., 2020) De acuerdo con el trabajo realizado por la “Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito”, las mordazas pueden ser de tipo cónica con superficie labrada, de tipo pinza, de agarre por forma, y de agarre por forma variable. (Mejía Pedraza et al., 2019) En la máquina que se fabricó para este trabajo se utilizó una mordaza de tipo pinza, ya que estas eran preferibles al tipo de probetas con la que trabajaba la máquina.

El trabajo de Obando, Sepúlveda, Piambac y Moran, se utilizó una mordaza de tipo cónica con superficie labrada. (Obando et al., 2020) En el trabajo de Duarte Cantor y Muñoz Serrato se utilizó una mordaza de agarre por forma variable, debido a las capacidades de tracción que estas tienen para materiales como cuerdas o plásticos. (Duarte Cantor & Muñoz Serrato, 2020) En cuanto al trabajo de Durango, Herrera y Otero, estos construyeron sus propias mordazas para el prototipo de su máquina. (Durango et al., 2015) Por lo tanto, también es factible su fabricación de manera independiente para reducir costos.

Para realizar las pruebas de compresión también se necesita de un componente que sea

Figura 8. Tipos de mordazas de sujeción



Nota. Urbano Tole, Blanco Estupiñan & Mejía Pedraza (2019). *Diseño estructural de máquina de ensayos a tensión y su proceso de producción para validación en proceso de fabricación de barras corrugadas*.

capaz de sujetar los objetos de prueba, pero estos difieren considerablemente en comparación a los que se utilizan en los ensayos de tensión, ya que las probetas de los materiales son completamente distintas, soliendo tener una forma cilíndrica, aunque pueden ser de otras formas, por ejemplo, esferas. De acuerdo con un trabajo de Govilas, Guicheret, Clemy, Placet y Amiot, las mordazas para ensayos de compresión tienen el nombre de platos de compresión, los cuales tienen forma redonda y con superficie plana, siendo este tipo de ensayo uno que utiliza uno de estos platos de manera fija y el otro plato de forma móvil, logrando un aplastamiento sobre la muestra de ensayo. (Govilas et al., 2023) Este tipo de ensayo utiliza el cálculo del esfuerzo axial, al igual que la prueba de tensión, para encontrar el punto de fluencia en base al área transversal.

### 5.4.3. Sujeción de equipo para traslado

Un componente que se debe considerar es el que tendrá la función de permitir que el equipo pueda ser trasladado de manera fácil por una persona, por lo que se debe considerar el equilibrio y estabilidad de este con el resto del sistema, además de que permita que el usuario lo pueda sostener sin peligro o complicación. Este último requisito involucra que el usuario se encuentre protegido al contacto con el equipo, lo que implica que el medio por el que se transportará tenga una alta resistencia térmica.

Algunos materiales poliméricos termoplásticos suelen ser comunes para este tipo de aplicaciones, como lo es la silicona. De acuerdo con una investigación de Antosik, Mozelewska, Piątek-Hnat, Czech, y Bartkowiak, la silicona es un material que suele utilizarse bastante en aplicaciones que involucran trabajar con altas temperaturas, como lo son la aeronáutica, aeroespacial, y la energía solar con los paneles. (Antosik et al., 2021) En la vida cotidiana, este uso se suele encontrar de forma regular en equipos de cocina, como lo son los mangos de los sartenes, que suelen hacerse de silicona, o que son un mango de material metálico

con una cobertura de silicona o de material termoplástico. Esta última opción también es una alternativa factible, ya que las propiedades de este material pueden servir para una sujeción estable del equipo en las manijas de agarre. Para esto se debe tomar en cuenta que las uniones estructurales serían conectadas mediante uniones atornillada por su facilidad en el ensamblado y desensamblado, por lo que la elección de tornillos es un factor clave para la sujeción.

#### 5.4.4. Estabilidad y deslizamiento

Una máquina de ensayos de tensión suele trabajar con fuerzas altas, y estas podrían alcanzar a tener efectos en el sistema que podrían llevar a que el equipo empezara a desestabilizarse, por lo que es necesario que el sistema pueda mantenerse en equilibrio. También puede llegar a ser afectada por factores externos, como movimientos por temblores o que de forma accidental alguien haga contacto con el equipo, por lo que debe tener algún componente que brinde la fuerza de fricción necesaria para evitarlo. En equipos de computadora es común que utilicen un material polímero para que exista esta fuerza de fricción entre el equipo y la superficie en la que se encuentra, siendo estos las patas de hule.

De acuerdo con un documento de Persson, el hule ha sido un material utilizado durante varios años en maquinaria y otras industrias debido a su importancia práctica. El hule es un sólido especial, ya que se suele diferenciar de otros por su bajo módulo elástico y su alta fricción interna, lo que implica que tiene un coeficiente de fricción relativamente alto. El hule también es un material ideal debido a que su coeficiente de fricción cambia poco a pesar de que existan grandes cambios en velocidad o temperatura. (Persson, [2001](#)) Para insertar las patas de hule al sistema, sería necesario en el maquinado de la base proveer espacio para insertar estos componentes y unirlos por medio de algún pegamento de alta resistencia.

### 5.5. Recopilación de datos

Para completar una máquina de ensayos es necesario que esta pueda mostrar a los usuarios los valores en los que se están trabajando, ya que el uso de estos es para investigación y aprendizaje, por lo que los resultados experimentales se deben poder entender. Existen dos formas en las que se pueden visualizar los datos de fuerza que ocurren en una máquina de ensayos de tensión: forma análoga y forma digital.

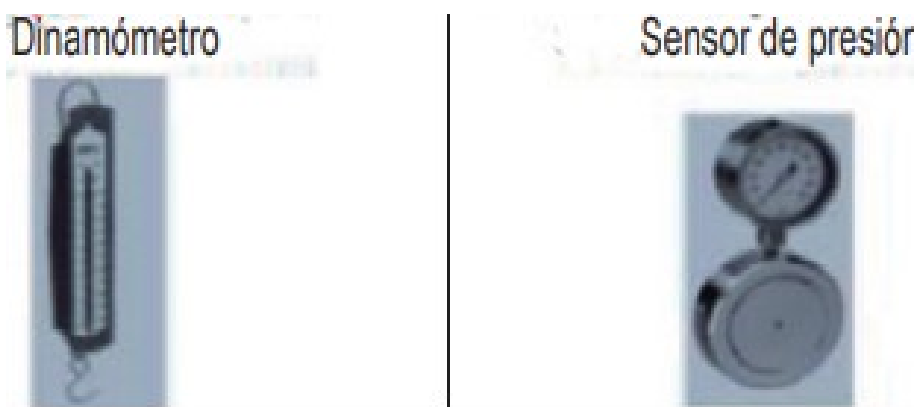
#### 5.5.1. Recopilación de datos de forma análoga

De acuerdo con el trabajo de Obando, Sepúlveda, Piambac y Moran, hay dos formas en la que se pueden visualizar los datos de esta forma, la cual es considerada como el registro de carga. Estas formas son con el uso de un dinamómetro y con un manómetro. (Obando et al., [2020](#)) De acuerdo con una investigación en conjunto de la “Universidad de Valencia” con la “Universidad de Murcia”, los dinamómetros son de las herramientas y métodos más utilizados en la medición de fuerzas. A pesar de ser bastante utilizado, tiene la problemática que suele trabajar con rangos de fuerzas relativamente bajos a los de una máquina de tensión,

como en el de la investigación previa, donde a partir de los 200 N de fuerza es que se tienen dificultades. (González-Rosalén et al., 2021) Este método resulta más adecuado en sistemas de accionamiento mecánico, ya que la otra forma se basa trabajando con presiones de fluidos.

De acuerdo con una investigación de la “Universidad de la República” de Uruguay, los manómetros a pesar de que miden la presión, también son un tipo de plataforma de equilibrio o plataforma de fuerza, por lo que se pueden utilizar para calcular la fuerza que se está aplicando en un objeto. (Bellini, 2009) Un ejemplo de este tipo de plataforma son las balanzas de masa que las personas utilizan para medir el peso de sus cuerpos. Esta herramienta se puede utilizar debido al principio de la presión, el cual se obtiene en el cálculo de fuerza entre área. En el mercado hay una gran variedad de estas, que pueden alcanzar hasta 1200 kN, y suelen ser frecuentemente usadas en aplicaciones industriales.

Figura 9. Dinamómetro y manómetro

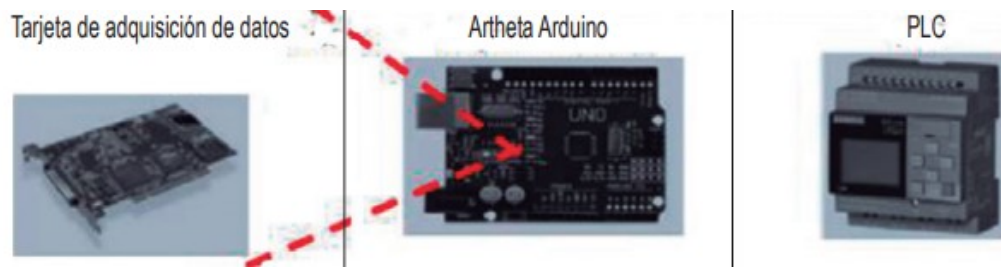


Nota. Obando, Sepúlveda, Piambac & Moran (2020). *Desarrollo de una prensa para ensayos de tensión en polímeros*.

### 5.5.2. Recopilación de datos de forma digital

En el mismo documento donde se revelan las formas análogas para la recolección de datos, también se revela que hay tres formas en las que se pueden visualizar los datos de esta forma, pero que también se pueden almacenar en una base de datos, lo que puede servir para ilustrar resultados de pruebas. Estas formas son una tarjeta de adquisición de datos, PLC (Control Lógico Programable), y Arduino. (Obando et al., 2020) La problemática de las dos primeras formas son sus precios de adquisición, que suelen ser relativamente altos. A diferencia de estos, Arduino es un equipo más barato y fácil de conseguir, además de que su programación de datos puede considerarse simple. De acuerdo con un trabajo de la “Universidad Politécnica de Valencia”, Arduino es una plataforma de hardware y software, siendo el hardware libre de diseño y de distribución, por lo que permite a que se pueda desarrollar cualquier tipo de proyecto sin necesidad de adquirir licencias. Arduino trabaja con una placa principal, la cual tiene entradas y salidas a las cuales se pueden conectar sensores, actuadores, comunicadores o servidores. (Sánchez, 2012) En cuanto al software, este tiene un lenguaje propio el cual se puede programar en la aplicación de Arduino, y es la que permite al hardware ejecutar los proyectos.

Figura 10. Tarjeta de adquisición de datos, Arduino y PLC



Nota. Obando, Sepúlveda, Piambac & Moran (2020). *Desarrollo de una prensa para ensayos de tensión en polímeros.*

## 6.1. Descripción de metodología

El trabajo nació de la necesidad que tiene la Universidad del Valle de Guatemala de obtener una máquina de pruebas de tensión para materiales, específicamente materiales poliméricos y compuestos, para que pueda utilizarse en el campus central, ubicado en la ciudad de Guatemala, Guatemala. Por medio de investigación se pudo identificar el problema en relación con lo anterior, el cual se basa en cómo los precios elevados de equipos mecánicos llegan a afectar considerablemente a las áreas de investigación y educación en el país, ya que hace más difícil financiar la compra de productos para el aprendizaje.

El objetivo del proyecto es diseñar una máquina de ensayo de tensión para uso investigativo y de aprendizaje, donde se busca ser lo más eficiente posible con los recursos para su fabricación, además de su facilidad de transporte. Se busca diseñarla con el menor costo posible y con la mayor parte de los componentes obtenidos de manera local.

Se inició realizando una investigación, la cual se encuentra en el marco teórico, sobre los distintos componentes que deben de implementarse en el equipo para cumplir las funciones del sistema. Entre estos componentes se incluyen los componentes mecánicos con los que se transmitirá la potencia del sistema, partes necesarias para la estructuración ideal de la máquina, propiedades del material con el que trabajará la máquina y medidores para recopilación de datos de pruebas. Con base en esta información es que se seleccionaron las posibles alternativas de cada componente para establecer posibles alternativas de diseño del equipo, y después se evaluaron las ventajas y desventajas de cada una de estas, para que finalmente se seleccionara un diseño preliminar.

Lo siguiente que se realizó fue trabajar en los cálculos de los distintos componentes de la máquina para completar el diseño de esta. Estos resultados se obtuvieron realizando los

cálculos en conjunto con la investigación de propiedades de posibles materiales para cada componente que lo requería. Con base en la iteración es que los resultados eran capaces de actualizarse con cada cambio, lo que permitió visualizar los efectos en un primer instante. Al completar esta tarea se llevó a cabo la investigación de precios de los componentes para tener un anticipo de presupuesto del equipo.

A partir de obtener los resultados calculados, se procedió de manera digital a realizar el diseño de la máquina, siendo inicialmente el diseño de la estructura. Al completar el diseño digital, se realizó una simulación para verificar que el sistema funcionara cuando se fabrique. Algunos de los resultados de la simulación, específicamente las fuerzas de reacción, se reevaluaron con los cálculos para verificar que los componentes de conexión sean capaces de resistir la fuerza crítica.

Posterior a la aprobación del diseño, se realizó el dibujo de planos del equipo, donde a cada pieza no estandarizada se le realizó su plano individual, además de mostrar el ensamblaje de la máquina completa y de los subensambles del equipo. Para finalizar, se realizó la tabla que lleva el presupuesto final del equipo, donde se enlista cada pieza, sus especificaciones, su material, la cantidad de piezas necesarias, y el costo total del equipo, con un valor en moneda local.

## 6.2. Definición de requisitos

Cuadro 1. Identificación de códigos de requisitos

Sección	
<b>ES</b>	Estructura
<b>TP</b>	Transmisión de potencia
<b>AE</b>	Área de ensayo
<b>ME</b>	Medidores
Necesidad	
<b>DI</b>	Dimensiones
<b>SE</b>	Seguridad
<b>ET</b>	Estabilidad
<b>AP</b>	Aplicación
<b>TR</b>	Transporte
<b>DA</b>	Datos
<b>RE</b>	Recursos económicos

Cuadro 2. Tabla de requisitos

Código	Requisito
ES-DI-01	El sistema no puede tener una masa mayor a 60 kg.
ES-DI-02	La altura del equipo no debe ser mayor a 900 mm en estado retraído.
ES-DI-03	La longitud del equipo no debe ser mayor a 650 mm.
ES-DI-04	El ancho del equipo no debe ser mayor a 650 mm.
ES-SE-01	Todo esfuerzo por considerar debe tener un factor de seguridad de al menos 2 contra la fluencia.
ES-SE-02	El material de los asideros debe tener una conductividad térmica baja.
ES-SE-03	El contacto con la superficie no puede permitir que el equipo se deslice.
ES-ET-01	La estructura de la máquina debe ser capaz de mantener un balance estático en todo momento.
ES-ET-02	La máquina debe tener un máximo de 4 columnas capaces de mantener la estructura y operación.
ES-TR-01	La máquina debe tener 2 asideros para el transporte.
ES-RE-01	El costo de los materiales no debe ser mayor a Q 12,000.00.
ES-RE-02	Los materiales se pueden conseguir afuera de Guatemala solamente cuando no sean accesibles de conseguir en el país.
TP-DI-01	La máquina debe ser capaz de transmitir al menos 20 kN de fuerza en tensión en los objetos de prueba.
TP-SE-01	El sistema hidráulico debe tener una válvula de alivio para que los usuarios puedan limitar la presión.
AE-DI-01	La carrera mínima para las pruebas debe ser de 40 mm.
AE-AP-01	La sujeción de las piezas de prueba debe ser capaz de adaptarse a distintas probetas y materiales.
ME-DA-01	La fuerza que este aplicando el sistema se debe mostrar por medio de un medidor de fuerza análogo.
ME-DA-02	El sistema hidráulico debe tener un manómetro que indique la presión de operación.

## 6.3. Diseños preliminares

### 6.3.1. Componentes

Para poder visualizar los posibles diseños de la máquina, primero se realizó un listado de los componentes que debe tener el equipo, y de uno de estos se anotaron las posibles alternativas que pueden utilizarse.

Los posibles componentes fueron los siguientes:

#### 1. Accionamientos

- a) Accionamiento mecánico
- b) Accionamiento neumático
- c) Accionamiento hidráulico

2. Columnas
  - a) 2 columnas
  - b) 4 columnas
3. Sujeción para pruebas
  - a) Mordaza de tipo cónica con superficie labrada
  - b) Mordaza de tipo pinza
  - c) Mordaza de agarre por forma
  - d) Mordaza de agarre por forma variable
4. Sujeción de equipo
  - a) Sujetadores de metal con cobertor de termoplástico
  - b) Sujetadores de silicona o algún otro material termoplástico
5. Estabilidad
  - a) Componentes de hule
6. Recopilación de datos de forma análoga
  - a) Dinamómetro
  - b) Manómetro
  - c) Reloj comparador para la medición de desplazamiento

### **6.3.2. Alternativas y evaluación de estas**

Con base en estos componentes, se decidió formular tres distintas alternativas, y evaluar cada una de estas con sus ventajas y desventajas. Para cada una de las alternativas también se dibujó su respectivo boceto para dar una idea principal de lo que se buscaría alcanzar, pero que no sería necesariamente el resultado final.

Como se notará más adelante, los componentes que no se incluyeron en ninguna de las alternativas fueron el accionamiento neumático, la mordaza de tipo pinza, y la mordaza de agarre por forma. Estas no fueron seleccionadas por las siguientes razones:

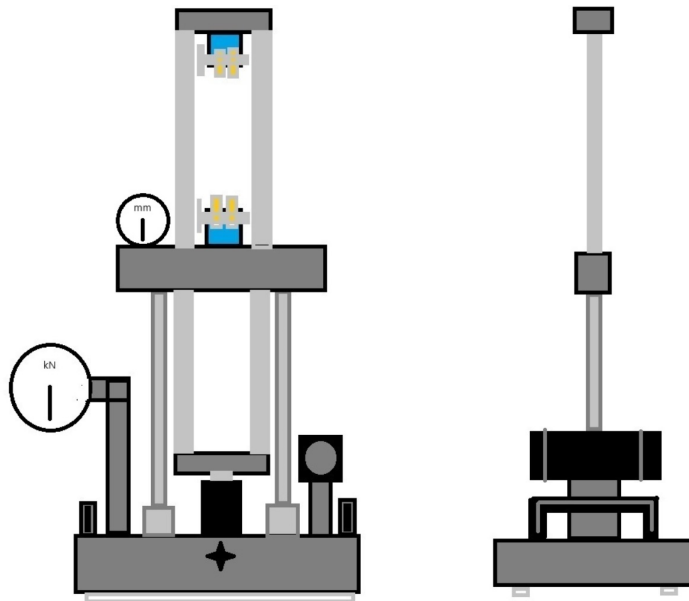
- El accionamiento neumático se caracteriza por trabajar a altas velocidades y de forma explosiva, lo que no es apto para este tipo de ensayo.
- Las mordazas de tipo pinza y de agarre por forma no son tan versátiles en sus aplicaciones, además de que los otros tipos de mordazas presentan una mayor facilidad de obtención.

Las alternativas fueron las siguientes:

## Alternativa 1

1. Accionamiento hidráulico
2. 4 columnas
3. Mordaza de agarre por forma variable
4. Sujetadores metálicos (sin definir) con cobertor de material termoplástico
5. Componentes de hule
6. Manómetro - Reloj comparador para la medición de desplazamiento

Figura 11. Boceto alternativa 1



Nota. Captura de pantalla de Microsoft Paint reimpresas por cortesía de Microsoft Corporation.  
Fuente: Elaboración propia.

Ventajas:

- Facilidad de instalación por el accionamiento hidráulico.
- Capacidad de trabajar con fuerzas elevadas en un espacio reducido.
- Facilidad de ensamblaje de las columnas.
- Versatilidad de uso de mordaza.
- Posibilidad de fabricar mordazas por cuenta propia.
- Facilidad de adquisición de componentes de sujeción. (Es más fácil encontrar sujetadores de metal que de polímeros).

- Facilidad de adquisición de material para estabilidad.

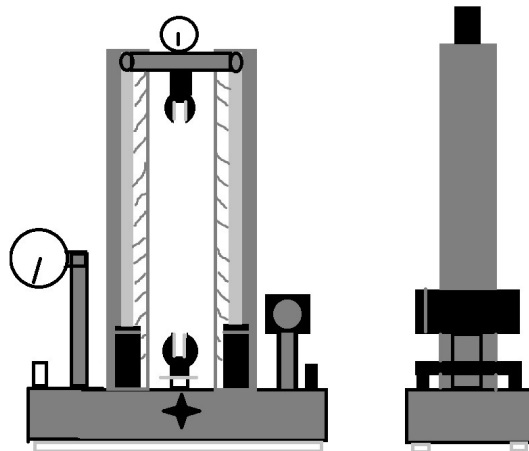
Desventajas:

- Es el tipo de accionamiento más costoso.
- Relativamente más costoso al necesitar más cantidad de piezas.
- Mordazas no tan atractivas estéticamente.
- Necesidad de maquinar la base del sistema para insertar componentes de estabilidad.
- Componentes de medición análoga más costosos.

## Alternativa 2

1. Accionamiento hidráulico
2. 2 columnas
3. Mordaza de tipo cónica con superficie labrada
4. Sujetadores de silicona o algún otro material termoplástico
5. Componentes de hule
6. Manómetro - Reloj comparador para la medición de desplazamiento

Figura 12. Boceto alternativa 2



Nota. Captura de pantalla de Microsoft Paint reimpresas por cortesía de Microsoft Corporation.  
Fuente: Elaboración propia.

Ventajas:

- Facilidad de instalación por el accionamiento hidráulico.
- Capacidad de trabajar con fuerzas elevadas en un espacio reducido.
- Menor costo en las columnas al necesitar menor cantidad de piezas.
- Mordaza estéticamente atractiva, presenta profesionalismo.
- Mayor seguridad para el operario cuando se transporta el equipo.
- Facilidad de adquisición de material para estabilidad.

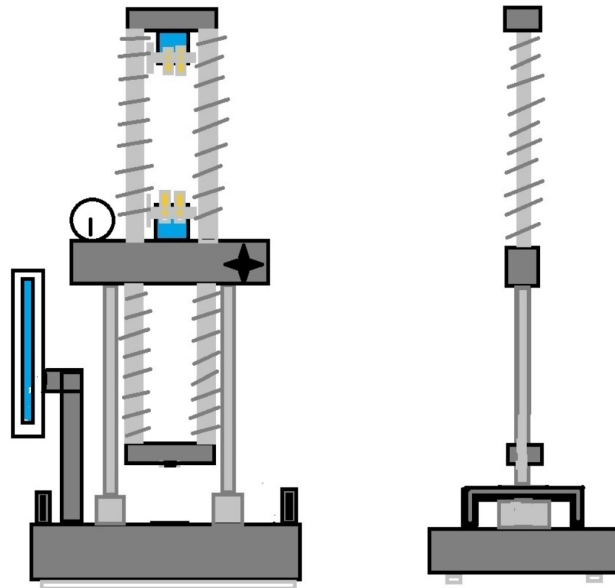
Desventajas:

- Es el tipo de accionamiento más costoso.
- En este diseño se requerirían hasta dos accionamientos hidráulicos (uno por columna), lo que aumentaría el costo considerablemente.
- Complicaciones de ensamblado al tener que cubrir alrededor de las columnas.
- Mordazas no tan versátiles.
- Mordazas más complicadas de conseguir que las de las otras alternativas.
- Mayor dificultad de conseguir sujetadores de polímeros.
- Mayor costo de sujetadores.
- Necesidad de maquinar la base del sistema para insertar componentes de estabilidad.
- Componentes de medición análoga más costosos.

### **Alternativa 3**

1. Accionamiento mecánico
2. 4 columnas
3. Mordaza de agarre por forma variable
4. Sujetadores metálicos (sin definir) con cobertor de material termoplástico
5. Componentes de hule
6. Dinamómetro - Reloj comparador para desplazamiento

Figura 13. Boceto alternativa 3



Nota. Captura de pantalla de Microsoft Paint reimpresas por cortesía de Microsoft Corporation.  
Fuente: Elaboración propia.

#### Ventajas:

- Alta probabilidad de que sea de menor costo que otros tipos de accionamientos.
- Factibilidad de un diseño propio.
- Facilidad de ensamblado de columnas.
- Versatilidad de uso de mordaza.
- Posibilidad de fabricar mordazas por cuenta propia.
- Facilidad de encontrar componentes de sujeción. (Es más fácil encontrar sujetadores de metal que de polímeros).
- Facilidad de adquisición de material para estabilidad.
- Menor costo del componente de medición de datos análoga.

#### Desventajas:

- Mayor complicación para conseguir piezas del sistema de accionamiento.
- Necesidad de desarrollar un diseño y analizar cada componente para verificar su funcionamiento.
- Relativamente más costoso al necesitar más cantidad de piezas.

- Mordazas no tan atractivas estéticamente.
- Existe una leve posibilidad de que el usuario entre en contacto con conductor de calor si ocurriera algún daño en el material aislante.
- Necesidad de maquinar la base del sistema para insertar componentes de estabilidad.
- Componentes de medición análoga menos preferible debido a que se dificulta más para el usuario leer la información.

### 6.3.3. Selección de diseño

La siguiente tabla muestra los criterios para la elección de la mejor alternativa, donde el criterio para el puntaje se basa en las ventajas que cada una de las alternativas en distintos aspectos de la máquina, y el puntaje total permitirá identificar la alternativa más adecuada. El rango de puntaje es de 1 a 10, siendo 10 el valor más alto por categoría. Por lo tanto, el puntaje total máximo posible sería de 80. En el caso de un empate en el puntaje, el criterio de desempate será a favor de la alternativa con menor número de desventajas.

Cuadro 3. Tabla de decisión de alternativas

Categoría	Alternativas		
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Dimensiones	8	9	8
Seguridad	8	9	8
Estabilidad	8	8	8
Aplicación	9	6	9
Facilidad de fabricación	10	6	8
Datos	9	7	7
Recursos económicos	7	8	10
Presentación	5	9	5
Total	64	62	63

Como se muestra en el Cuadro 3, la alternativa 1 es la que tiene mayor puntaje con base en la cantidad de ventajas que tiene, y que le sigue por detrás la alternativa 3 por solamente 1 punto. La alternativa 1 se caracteriza por ser favorable en la facilidad que brinda en su fabricación, mientras que la alternativa 3 destaca principalmente por su viabilidad económica.

## 6.4. Cálculos y diseño

Para esta sección se dividirán los cálculos en las distintas partes que componen la máquina en general: cilindro hidráulico, sistema de bombeo, columnas y vigas, mordazas de sujeción, base y sujetación. En cuanto a las uniones pernadas del sistema, estas se incluirán

al final de la sección, y la sección de las mordazas tiene de estos cálculos debido al posible roscado en las platinas.

Posterior a los cálculos, otros aspectos de diseño de la máquina se estará presentando, con imágenes y listas de algunos componentes y su explicación. Finalmente se encontrará la información sobre las simulaciones, donde se verificará que el diseño es apto para su fabricación.

### 6.4.1. Cálculos

#### Cilindro hidráulico

Supuestos:

- Se empezarán los cálculos con una fuerza de 20,000 N, con el objetivo de encontrar valores de diámetros comerciales cercanos.
- Se utilizará una presión de 125 bar, ya que 100 bar es un valor común en cilindros hidráulicos, pero se buscará reducir la presión a ese valor con el uso de una válvula.
- Se utilizará un módulo de elasticidad de 2,000,000 bar, siendo este un valor común para vástagos de cilindros hidráulicos.
- Se considerará que el cilindro tiene una carrera de 70 mm, siendo este un valor adecuado para desplazamiento de pruebas de ensayo.
- Se considerará un factor de seguridad de 5 para el vástago del cilindro.
- Se considerará que el tipo de montaje es de ambos extremos fijos, lo que reducirá considerablemente la longitud efectiva del vástago.
- Los diámetros que se elegirán deben de estar en sistema inglés, debido a que en Guatemala resulta más económico comprar cilindros en medida de pulgadas según lo cotizado.

Ecuaciones:

Cuadro 4. Datos de cilindro hidráulico

Cilindro hidráulico			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Fuerza	F	20000	N
Presión	P	12.5	MPa
Módulo de elasticidad	E	200000	MPa
Factor de seguridad	v	5	
Longitud	L	267	mm

Cuadro 5. Datos por calcular de cilindro hidráulico y su nomenclatura

Cilindro hidráulico	
Nombre	Nomenclatura
Área émbolo	A
Diámetro émbolo mínimo	D
Longitud efectiva	Lk
Diámetro vástago mínimo	d
Diámetro émbolo elegido	D1
Diámetro vástago elegido	d1
Área émbolo elegido	A1
Área de compresión	Ac
Fuerza de tensión en máquina de ensayo	F
Fuerza de compresión en máquina de ensayo	Fc

Para escoger las medidas más importantes del cilindro hidráulico principal de la máquina, es necesario basarse en los datos que se presentan en el Cuadro 4. Entre estos datos se conocen la fuerza mínima que se requiere que la máquina ejerza y el valor de la presión que fue elegida. Por lo tanto, por medio de las ecuaciones 5 y 6 es que se calculan el área y el diámetro mínimo para émbolo del pistón, respectivamente.

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{F}{A} \\
 A &= \frac{F}{P} \\
 A &= \frac{20000N}{12.5 \frac{N}{mm^2}} \\
 A &= 1600mm^2
 \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{\pi}{4} * D^2 \\
 D &= \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} \\
 D &= \sqrt{\frac{4 * 1600mm^2}{\pi}} \\
 D &= 45.14mm
 \end{aligned} \tag{6}$$

Para determinar el diámetro mínimo del vástago primero se debe determinar el valor de la carrera efectiva basándose en el montaje de ambos extremos fijos y utilizando la longitud que se supone para el cilindro. Posteriormente se debe despejar y aplicar la ecuación de Euler para el pandeo en barras cilíndricas.

$$\begin{aligned}
L_k &= 0.5 * L \\
L_k &= 0.5 * 267mm \\
L_k &= 133.5mm
\end{aligned} \tag{7}$$

$$\begin{aligned}
F &= \frac{\pi^3 * E * d^4}{64 * v * L_k^2} \\
d &= \sqrt[4]{\frac{64 * v * L_k^2 * F}{\pi^3 * E}} \\
d &= \sqrt[4]{\frac{64 * 5 * (133.5mm)^2 * 20000N}{\pi^3 * 200000 \frac{N}{mm^2}}} \\
d &= 11.65mm
\end{aligned} \tag{8}$$

Con los resultados obtenidos para los diámetros mínimos, se puede hacer la elección de los valores para el diámetro del vástago y el diámetro del émbolo para el cilindro hidráulico. La elección del diámetro del émbolo fue de 50.8 mm y del diámetro del vástago fue de 15.875 mm, los cuales son valores comerciales comunes y conversiones del sistema inglés, 2 in y  $\frac{5}{8}$  in respectivamente.

Debido a que se eligieron los valores respectivos de los diámetros, se debe determinar el área que ocupa el émbolo, la cual es el área aplicada para tensión, y el área donde el fluido es aplicado para compresión del cilindro, en la cual influye el diámetro del vástago.

$$\begin{aligned}
A_1 &= \frac{\pi}{4} * D_1^2 \\
A_1 &= \frac{\pi}{4} * (50.8mm)^2 \\
A_1 &= 2026.83mm^2
\end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
A_c &= \frac{\pi}{4} * (D_1^2 - d_1^2) \\
A_c &= \frac{\pi}{4} * ((50.8mm)^2 - (15.875mm)^2) \\
A_c &= 1828.9mm^2
\end{aligned} \tag{10}$$

Con base en las áreas calculadas se pueden calcular las fuerzas de tensión y compresión máximas que se obtendrán en la máquina de ensayos. Los cálculos de estas fuerzas se obtienen con base en la suposición del valor para la presión de 125 bar.

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{F_t}{A_1} \\
 F_t &= P * A_1 \\
 F_t &= 12.5 \frac{N}{mm^2} * 2026.83mm^2 \\
 F_t &= 25335.37N
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{F_c}{A_c} \\
 F_c &= P * A_c \\
 F_c &= 12.5 \frac{N}{mm^2} * 1828.9mm^2 \\
 F_c &= 22861.22N
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

Resultados:

Cuadro 6. Resumen de resultados para cilindro hidráulico

Cilindro hidráulico			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Área émbolo	A	16	cm <sup>2</sup>
Diámetro émbolo mínimo	D	45.14	mm
Longitud efectiva	Lk	133.5	cm
Diámetro vástago mínimo	d	11.65	mm
Diámetro émbolo elegido	D1	50.8	mm
Diámetro vástago elegido	d1	15.875	mm
Área émbolo elegido	A1	2026.83	mm <sup>2</sup>
Área de compresión	Ac	1828.9	mm <sup>2</sup>
Fuerza de tensión en máquina de ensayo	Ft	25335.37	N
Fuerza de compresión en máquina de ensayo	Fc	22861.22	N

## Sistema de bombeo

Supuestos:

- Se buscará hacer una relación de fuerzas entre el cilindro hidráulico y el sistema de bombeo mayor a 2.5 veces, con el objetivo de reducir la fuerza necesaria en el sistema de bombeo a una que sea factible para el operario.
- Se considerará una presión de 125 bar, debido a que se busca analizar el caso crítico.
- Se utilizará un diámetro mayor de 1 in para el tornillo de potencia.

- Se utilizará un paso de 3 mm en el tornillo de potencia, ya que es un paso bastante común para los tornillos con diámetros cercanos.
- Se considerará que el tipo de montaje es de ambos extremos fijos, lo que reducirá considerablemente la longitud efectiva del vástago.
- El diámetro que se elegirá debe estar en sistema inglés, debido a que en Guatemala resulta más económico comprar cilindros en medida de pulgadas según lo cotizado.
- Se utilizará un ángulo de 5 grados para el tornillo de potencia.
- Se considerará que el material del tornillo es de acero seco, y que el material de la tuerca es bronce, con el objetivo de tomar el promedio del rango de coeficientes de fricción, siendo de 0.19.
- Se considerará que la combinación dentro del cilindro de bombeo es de acero duro sobre aluminio, para utilizar un coeficiente de fricción de arranque de 0.17 para compresión.
- Se considerará que el número de roscas en contacto con el tornillo es de 2 para la rosca, y de 3 para la tuerca.
- A la carrera efectiva calculada se le añadirán 30 mm más con el objetivo de darle un nivel de holgura.
- Para la longitud del cilindro se supondrá un valor adicional de 125 mm a la carrera efectiva ya calculada, esto debido a temas de fabricación.
- Se considerará que el material para el tornillo de potencia es acero AISI 705, material que tiene una resistencia a la fluencia de 862 MPa.
- Se considerará que el material para la tuerca de potencia es bronce Pb1, material que tiene una resistencia a la fluencia de 190 MPa. Es preferible que sea la tuerca la que tenga la resistencia a la fluencia más baja debido a que es un componente que es más barato para reemplazar en caso de una falla.
- Se considerará un factor de seguridad de 5 para el vástago del cilindro de bombeo, mientras que los otros componentes del sistema de bombeo buscarán tener un factor de seguridad mayor a 2.

Ecuaciones:

Cuadro 7. Datos de sistema de bombeo y su tornillo de potencia

Sistema de bombeo			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Diámetro émbolo elegido cilindro	D1	50.8	mm
Diámetro émbolo sistema de bombeo	D2	38.1	mm
Fuerza de tensión	F1	25335.37	N
Carrera efectiva del cilindro	C1	70	mm
Módulo de elasticidad	E	200000	MPa
Factor de seguridad	v	5	
Tornillo de potencia			
Diámetro medio	dm	23.9	mm
Diámetro mayor	d	25.4	mm
Diámetro menor	dr	22.4	mm
Paso	p	3	mm
Ángulo	$\lambda$	5	°
Coefficiente de fricción	f	0.19	
Coefficiente de fricción de collarín	fc	0.17	
Diámetro medio de collarín	dc	38.1	mm
Número de roscas en contacto	nts	2	
Resistencia a la fluencia de acero AISI 705	Sys	862	MPa
Tuerca			
Número de roscas en contacto	ntn	3	
Resistencia a la fluencia de bronce Pb1	Syn	190	MPa

Cuadro 8. Datos por calcular de sistema de bombeo y su tornillo de potencia, y su nomenclatura

Sistema de bombeo y tornillo de potencia	
Nombre	Nomenclatura
Fuerza de compresión axial	F2
Carrera del sistema de bombeo	C2
Carrera efectiva del sistema de bombeo	Ck
Longitud del sistema de bombeo	L2
Cargas, longitud de avance, y torques	
Carga para elevar	PR
Avance	l
Torque para elevar	TR
Torque del collarín	Tc
Esfuerzos en el cuerpo del tornillo de potencia	
Esfuerzo axial	$\sigma$
Factor de seguridad normal	$v_n$
Esfuerzo cortante por torsión	$\tau_t$
Factor de seguridad cortante	$v_c$
Esfuerzos en la parte superior de la raíz de la rosca del tornillo	
Esfuerzo axial eje x	$\sigma_{xs}$
Esfuerzo axial eje y	$\sigma_{ys}$
Esfuerzo axial eje z	$\sigma_{zs}$
Esfuerzo cortante plano xy	$\tau_{xys}$
Esfuerzo cortante plano yz	$\tau_{yzs}$
Esfuerzo cortante plano zx	$\tau_{zxs}$
Esfuerzo Von Mises para raíz de rosca	$\sigma's$
Factor de seguridad Von Mises	$v's$
Esfuerzo en la rosca del tornillo	
Esfuerzo de apoyo en rosca	$\sigma_{Bs}$
Factor de seguridad normal en apoyo en rosca	$v_nBs$
Esfuerzo de flexión en la raíz de rosca	$\sigma_{bs}$
Factor de seguridad normal en la raíz de rosca	$v_nbs$
Esfuerzo cortante por flexión	$\tau_{fs}$
Factor de seguridad cortante en la rosca del tornillo	$v_{cs}$

Cuadro 9. Datos por calcular de la tuerca del tornillo de potencia, y su nomenclatura

Tuerca de tornillo de potencia	
Nombre	Nomenclatura
Esfuerzos en la parte superior de la raíz de la rosca de la tuerca	
Esfuerzo axial eje x	$\sigma_{xn}$
Esfuerzo axial eje y	$\sigma_{yn}$
Esfuerzo axial eje z	$\sigma_{zn}$
Esfuerzo cortante plano xy	$\tau_{xyn}$
Esfuerzo cortante plano yz	$\tau_{yzn}$
Esfuerzo cortante plano zx	$\tau_{zxn}$
Esfuerzo Von Mises para raíz de rosca	$\sigma'n$
Factor de seguridad Von Mises	$v'n$
Esfuerzo en la rosca de la tuerca	
Esfuerzo de apoyo en rosca	$\sigma_{Bn}$
Factor de seguridad normal en apoyo en rosca	$v_n B_n$
Esfuerzo de flexión en la raíz de rosca	$\sigma_{bn}$
Factor de seguridad normal en la raíz de rosca	$v_n b_n$
Esfuerzo cortante por flexión	$\tau_{fn}$
Factor de seguridad cortante en la rosca de la tuerca	$v_{cn}$

El sistema utiliza un segundo cilindro hidráulico para generar la potencia que se desea que el primer cilindro aplique, por lo que estos se encuentran conectados entre ellos y trabajando bajo una misma presión en un caso crítico. Por lo mismo es que se utiliza la ecuación 13, la cual calcula la fuerza que debe ejercer el segundo cilindro basándose en la Ley de Pascal y asumiendo el valor del diámetro de 38.1 mm, lo cual es  $1\frac{1}{2}$  in en sistema inglés. La ecuación 14 también utiliza la Ley de Pascal, y se basa en la equivalencia de volumen del fluido para calcular cuánto es la carrera necesaria que el segundo cilindro debe tener.

$$\begin{aligned}
 \text{Presion1} &= \text{Presion2} \\
 \frac{F_1}{A_1} &= \frac{F_2}{A_2} \\
 F_2 &= F_1 * \frac{A_2}{A_1} \\
 F_2 &= F_1 * \frac{((D_2)^2)}{(D_1)^2} \\
 F_2 &= 25335.37N * \frac{((38.1mm)^2)}{(50.8mm)^2} \\
 F_2 &= 14251.15N
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

$$\begin{aligned}
Volumen_1 &= Volumen_2 \\
\pi * \frac{(D_1)^2}{2} * C_1 &= \pi * \frac{(D_2)^2}{2} * C_2 \\
C_2 &= \frac{((D_1)^2)}{(D_2)^2} * C_1 \\
C_2 &= \frac{((50.8mm)^2)}{(38.1mm)^2} * 70mm \\
C_2 &= 124.4mm
\end{aligned} \tag{14}$$

Con base en la carrera mínima necesaria para el cilindro es que se pueden adicionar otros valores que sirven como suposiciones de la holgura y de la longitud del resto del cilindro para obtener la longitud total.

Las siguientes ecuaciones sirven para determinar las cargas que el tornillo de potencia del cilindro de bombeo necesita para aplicar la presión requerida, por lo que da el valor de carga para elevar. Para estas ecuaciones se utiliza el valor de la fuerza que se calculó con la ecuación 13.

$$\begin{aligned}
P_R &= \frac{F * (\text{sen } \lambda + f * \text{cos } \lambda)}{\text{cos } \lambda - f * \text{sen } \lambda} \\
P_R &= \frac{14251.15N * (\text{sen}(5) + 0.19 * \text{cos}(5))}{\text{cos}(5) - 0.19 * \text{sen}(5)} \\
P_R &= 4021.38N
\end{aligned} \tag{15}$$

Previo al cálculo de los esfuerzos del tornillo de potencia, se requiere obtener el valor del torque para alcanzar la presión máxima. Al ser un tornillo, este cuenta con varios diámetros, pero para estos cálculos se utiliza el diámetro medio.

$$\begin{aligned}
\frac{l}{\pi * d_m} &= \tan \lambda \\
l &= \pi * d_m * \tan \lambda \\
l &= \pi * 23.9mm * \tan(5) \\
l &= 6.57mm
\end{aligned} \tag{16}$$

$$\begin{aligned}
T_R &= \left( \frac{F * d_m}{2} * \left( \frac{l + \pi * f * d_m}{\pi * d_m - f * l} \right) \right) * \frac{1}{1000} \\
T_R &= \left( \frac{14251.15N * 23.9mm}{2} * \left( \frac{6.57mm + \pi * 0.19 * 23.9mm}{\pi * 23.9mm - 0.19 * 6.57mm} \right) \right) * \frac{1m}{1000mm} \\
T_R &= 48.06Nm
\end{aligned} \tag{17}$$

En cuanto al collarín, este tiene su propio torque, y su cálculo es necesario ya que se utiliza para obtener el torque total en la suma de este valor con el torque para elevar. Esta

ecuación requiere del diámetro del collarín, pero al ser un tornillo de potencia, el émbolo del cilindro es el collarín.

$$T_c = \left( \frac{F * f_c * d_c}{2} \right) * \frac{1}{1000}$$

$$T_c = \left( \frac{14251.15N * 0.17 * 38.1mm}{2} \right) * \frac{1m}{1000mm} \quad (18)$$

$$T_c = 46.15Nm$$

Para poder elegir un tornillo de potencia es necesario determinar los esfuerzos a los que se someterá y que las dimensiones y material sea capaz de resistirlos y trabajar con ellos, por lo que son varios cálculos necesarios los que se deben de hacer. Las siguientes ecuaciones muestran los cálculos para los esfuerzos en el cuerpo del tornillo de potencia, los cuales incluyen el esfuerzo axial, el esfuerzo cortante por torsión, y sus respectivos factores de seguridad. Para estos cálculos el diámetro que se utiliza cambia al diámetro menor del tornillo.

$$\sigma = \frac{4 * F}{\pi * d_r^2}$$

$$\sigma = \frac{4 * 14251.15N}{\pi * (22.4mm)^2} \quad (19)$$

$$\sigma = 36.16 \frac{N}{mm^2}$$

$$v_n = \frac{S_{ys}}{\sigma}$$

$$v_n = \frac{862 \frac{N}{mm^2}}{36.16 \frac{N}{mm^2}} \quad (20)$$

$$v_n = 23.84$$

$$\tau_t = \frac{16 * T}{\pi * d_r^3}$$

$$\tau_t = \frac{16 * 94207.82Nmm}{\pi * (22.4mm)^3} \quad (21)$$

$$\tau_t = 42.69 \frac{N}{mm^2}$$

$$v_c = \frac{S_{ys} * 0.577}{\tau_t}$$

$$v_c = \frac{862 \frac{N}{mm^2} * 0.577}{42.69 \frac{N}{mm^2}} \quad (22)$$

$$v_c = 11.65$$

Para obtener el esfuerzo de Von Mises en la parte superior de la raíz de la rosca se debe utilizar la ecuación 29, pero para calcular este valor, es necesario obtener primero los valores de los esfuerzos axiales de cada eje, y los esfuerzos cortantes de cada plano.

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{6 * F}{\pi * d_r * n_t * p} \\ \sigma_x &= \frac{6 * 14251.15N}{\pi * 22.4mm * 2 * 3mm} \\ \sigma_x &= 202.51 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}\quad (23)$$

$$\begin{aligned}\sigma_y &= -\frac{4 * F}{\pi * d_r^2} \\ \sigma_y &= -\frac{4 * 14251.15N}{\pi * (22.4mm)^2} \\ \sigma_y &= -36.16 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}\quad (24)$$

$$\sigma_z = 0 \frac{N}{mm^2} \quad (25)$$

$$\tau_{xy} = 0 \frac{N}{mm^2} \quad (26)$$

$$\begin{aligned}\tau_{yz} &= \frac{16 * T}{\pi * d_r^3} \\ \tau_{yz} &= \frac{16 * 94207.82Nmm}{\pi * (22.4mm)^3} \\ \tau_{yz} &= 42.69 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}\quad (27)$$

$$\tau_{zx} = 0 \frac{N}{mm^2} \quad (28)$$

$$\begin{aligned}\sigma' &= \frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{((\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 * (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2))} \\ \sigma' &= \frac{1}{\sqrt{2}} * \sqrt{((202.51 \frac{N}{mm^2} - (-36.16 \frac{N}{mm^2}))^2 + ((-36.16 \frac{N}{mm^2}) - 0)^2 + \\ &\quad (0 - 202.51 \frac{N}{mm^2})^2 + 6 * (0^2 + (42.69 \frac{N}{mm^2})^2 + 0^2))} \\ \sigma' &= 234.75 \frac{N}{mm^2}\end{aligned}\quad (29)$$

$$\begin{aligned}
v'_s &= \frac{S_{ys}}{\sigma'} \\
v'_s &= \frac{862 \frac{N}{mm^2}}{234.75 \frac{N}{mm^2}} \\
v'_s &= 3.67
\end{aligned} \tag{30}$$

Los esfuerzos en la rosca del tornillo se obtienen con las siguientes ecuaciones. Además, se deben de volver a aplicar las ecuaciones 20 y 22 para calcular sus respectivos factores de seguridad. Estos terminarán de indicar si el tornillo es apto para el uso deseado.

$$\begin{aligned}
\sigma_{Bs} &= -\frac{2 * F}{\pi * d_m * n_t * p} \\
\sigma_{Bs} &= -\frac{2 * 14251.15N}{\pi * 23.9mm * 2 * 3mm} \\
\sigma_{Bs} &= -63.27 \frac{N}{mm^2}
\end{aligned} \tag{31}$$

Aplicación de la ecuación 24:

$$\begin{aligned}
v_{nBs} &= \frac{862 \frac{N}{mm^2}}{63.27 \frac{N}{mm^2}} \\
v_{nBs} &= 13.63
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{bs} &= \frac{6 * F}{\pi * d_m * n_t * p} \\
\sigma_{bs} &= \frac{6 * 14251.15N}{\pi * 23.9mm * 2 * 3mm} \\
\sigma_{bs} &= 202.51 \frac{N}{mm^2}
\end{aligned} \tag{32}$$

Aplicación de la ecuación 24:

$$\begin{aligned}
v_{nbs} &= \frac{862 \frac{N}{mm^2}}{202.51 \frac{N}{mm^2}} \\
v_{nbs} &= 4.26
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\tau_{fs} &= \frac{3 * F}{\pi * d_m * n_t * p} \\
\tau_{fs} &= \frac{3 * 14251.15N}{\pi * 23.9mm * 2 * 3mm} \\
\tau_{fs} &= 101.26 \frac{N}{mm^2}
\end{aligned} \tag{33}$$

Aplicación de la ecuación 26:

$$v_{cs} = \frac{862 \frac{N}{mm^2} * 0.577}{101.26 \frac{N}{mm^2}}$$
$$v_{cs} = 4.91$$

En cuanto a los cálculos de la tuerca para el sistema de bombeo, lo que se debe realizar es lo mismo que en los últimos tres párrafos, aplicar de las ecuaciones 23 a 33, y las ecuaciones de los respectivos factores de seguridad. Es el mismo procedimiento, solamente que cambian datos como el número de roscas o dientes en contacto y las propiedades de resistencia a la fluencia del material del que se conforma el componente. Por ser el mismo procedimiento, pero con algunos datos diferentes, es que no se muestra el procedimiento para los valores de la tuerca, ya que se considera repetitivo. En cambio, los resultados de los cálculos para la tuerca se encuentran en el Cuadro 11, mientras que en el Cuadro 10 se presenta el resumen de los resultados del procedimiento para el tornillo de potencia.

Resultados:

Cuadro 10. Resumen de resultados para sistema de bombeo y su tornillo de potencia, y su nomenclatura

Sistema de bombeo y tornillo de potencia			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Fuerza de compresión axial	F2	1.15	N
Carrera del sistema de bombeo	C2	124.4	mm
Carrera efectiva del sistema de bombeo	Ck	154.44	mm
Longitud del sistema de bombeo	L2	279.44	mm
Cargas, longitud de avance, y torques			
Carga para elevar	PR	4021.38	N
Avance	l	6.57	mm
Torque para elevar	TR	48.06	Nm
Torque del collarín	Tc	46.15	Nm
Esfuerzos en el cuerpo del tornillo de potencia			
Esfuerzo axial	$\sigma$	36.16	MPa
Factor de seguridad normal	vn	23.84	
Esfuerzo cortante por torsión	$\tau_t$	42.69	MPa
Factor de seguridad cortante	vc	11.65	
Esfuerzos en la parte superior de la raíz de la rosca del tornillo			
Esfuerzo axial eje x	$\sigma_{xs}$	202.51	MPa
Esfuerzo axial eje y	$\sigma_{ys}$	-36.16	MPa
Esfuerzo axial eje z	$\sigma_{zs}$	0	MPa
Esfuerzo cortante plano xy	$\tau_{xys}$	0	MPa
Esfuerzo cortante plano yz	$\tau_{yzs}$	42.69	MPa
Esfuerzo cortante plano zx	$\tau_{zxs}$	0	MPa
Esfuerzo Von Mises para raíz de rosca	$\sigma's$	234.75	MPa
Factor de seguridad Von Mises	v's	3.67	
Esfuerzo en la rosca del tornillo			
Esfuerzo de apoyo en rosca	$\sigma_{Bs}$	-63.27	MPa
Factor de seguridad normal en apoyo en rosca	vnBs	13.63	
Esfuerzo de flexión en la raíz de rosca	$\sigma_{bs}$	202.51	MPa
Factor de seguridad normal en la raíz de la rosca	vnbs	4.26	
Esfuerzo cortante por flexión	$\tau_{fs}$	101.26	MPa
Factor de seguridad cortante en la rosca del tornillo	vcs	4.91	

Cuadro 11. Resumen de resultados para tuerca del tornillo de potencia, y su nomenclatura

Tuerca de tornillo de potencia			
Esfuerzos en la parte superior de la raíz de la rosca de la tuerca			
Esfuerzo axial eje x	$\sigma_{xn}$	135.01	MPa
Esfuerzo axial eje y	$\sigma_{yn}$	-36.16	MPa
Esfuerzo axial eje z	$\sigma_{zn}$	0	MPa
Esfuerzo cortante plano xy	$\tau_{xyn}$	0	MPa
Esfuerzo cortante plano yz	$\tau_{yzn}$	42.69	MPa
Esfuerzo cortante plano zx	$\tau_{zxn}$	0	MPa
Esfuerzo Von Mises para raíz de rosca	$\sigma'_{n}$	172.87	MPa
Factor de seguridad Von Mises	$v's$	1.10	
Esfuerzo en la rosca de la tuerca			
Esfuerzo de apoyo en rosca	$\sigma_{Bn}$	-42.18	MPa
Factor de seguridad normal en apoyo en rosca	$vn_{Bn}$	4.50	
Esfuerzo de flexión en la raíz de rosca	$\sigma_{bn}$	135.01	MPa
Factor de seguridad normal en la raíz de la rosca	$vn_{bn}$	1.41	
Esfuerzo cortante por flexión	$\tau_{fn}$	67.50	MPa
Factor de seguridad cortante en la rosca de la tuerca	$vcn$	1.62	

## Columnas y platinas

Supuestos:

- Se considerará que el material para las platinas es acero AISI 1018. Este material tiene una densidad de  $7.87 \text{ g/cm}^3$  y una resistencia a la fluencia de 370 MPa.
- Se considerará que el material para las barras que funcionan como columnas es acero cromado AISI 1045. Se utilizará este material debido a sus propiedades de alta resistencia a la corrosión. Este material tiene una densidad de  $7.85 \text{ g/cm}^3$  y una resistencia a la fluencia de 515 MPa.
- Para las barras se utilizará un módulo de elasticidad de 206000 MPa, siendo este el valor correspondiente para el acero AISI 1045.
- Se considerará que el tipo de montaje es de ambos extremos fijos, lo que reducirá considerablemente la longitud efectiva del vástago.
- Los diagramas de cuerpo libre se presentan en forma de rectángulos, pero tendrán una vista isométrica del diseño de la pieza que servirá de referencia.
- Se buscará obtener factores de seguridad mayores a 1.5 en cada uno de los componentes, debido a que es un valor adecuado para partes fácilmente reemplazables de una máquina de poco uso relativo, la cual rara vez llegará a utilizar su fuerza máxima, y no es perjudicial para los usuarios ante una falla.
- Para las piezas de las barras y platinas se escogerán las dimensiones en los valores comerciales, siendo estas en pulgadas, pero en las tablas de datos y ecuaciones se escribirán en unidades métricas.

- Se considerará que todos los tornillos que estén en los puntos críticos de las columnas y subbase son de  $\frac{5}{16}$  in de diámetro.
- Para los tornillos, se tomará como base un factor de seguridad de 2 para los cálculos.

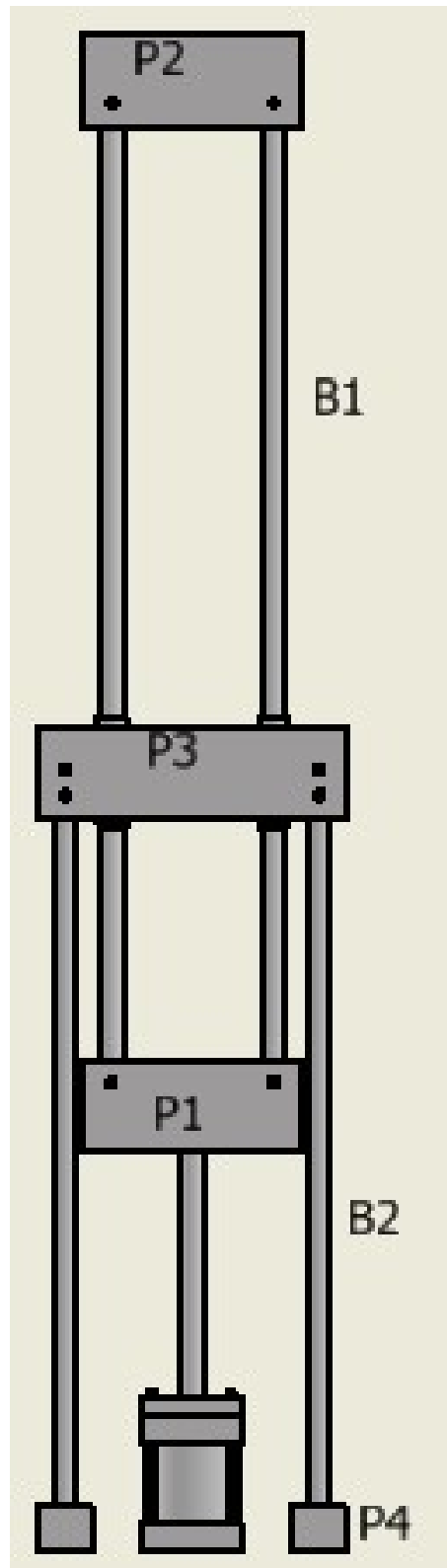
A continuación, se muestra una lista con las piezas que terminaron siendo las seleccionadas para ser utilizadas en la máquina de ensayos. Se decidió colocar esta información de antemano para dejar en claro cuáles son las medidas de cada uno de los componentes con base en los tamaños comerciales que logró obtener. Además, estas medidas son las que se utilizaron en el procedimiento final que se presenta, ya que para llegar a estos valores es que se debió realizar un proceso de varias iteraciones hasta alcanzar el resultado final.

Piezas seleccionadas:

- Platina 1 - 1 in x 6 in x 2.5 in
- Platina 2 - 1 in x 6 in x 2.5 in
- Platina 3 - 1.25 in x 8.5 in x 2.5 in
- Barra 1 - 0.625 in x 28 in
- Barra 2 - 0.625 in x 22 in
- Platina 4 - 1.25 in x 1.25 in x 3 in

La siguiente figura muestra una imagen del diseño parcial de la máquina de ensayo. El objetivo de colocar esta imagen es señalar e indicar cuál componente corresponde a cual, con el objetivo que se pueda identificar en qué lugar se encuentra ensamblada cada parte y cómo se relaciona con el resto del sistema. Las platinas son las que inician con P, mientras que las barras son las que inician con B.

Figura 14. Vista frontal de la máquina y los componentes señalizados



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Ecuaciones:

Cuadro 12. Datos de columnas y platinas

Columnas y platinas			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Densidad de acero AISI 1018	$\rho_1$	7.87	$g/cm^3$
Resistencia a la fluencia de acero AISI 1018	Sy1	370	MPa
Densidad de acero AISI 1045	$\rho_2$	7.85	$g/cm^3$
Resistencia a la fluencia de acero AISI 1045	Sy2	515	MPa
Resistencia de prueba mínima de perno SAE grado 8	Sp	827.371	MPa
Aceleración por la gravedad	g	9.8	$m/s^2$
Fuerza	F	25335.37	N
Módulo de elasticidad	E	206000	MPa
Platina 1 y 2			
Longitud de platina	Lp1	152.4	mm
Altura de platina	Ap1	63.5	mm
Espesor de platina	Ep1	25.4	mm
Distancia entre punto de fuerza aplicada y final de la platina	d1	76.2	mm
Distancia entre eje transversal y punto crítico de la platina	c1	31.75	mm
Platina 3			
Longitud de platina	Lp3	215.9	mm
Altura de platina	Ap3	63.5	mm
Espesor de platina	Ep3	31.75	mm
Distancia entre punto de fuerza aplicada y final de la platina	d3	107.95	mm
Distancia entre eje transversal y punto crítico de la platina	c3	38.1	mm
Platina 4			
Longitud de platina	Lp4	31.75	mm
Altura de platina	Ap4	31.75	mm
Espesor de platina	Ep4	76.2	mm
Fuerza repartida en las columnas	Frc	12667.69	N
Barra 1			
Diámetro de la barra	Db1	15.875	mm
Longitud de la barra	Lb1	711.2	mm
Fuerza repartida en las columnas	Frc	12667.69	N
Factor de seguridad mínimo del tornillo	vmin	2	
Barra 2			
Diámetro de la barra	Db2	15.875	mm
Longitud de la barra	Lb2	558.8	mm
Fuerza repartida en las columnas	Frc	12667.69	N
Factor de seguridad mínimo del tornillo	vmin	2	

Cuadro 13. Datos por calcular de platinas y su nomenclatura

Platinas	
Nombre	Nomenclatura
Platina n	
Volumen de la platina	$V_{pn}$
Peso de la platina	$W_{pn}$
Momento flector en la platina	$M_{pn}$
Momento de inercia en la platina	$I_{pn}$
Esfuerzo normal por flexión en la platina	$\sigma_{fn}$
Factor de seguridad	$v_n$
Platina 4	
Volumen de la platina	$V_{p4}$
Peso de la platina	$W_{p4}$
Área transversal de la platina	$A_4$
Esfuerzo cortante en la platina	$\tau_4$
Factor de seguridad cortante	$v_{c4}$
Esfuerzo de Von Mises	$\sigma'_{4}$
Factor de seguridad	$v_4$

Cuadro 14. Datos por calcular de columnas y su nomenclatura

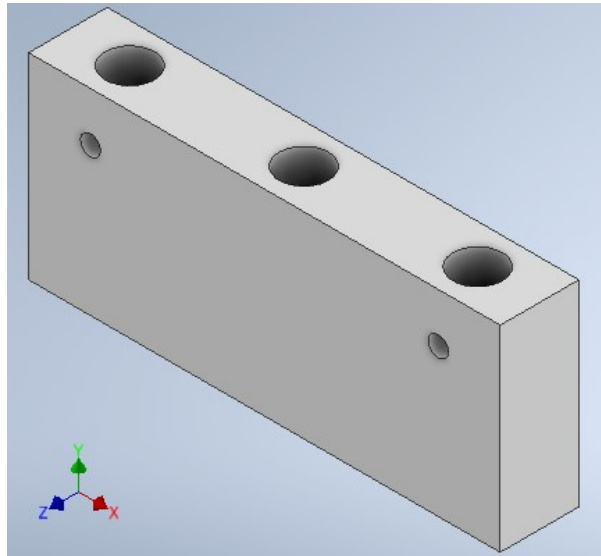
Columnas	
Nombre	Nomenclatura
Barra n	
Volumen de la barra	$V_{bn}$
Peso de la barra	$W_{bn}$
Área tornillo	$A_{tor}$
Diámetro tornillo mínimo	$D_{tm}$
Diámetro tornillo elegido	$D_t$
Área transversal de la barra	$A_n$
Esfuerzo normal axial en la barra	$\sigma_{nn}$
Factor de seguridad en la barra 1	$v_5$
Factor de seguridad en la barra 2	$v_6$
Momento de inercia en la barra	$I_{bn}$
Longitud efectiva de la barra	$L_{kn}$
Carga crítica para la barra	$C_{cn}$
Factor de seguridad al pandeo en la barra 1	$v_{cr5}$
Factor de seguridad al pandeo en la barra 2	$v_{cr6}$

Platina 1, 2, y 3:

Para realizar los cálculos de las platinas, primero fue necesario dibujar un diagrama de cuerpo libre para dar a entender cuales son las dimensiones y donde son aplicadas las fuerzas. Para la platina 1 se observa en la Figura 15 una vista isométrica del componente que sirve

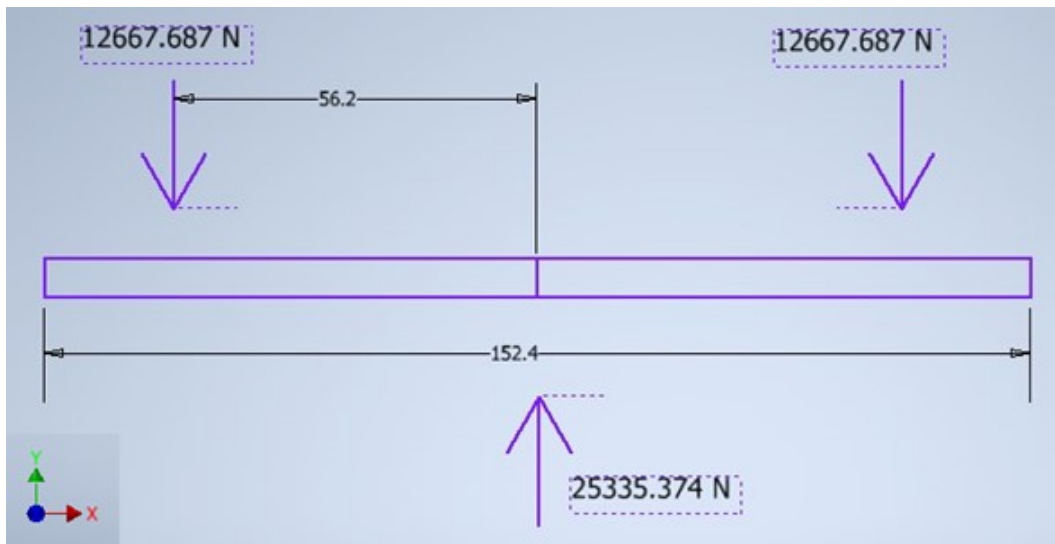
de apoyo como referencia, mientras que en la Figura 16 se encuentra el DCL.

Figura 15. Vista isométrica de la platina 1



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 16. Diagrama de cuerpo libre de la platina 1



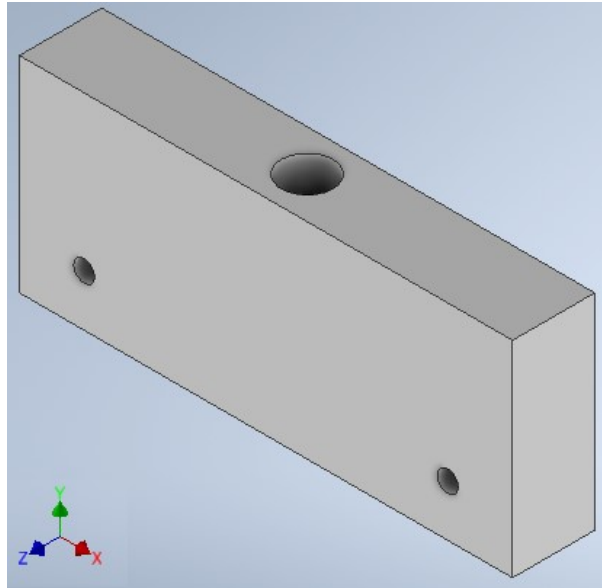
Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

En esta parte también se colocaron las vistas isométricas y los diagramas de cuerpo libre para las platinas 2 y 3, desde la Figura 17 hasta la 20. Esto se debe a que los diagramas de cuerpo libre indican que la aplicación de fuerzas es igual a la de la platina 1. La platina 2 es exactamente igual, las dimensiones son las mismas, solamente que cambia la dirección

de las fuerzas porque en el sistema funciona como la reacción ante la aplicación de fuerza del cilindro. La platina 3 tiene dimensiones distintas, pero el mismo comportamiento y las mismas fuerzas y direcciones que la platina 1.

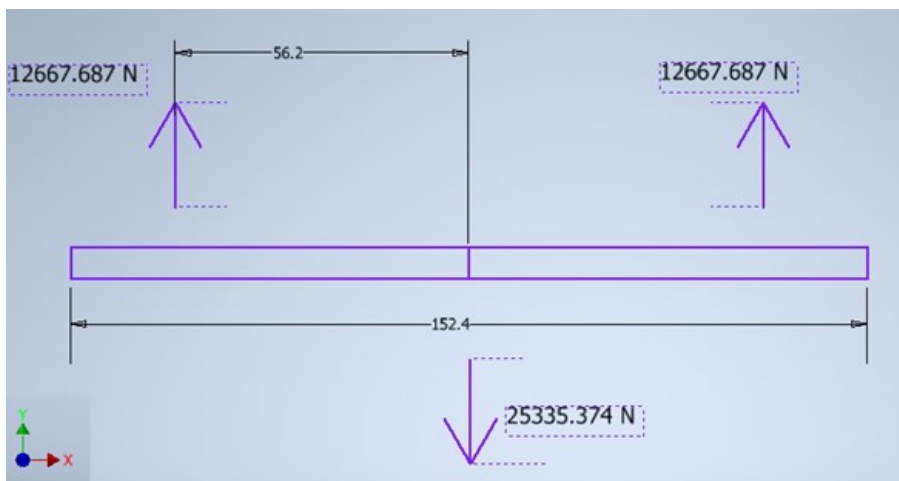
Por lo tanto, se decidió colocarlas juntas ya que el procedimiento será exactamente el mismo el de la platina 2 al de la platina 1, mientras que la platina 3 utilizará las mismas ecuaciones. El procedimiento que se presenta a continuación es para la platina 1, y el resto de los resultados se pueden encontrar en el resumen de resultados del Cuadro 15.

Figura 17. Vista isométrica de la platina 2



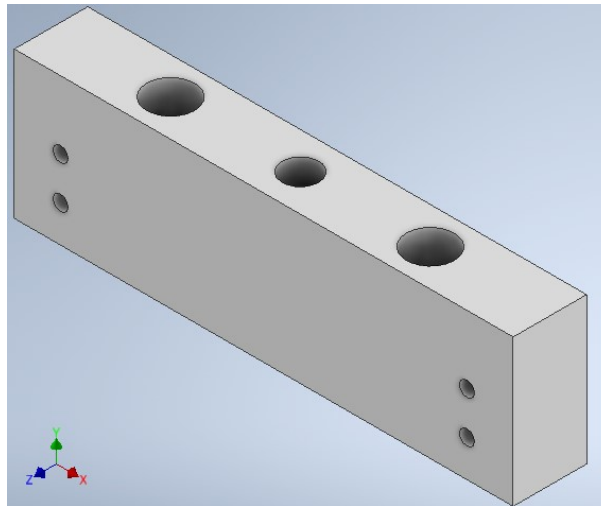
Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 18. Diagrama de cuerpo libre de la platina 2



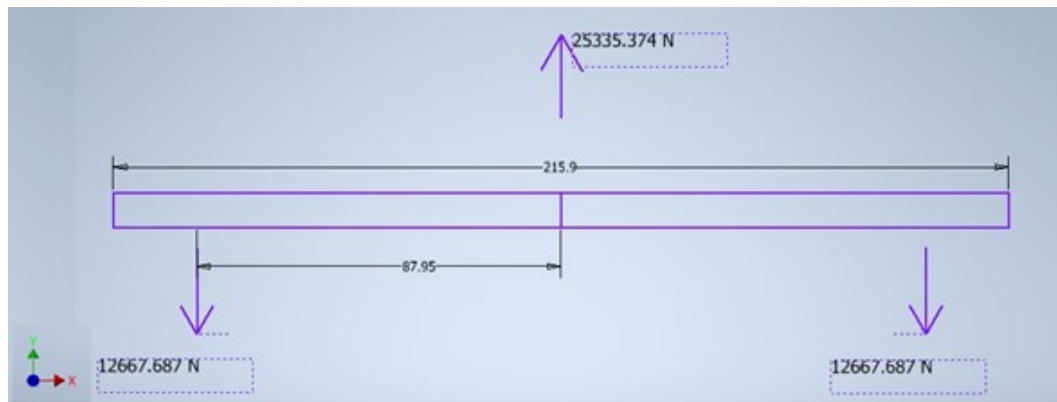
Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 19. Vista isométrica de la platina 3



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 20. Diagrama de cuerpo libre de la platina 3



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Lo primero que se realiza es el cálculo del volumen de la platina y el peso de esta sin considerar los orificios. Esta información se decidió calcular de antemano debido a que esta información será de utilidad más adelante.

$$\begin{aligned} V_{p1} &= L_{p1} * A_{p1} * E_{p1} \\ V_{p1} &= 152.4mm * 63.5mm * 25.4mm \\ V_{p1} &= 245805.96mm^3 \end{aligned} \tag{34}$$

$$\begin{aligned}
W_{p1} &= V_{p1} * \frac{1}{1000} * \rho_1 * \frac{1}{1000} * g \\
W_{p1} &= 245805.96mm * \frac{1cm^3}{1000mm^3} * 7.87 \frac{g}{cm^3} * \frac{1kg}{1000g} * 9.8 \frac{m}{s^2} \\
W_{p1} &= 18.96N
\end{aligned} \tag{35}$$

Para determinar que la platina sea capaz de resistir la fuerza máxima ejercida por el cilindro se debe calcular el esfuerzo normal por flexión. Para este cálculo se debe utilizar la ecuación 38.

$$\begin{aligned}
M_{p1} &= \frac{F}{2} * d_1 \\
M_{p1} &= \frac{25335.37}{2} N * 76.2mm \\
M_{p1} &= 965277.75Nmm
\end{aligned} \tag{36}$$

$$\begin{aligned}
I_{p1} &= \frac{E_{p1} * (A_{p1})^3}{12} \\
I_{p1} &= \frac{25.4mm * (63.5mm)^3}{12} \\
I_{p1} &= 541968mm^4
\end{aligned} \tag{37}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{f1} &= \frac{M_{p1} * c_1}{I_{p1}} \\
\sigma_{f1} &= \frac{965277.75Nmm * 31.75mm}{541968mm^4} \\
\sigma_{f1} &= 56.55 \frac{N}{mm^2}
\end{aligned} \tag{38}$$

El factor de seguridad se calcula basándose en el límite de resistencia a la fluencia del material de las platinas para verificar si la platina es capaz de resistir la situación crítica.

Aplicación de la ecuación 20:

$$\begin{aligned}
v_1 &= \frac{370 \frac{N}{mm^2}}{56.55 \frac{N}{mm^2}} \\
v_1 &= 6.54
\end{aligned}$$

Barra 1 y 2:

Nuevamente se colocó una imagen isométrica del componente y un diagrama de cuerpo libre correspondiente con sus fuerzas aplicadas y dimensiones, solamente que en este caso

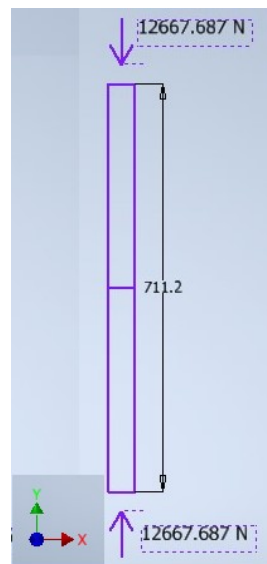
es para las columnas del sistema. Las figuras 21 y 22 son para el primer par de barras, las cuales se encuentran en compresión, mientras que las figuras 23 y 24 son para las barras que sostienen el sistema, las cuales se encuentran en tensión. El procedimiento que se presenta es para la barra 1, mientras que los resultados de la barra 2 se encuentran en el resumen de resultados del Cuadro 16.

Figura 21. Vista isométrica de la barra 1



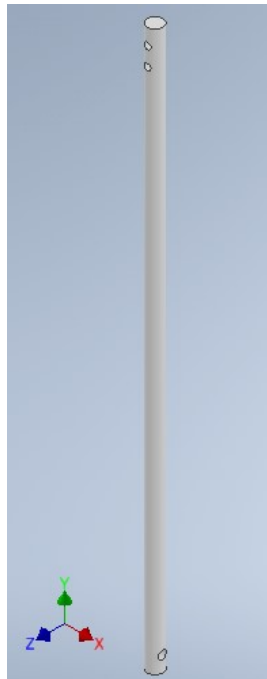
Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 22. Diagrama de cuerpo libre de la barra 1



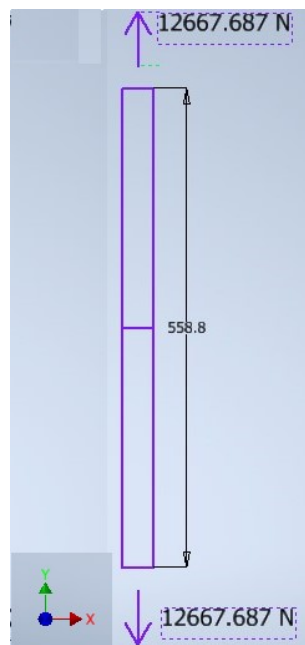
Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 23. Vista isométrica de la barra 2



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 24. Diagrama de cuerpo libre de la barra 2



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

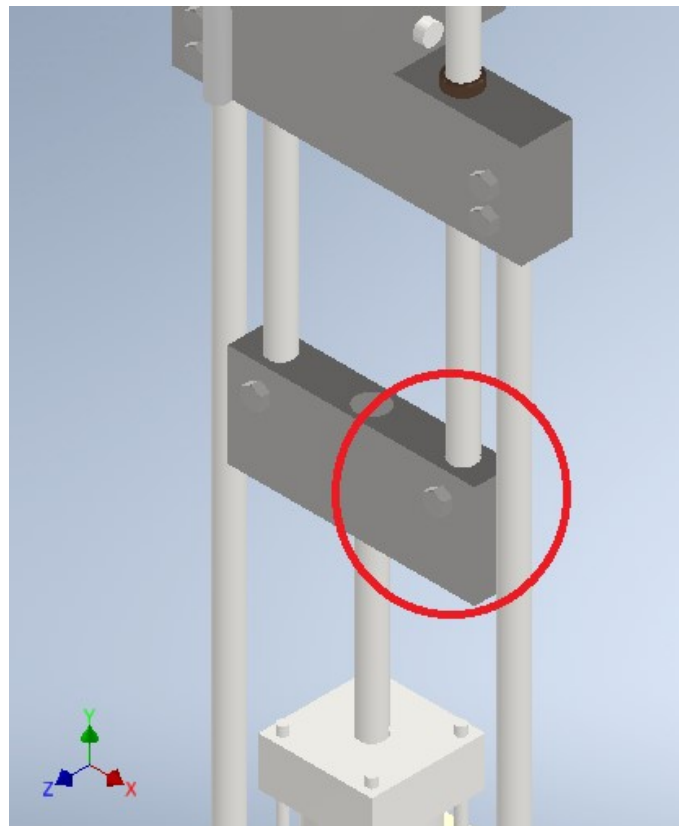
Al igual que con las platinas, se inició calculando el volumen y el peso de las barras para su aplicación posterior en la sección de cálculos.

$$\begin{aligned}
 V_{b1} &= \frac{\pi}{4} * (D_{b1})^2 * L_{b1} \\
 V_{b1} &= \frac{\pi}{4} * (15.875mm)^4 * 711.2mm \\
 V_{b1} &= 140769.67mm^3
 \end{aligned}
 \tag{39}$$

Aplicación de la ecuación 35:

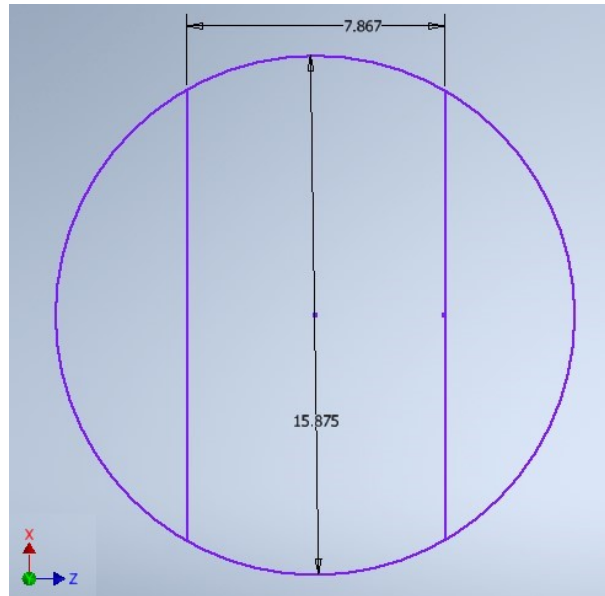
$$\begin{aligned}
 W_{b1} &= 140769.67mm^3 * \frac{1cm^3}{1000mm^3} * 7.85 \frac{g}{cm^3} * \frac{1kg}{1000g} * 9.8 \frac{m}{s^2} \\
 W_{b1} &= 10.83N
 \end{aligned}$$

Figura 25. Vista isométrica parcial de la máquina enfocándose en la intersección de la platina 1 con la columna 1



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 26. Área transversal de la columna 1 con su intersección con el tornillo de conexión



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Para los cálculos de las columnas, se debe considerar que hay partes donde el área transversal es menor al tener un agujero para que un tornillo pueda atravesarlo, así como se observa en la Figura 25, por lo que los esfuerzos y factores de seguridad deben de calcularse ahí, ya que se consideran como el punto crítico.

Las siguientes ecuaciones presentan el cálculo del diámetro mínimo que necesita el tornillo para obtener un factor de seguridad de 2 ante un esfuerzo cortante. Con un valor obtenido de 8.22 mm, se eligió un tornillo de diámetro  $\frac{5}{16}$  in, ya que equivale a 7.9375 mm, que es un tamaño un poco menor, pero sigue siendo válido para su aplicación. En la Figura 26 se logra observar cómo sería esta área transversal, donde se tienen las dimensiones establecidas de los diámetros de la columna y del tornillo.

$$A = \frac{F * v_{min}}{0.577 * S_p}$$

$$A = \frac{12667.687N * 2}{0.577 * 827.371 \frac{N}{mm^2}} \quad (40)$$

$$A = 53.07mm^2$$

Aplicación de la ecuación 6:

$$D_{tm} = \sqrt{\frac{4 * 53.07mm^2}{\pi}}$$

$$D_{tm} = 8.22mm$$

Las siguientes ecuaciones sirven para calcular el esfuerzo normal sobre el punto crítico

de la columna. La ecuación 42 es la que obtiene este valor, y posterior a este se calcula el factor de seguridad.

$$\begin{aligned}
 A_1 &= \left(\frac{\pi}{4} * (D_{b1})^2\right) - (D_{b1} * D_t) \\
 A_1 &= \left(\frac{\pi}{4} * (15.875mm)^2\right) - (15.875mm * 7.9375mm) \\
 A_1 &= 71.92mm^2
 \end{aligned} \tag{41}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{n1} &= \frac{F}{A_1} \\
 \sigma_{n1} &= \frac{12667.687N}{71.92mm^2} \\
 \sigma_{n1} &= 176.12 \frac{N}{mm^2}
 \end{aligned} \tag{42}$$

Aplicación de la ecuación 20:

$$\begin{aligned}
 v_5 &= \frac{515 \frac{N}{mm^2}}{176.12 \frac{N}{mm^2}} \\
 v_5 &= 2.92
 \end{aligned}$$

Estos componentes son barras, por lo que es necesario determinar su resistencia crítica ante el pandeo. Para esto es que se debe aplicar la ecuación 44, la cual se utiliza para calcular la carga crítica. Nuevamente se asume un tipo de montaje de ambos extremos fijos, así como se hizo para el vástago de cilindro hidráulico.

$$\begin{aligned}
 I_{b1} &= \frac{\pi}{64} * (D_{b1})^4 \\
 I_{b1} &= \frac{\pi}{64} * (15.875mm)^4 \\
 I_{b1} &= 3117.63mm^4
 \end{aligned} \tag{43}$$

Aplicación de la ecuación 7:

$$\begin{aligned}
 L_{k1} &= 0.5 * 711.2mm \\
 L_{k1} &= 355.6mm
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C_{c1} &= \frac{\pi^2 * E * I_{b1}}{(L_{k1})^2} \\
 C_{c1} &= \frac{\pi^2 * 206000 \frac{N}{mm^2} * 3117.63mm^4}{(355.6mm)^2} \\
 C_{c1} &= 50126.61N
 \end{aligned} \tag{44}$$

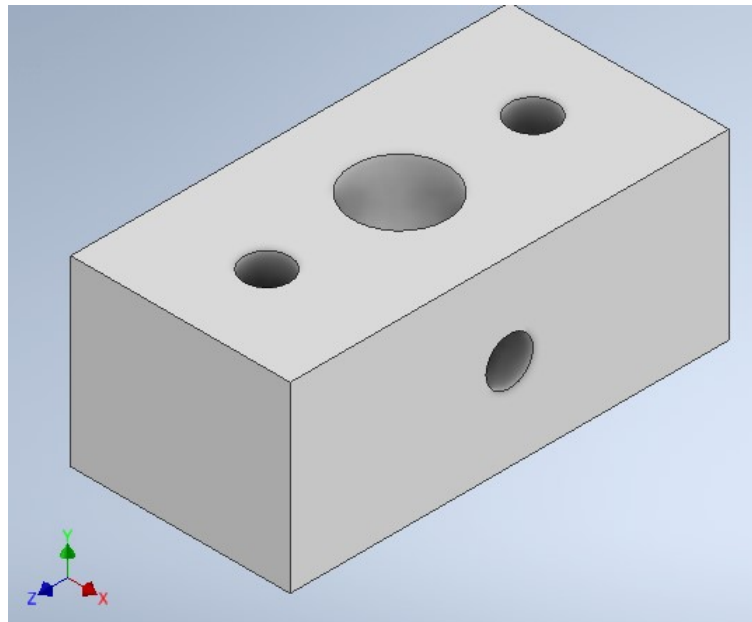
El valor que se obtiene de carga crítica es de 50126.61 N, el cual es un valor cercano al doble de la fuerza máxima ejercida por el cilindro, lo que sería un valor imposible de alcanzar. Por lo mismo, la barra nunca llegará a fallar ante el pandeo, y esto se confirma en la siguiente ecuación, donde se vuelve a aplicar la fórmula de Euler para pandeo de barra cilíndrica, para obtener su factor de seguridad.

Despejar y aplicar ecuación 8:

$$v_{cr5} = \frac{(\pi^3) * 206000 \frac{N}{mm^2} * (15.875mm)^4}{64 * 12667.69N * (355.6mm)^2}$$
$$v_{cr5} = 3.96$$

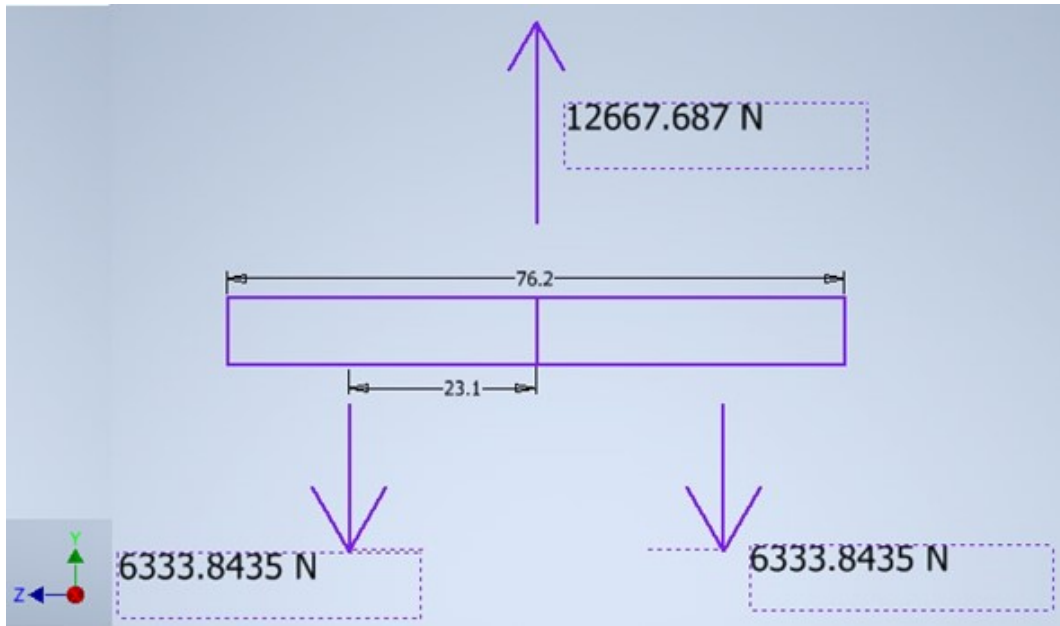
Platina 4:

Figura 27. Vista isométrica de la platina 4



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 28. Diagrama de cuerpo libre de la platina 4



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimprimas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

La platina 4 es la única platina que se calcula por separado de las demás, debido a que la distancia a la que se encuentran las reacciones de la fuerza de tensión de las barras en este componente se encuentra relativamente más cerca del centro, por lo que se prefirió modelarla como sometida a un esfuerzo cortante. Para empezar, se vuelven a calcular el volumen y el peso del componente.

Aplicación de la ecuación 34:

$$V_{p4} = 31.75mm * 31.75mm * 76.25mm$$

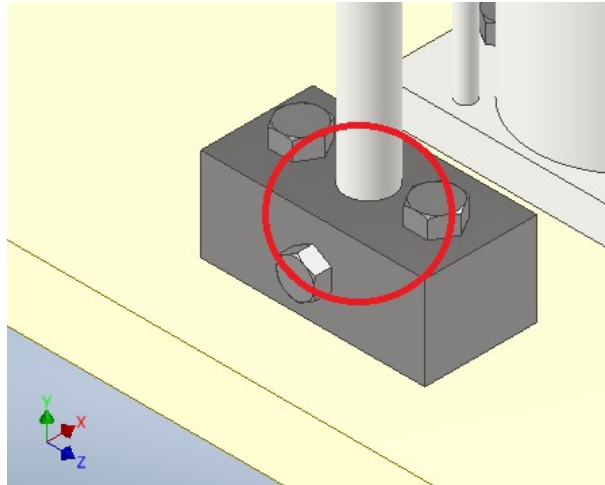
$$V_{p4} = 76814.36mm^3$$

Aplicación de la ecuación 35:

$$W_{p4} = 76814.36mm * \frac{1cm^3}{1000mm^3} * 7.87 \frac{g}{cm^3} * \frac{1kg}{1000g} * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

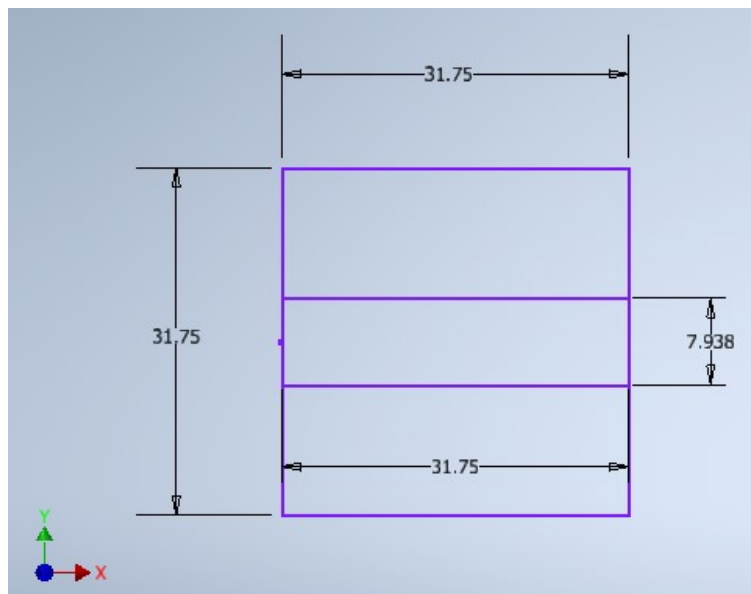
$$W_{p4} = 5.92N$$

Figura 29. Vista isométrica parcial de la máquina enfocándose en la intersección de la platina 4 con la columna 2



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 30. Área transversal de la platina 4 con su intersección con el tornillo de conexión



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Este componente también cuenta con un punto crítico, ya que también se encuentra atravesado por un tornillo. En la Figura 29 se observa dónde se encuentra el punto, mientras que en la Figura 30 se observa la vista frontal del área transversal de esta parte de la platina, con las dimensiones de la platina y del tornillo seleccionado, con el mismo diámetro que el que se seleccionó en las columnas.

Al igual que con la columna, para la subbase también debe calcularse el área transversal, y este resultado se aplica en la ecuación 46, la cual se utiliza para obtener el esfuerzo cortante en el punto crítico de la platina. Al igual que las barras, la fuerza que se utiliza para estos cálculos se considera distribuida entre dos elementos, ya que cada platina sirve como subbase para las barras de soporte del sistema.

$$\begin{aligned}
 A_4 &= (L_{p4} * A_{p4}) - (L_{p4} * D_t) \\
 A_4 &= (31.75mm * 31.75mm) - (31.75mm * 7.9375mm) \\
 A_4 &= 756.05mm^2
 \end{aligned} \tag{45}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_4 &= \frac{F}{A_4} \\
 \tau_4 &= \frac{12667.687N}{756.05mm^2} \\
 \tau_4 &= 16.76 \frac{N}{mm^2}
 \end{aligned} \tag{46}$$

Aplicación de la ecuación 22:

$$\begin{aligned}
 v_{c4} &= \frac{370 \frac{N}{mm^2} * 0.577}{16.76 \frac{N}{mm^2}} \\
 v_{c4} &= 12.74
 \end{aligned}$$

El esfuerzo de Von Mises se calcula con la ecuación 47, donde solamente se aplica el esfuerzo cortante, el cual se calculó anteriormente. El factor de seguridad para el esfuerzo de Von Mises se obtiene como si fuera un esfuerzo normal.

$$\begin{aligned}
 \sigma'_4 &= \sqrt{(\sigma_f)^2 + (3 * (\tau_4)^2)} \\
 \sigma'_4 &= \sqrt{(0 \frac{N}{mm^2})^2 + (3 * (16.76 \frac{N}{mm^2})^2)} \\
 \sigma'_4 &= 29.02 \frac{N}{mm^2}
 \end{aligned} \tag{47}$$

Aplicación de la ecuación 20:

$$\begin{aligned}
 v_4 &= \frac{370 \frac{N}{mm^2}}{29.02 \frac{N}{mm^2}} \\
 v_4 &= 12.75
 \end{aligned}$$

Resultados:

Cuadro 15. Resumen de resultados para platinas

Platinas			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Platina 1			
Volumen de la platina	Vp1	245805.96	$mm^3$
Peso de la platina	Wp1	18.96	N
Momento flector en la platina	Mp1	965277.75	Nmm
Momento de inercia en la platina	Ip1	541968	$mm^4$
Esfuerzo normal por flexión en la platina	$\sigma f1$	56.55	MPa
Factor de seguridad	v1	6.54	
Platina 2			
Volumen de la platina	Vp2	245805.96	$mm^3$
Peso de la platina	Wp2	18.96	N
Momento flector en la platina	Mp2	965277.75	Nmm
Momento de inercia en la platina	Ip2	541968	$mm^4$
Esfuerzo normal por flexión en la platina	$\sigma f2$	56.55	MPa
Factor de seguridad	v2	6.54	
Platina 3			
Volumen de la platina	Vp3	435281.39	$mm^3$
Peso de la platina	Wp3	33.57	N
Momento flector en la platina	Mp3	1367476.8	Nmm
Momento de inercia en la platina	Ip3	677460	$mm^4$
Esfuerzo normal por flexión en la platina	$\sigma f3$	64.09	MPa
Factor de seguridad	v3	5.77	
Platina 4			
Volumen de la platina	Vp4	76814.36	$mm^3$
Peso de la platina	Wp4	5.92	N
Área transversal de la platina	A4	756.05	$mm^2$
Esfuerzo cortante en la platina	$\tau 4$	16.75	MPa
Factor de seguridad cortante	vc4	12.74	
Esfuerzo de Von Mises	$\sigma'4$	29.02	MPa
Factor de seguridad	v4	12.75	

Cuadro 16. Resumen de resultados para columnas

Columnas			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Barra 1			
Volumen de la barra	Vb1	140769.67	$mm^3$
Peso de la barra	Wb1	10.83	N
Área tornillo	Ator	53.07	$mm^2$
Diámetro tornillo mínimo	Dtm	8.22	mm
Diámetro tornillo elegido	Dt	7.9375	mm
Área transversal	A1	71.92	$mm^2$
Esfuerzo normal axial en la barra	$\sigma_{n1}$	176.12	MPa
Factor de seguridad	v5	2.92	
Momento de inercia en la barra	Ib1	3117.63	$mm^4$
Longitud efectiva de la barra	Lk1	355.6	mm
Carga crítica para la barra	Cc1	50126.61	N
Factor de seguridad al pandeo	vcr5	3.96	
Barra 2			
Volumen de la barra	Vb2	110604.74	$mm^3$
Peso de la barra	Wb2	8.51	N
Área tornillo	Ator	53.07	$mm^2$
Diámetro tornillo mínimo	Dtm	8.22	mm
Diámetro tornillo elegido	Dt	7.9375	mm
Área transversal	A2	71.92	$mm^2$
Esfuerzo normal axial en la barra	$\sigma_{n2}$	176.12	MPa
Factor de seguridad	v6	2.92	
Momento de inercia en la barra	Ib2	3117.63	$mm^4$
Longitud efectiva de la barra	Lk2	279.4	mm
Carga crítica para la barra	Cc2	81196.82	N
Factor de seguridad al pandeo	vcr6	6.41	

### Mordazas de sujeción

Supuestos:

- Se considerará que el material para la platina que conformará el cuerpo de la mordaza es acero AISI 1018. Este material tiene una densidad de  $7.87 \text{ g/cm}^3$  y una resistencia a la fluencia de 370 MPa.
- Se considerará que el material para los pines que conectarán las mordazas con las platinas es acero cromado AISI 1045. Este material tiene una densidad de  $7.85 \text{ g/cm}^3$  y una resistencia a la fluencia de 515 MPa.
- Se considerará que el material para los tornillos de sujeción es acero inoxidable 304. Este material tiene una densidad de  $8.00 \text{ g/cm}^3$  y una resistencia a la fluencia de 215 MPa.

- Se considerará que el conector de la platina con la mordaza es un perno SAE grado 8, por lo que se tiene una resistencia de prueba mínima de 120 ksi, equivalente a 827.371 MPa.
- La platina de la mordaza tendrá que ser recortada para que pueda existir espacio para la sujeción de los tornillos. Por lo mismo, se considerará que existe un recorte horizontal centrado de 50 mm y un recorte vertical en la parte inferior de 80 mm.
- Se utilizará un diámetro de 0.75 in para el tornillo de sujeción.
- Se utilizará un paso de 3 mm en el tornillo, ya que es un paso bastante común para los tornillos con diámetros cercanos.
- Los diámetros menor y medio del tornillo tendrán una diferencia de 3 mm y 1.5 mm respectivamente al diámetro mayor.
- Se realizarán los cálculos del tornillo sin considerar los otros componentes que ayudan a la estabilidad de este último, con el objetivo de analizar el peor caso posible.
- Se considerará una distancia entre la sujeción de la pieza y la pared de la mordaza de 12 mm.
- El conector se considerará como un perno, ya que se ensambla con la platina por medio de una rosca.
- El factor de precarga será de 0.75, ya que es para una conexión no permanente.
- Se considerará que la constante de rigidez es igual a 0.136.
- Para el pin se tomará como base un factor de seguridad de 1.5 para los cálculos.

Ecuaciones:

Cuadro 17. Datos de mordazas

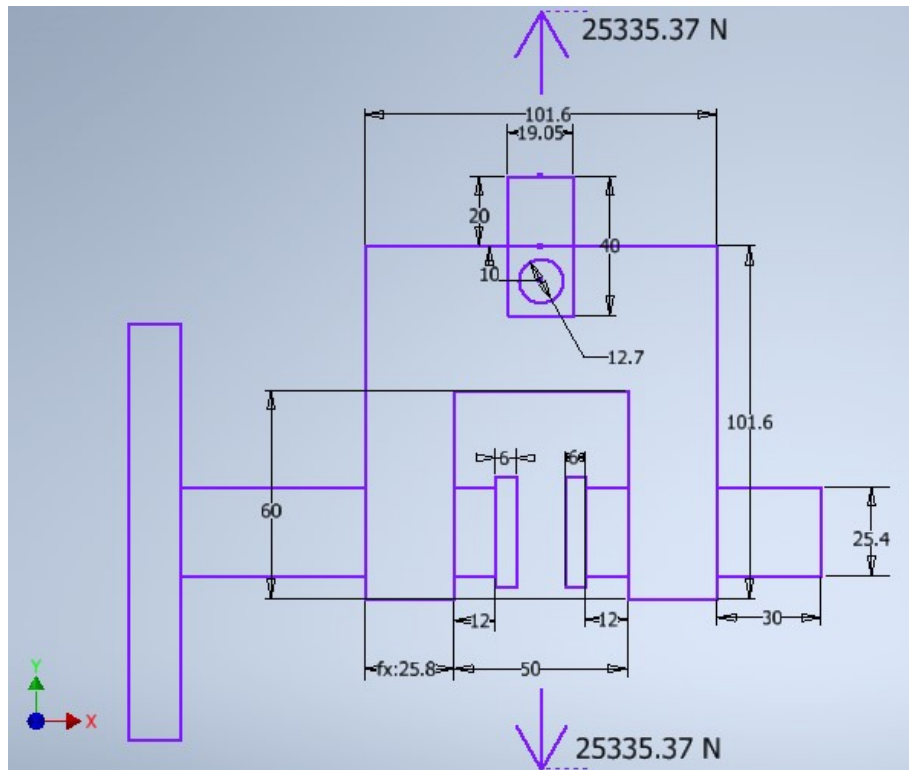
Mordazas			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Densidad de acero AISI 1018	$\rho_m$	7.87	$g/cm^3$
Resistencia a la fluencia de acero AISI 1018	Sym	370	MPa
Densidad de acero inoxidable 304	$\rho_t$	8.00	$g/cm^3$
Resistencia a la fluencia de acero inoxidable 304	Syt	215	MPa
Resistencia de prueba mínima de perno SAE grado 8	Sp	827.371	MPa
Densidad de acero AISI 1045	$\rho_p$	7.85	$g/cm^3$
Resistencia a la fluencia de acero AISI 1045	Syp	515	MPa
Fuerza	F	25335.37	N
Cuerpo de la mordaza			
Longitud de platina	Lp	101.6	mm
Altura de platina	Ap	63.5	mm
Espesor de platina	Ep	101.6	mm
Distancia recortada horizontal	drh	50	mm
Distancia recortada vertical	drv	80	mm
Tornillo de la mordaza			
Diámetro medio	dm	23.9	mm
Diámetro mayor	d	25.4	mm
Diámetro menor	dr	22.4	mm
Paso	p	3	mm
Distancia entre agarre de la probeta y la pared de la mordaza	b	12	mm
Distancia entre eje transversal y punto crítico del tornillo	c	11.2	mm
Conector			
Diámetro del conector	Dc	19.05	mm
Área de esfuerzo de tensión	At	215.48	$mm^2$
Factor para conexiones no permanentes	fnp	0.75	
Constante de rigidez	C	0.136	
Conector y pin			
Factor de seguridad en pin	vpin	1.5	

Cuadro 18. Datos por calcular de mordazas, y su nomenclatura

Mordazas	
Nombre	Nomenclatura
Cuerpo de la mordaza	
Volumen del cuerpo	$V_m$
Peso del cuerpo	$W_m$
Área transversal crítica	$A_m$
Esfuerzo axial	$\sigma_m$
Factor de seguridad del cuerpo	$v_m$
Tornillo de la mordaza	
Fuerza repartida por tornillo	$F_t$
Momento flector en el tornillo	$M_t$
Momento de inercia en el tornillo	$I_t$
Esfuerzo normal por flexión en el tornillo	$\sigma_t$
Factor de seguridad normal	$v_{nt}$
Área transversal del tornillo	$A_{tt}$
Esfuerzo cortante en el tornillo	$\tau_t$
Factor de seguridad cortante	$v_{tc}$
Esfuerzo de Von Mises en el tornillo	$\sigma't$
Factor de seguridad Von Mises	$v't$
Conector	
Carga de prueba	$F_p$
Pregarga	$F_i$
Fuerza axial	$F_b$
Esfuerzo axial	$\sigma_b$
Factor de seguridad contra la fluencia estática	$v_p$
Factor de sobrecarga	$v_L$
Factor de seguridad de reparación	$v_o$
Conector y pin	
Área del pin	$A_{pin}$
Diámetro del pin mínimo	$D_{pm}$
Diámetro del pin elegido	$D_p$
Área del conector	$A_c$
Esfuerzo axial	$\sigma_{con}$
Factor de seguridad	$v_{con}$

Las mordazas como equipo de sujeción requieren de varios cálculos, debido a que son varios los componentes que la conforman y deben ser capaces de ensamblarse al resto del sistema mecánico sin mucha complicación. Para esto, se dividirá el componente en 4 piezas: cuerpo de la mordaza, tornillo de la mordaza, conector de la mordaza con la platina, y pin de conexión. En la Figura 31 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la mordaza ensamblada y la fuerza que actúa sobre ella en el caso crítico para la máquina.

Figura 31. Diagrama de cuerpo libre de mordaza ensamblada



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Cuerpo de la mordaza:

Para este componente se empieza calculando el volumen y el peso de la pieza principal de la mordaza, siendo esta correspondiente a un bloque de metal recortado.

$$\begin{aligned}
 V_m &= ((L_p * A_p) - (d_{rh} * d_{rv})) * (E_p) \\
 V_m &= ((101.6mm * 63.5mm) - (50mm * 80mm)) * (101.6mm) \\
 V_m &= 464982.56mm^3
 \end{aligned} \tag{48}$$

Aplicación de la ecuación 35:

$$\begin{aligned}
 W_{p4} &= 464982.56mm^3 * \frac{1cm^3}{1000mm^3} * 7.87 \frac{g}{cm^3} * \frac{1kg}{1000g} * 9.8 \frac{m}{s^2} \\
 W_{p4} &= 35.82N
 \end{aligned}$$

Con base en cómo se diseñó la máquina de ensayos, las mordazas estarían transfiriendo la fuerza entre ellas de forma axial, por lo que es necesario realizar el cálculo del esfuerzo axial y su respectivo factor de seguridad. En las siguientes ecuaciones se obtienen dichos valores, tomando en cuenta el área crítica donde el esfuerzo trabaja en la platina.

$$\begin{aligned}
 A_m &= E_p * (L_p - d_{rh}) \\
 A_m &= 63.5mm * (101.6mm - 50mm) \\
 A_m &= 3276.6mm^2
 \end{aligned} \tag{49}$$

Aplicación de la ecuación 42:

$$\begin{aligned}
 \sigma_m &= \frac{25335.37N}{3276.6mm^2} \\
 \sigma_m &= 7.73 \frac{N}{mm^2}
 \end{aligned}$$

Aplicación de la ecuación 20:

$$\begin{aligned}
 v_m &= \frac{370 \frac{N}{mm^2}}{7.73 \frac{N}{mm^2}} \\
 v_m &= 47.85
 \end{aligned}$$

Tornillo de la mordaza:

El segundo componente de la mordaza es el tornillo, el cual se encarga de sujetar a la probeta de material compuesto para las pruebas. Este componente se caracteriza por estar conformado de dos piezas, en las que las dos se encargan de realizar esa sujeción. Lo importante a tomar en cuenta es que estas piezas se reparten la fuerza aplicada entre ellas.

$$\begin{aligned}
 F_t &= \left(\frac{F}{2}\right) \\
 F_t &= \left(\frac{25335.37N}{2}\right) \\
 F_t &= 12667.69N
 \end{aligned} \tag{50}$$

El punto crítico del tornillo de la mordaza trabaja bajo un esfuerzo flector y un esfuerzo cortante.

Aplicación de la ecuación 36:

$$\begin{aligned}
 M_t &= 12667.69N * 12mm \\
 M_t &= 152012.24Nmm
 \end{aligned}$$

Aplicación de la ecuación 37:

$$\begin{aligned}
 I_t &= \frac{\pi}{64} * (23.9mm)^4 \\
 I_t &= 16016.27mm^4
 \end{aligned}$$

Aplicación de la ecuación 38:

$$\sigma_t = \frac{152012.24Nmm * 11.2mm}{16016.27mm^4}$$
$$\sigma_t = 106.3 \frac{N}{mm^2}$$

Aplicación de la ecuación 20:

$$v_{nt} = \frac{215 \frac{N}{mm^2}}{106.3 \frac{N}{mm^2}}$$
$$v_{nt} = 2.02$$

A continuación, se obtiene el esfuerzo cortante.

$$A_{tt} = \left(\frac{\pi}{4}\right) * (d_r)^2$$
$$A_{tt} = \left(\frac{\pi}{4}\right) * (22.4mm)^2 \tag{51}$$
$$A_{tt} = 394.08mm^2$$

Aplicación de la ecuación 46:

$$\tau_t = \frac{12667.69N}{394.08mm^2}$$
$$\tau_t = 32.14 \frac{N}{mm^2}$$

Aplicación de la ecuación 22:

$$v_{tc} = \frac{0.577 * 215 \frac{N}{mm^2}}{32.14 \frac{N}{mm^2}}$$
$$v_{tc} = 3.86$$

Con los resultados de los esfuerzos flexor y cortante se puede obtener el esfuerzo de Von Mises que puede revelar si el punto crítico es capaz de soportar la carga o no. Se vuelve a aplicar la ecuación 47, pero en esta ocasión cuenta con la presencia de un esfuerzo normal. El factor de seguridad indicará si los tornillos son capaces de soportar la fuerza máxima ejercida por el cilindro.

Aplicación de la ecuación 47:

$$\sigma'_t = \sqrt{\left(106.3 \frac{N}{mm^2}\right)^2 + \left(3 * \left(32.14 \frac{N}{mm^2}\right)^2\right)}$$
$$\sigma'_t = 120.00 \frac{N}{mm^2}$$

Aplicación de la ecuación 20:

$$v'_t = \frac{215 \frac{N}{mm^2}}{120.00 \frac{N}{mm^2}}$$

$$v'_t = 1.79$$

Conector de mordaza con platina:

El siguiente componente es el conector, el cual sirve para que se pueda ensamblar el resto de la mordaza con alguna de las platinas del equipo. Este componente se diseñó para que fuese una rosca en la conexión con la platina, por lo que es necesario obtener todos los factores de seguridad que requiere para una rosca, parecido a los pernos. Debido a que estaría transmitiendo una fuerza axial, sería un análisis de uniones a tensión estática.

Para este caso se deben de calcular la carga de prueba, la precarga, y la fuerza axial. En este caso, no se considera como una conexión permanente, ya que se busca que el usuario la pueda poner y quitar cuando quiera. El esfuerzo axial se obtiene con la ecuación 55.

$$F_p = S_p * A_t$$

$$F_p = 827.371 \frac{N}{mm^2} * 215.48 mm^2 \quad (52)$$

$$F_p = 178284.75 N$$

$$F_i = F_p * fnp$$

$$F_i = 178284.75 N * 0.75 \quad (53)$$

$$F_i = 133713.56 N$$

$$F_b = (C * F) + F_i$$

$$F_b = (0.136 * 25335.37 N) + 133713.56 N \quad (54)$$

$$F_b = 137159.17 N$$

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t}$$

$$\sigma_b = \frac{93922.45 N}{215.48 mm^2} \quad (55)$$

$$\sigma_b = 636.52 \frac{N}{mm^2}$$

Los factores de seguridad son para la fluencia estática, para la sobrecarga, y para la separación, y se calculan en las siguientes ecuaciones respectivamente. Si tan solo una de estas llega a fallar, significa que la pieza no es apta para el uso.

$$v_p = \frac{S_p}{\sigma_b}$$

$$v_p = \frac{827.37 \frac{N}{mm^2}}{636.52 \frac{N}{mm^2}}$$

$$v_p = 1.30$$
(56)

$$v_L = \frac{(S_p * A_t) - F_i}{C * F}$$

$$v_L = \frac{(827.37 \frac{N}{mm^2} * 215.48 mm^2) - 133713.56 N}{0.136 * 25335.37 N}$$

$$v_L = 12.94$$
(57)

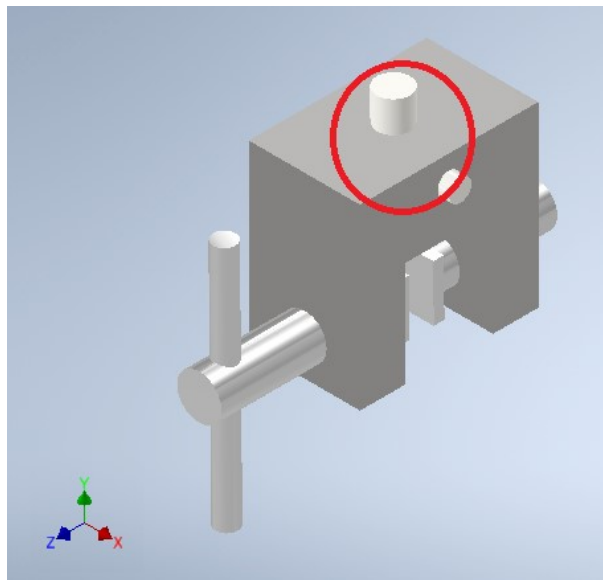
$$v_o = \frac{F_i}{F * (1 - C)}$$

$$v_o = \frac{133713.56 N}{93922.45 N * (1 - 0.136)}$$

$$v_o = 6.11$$
(58)

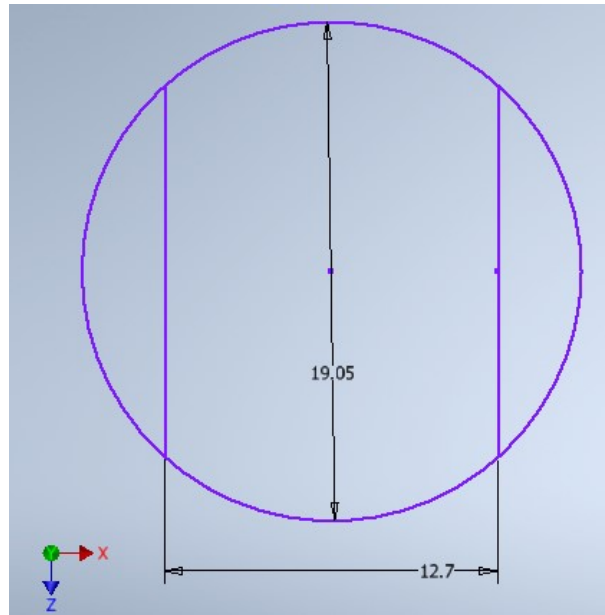
Conector y pin:

Figura 32. Vista isométrica de la mordaza, señalando la intersección entre el componente conector y el pin



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 33. Área transversal del conector con su intersección con el pin



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

La última de las partes que tiene un punto crítico es el conector de la mordaza. En la Figura 32 se presenta una imagen con una vista isométrica de la mordaza ensamblada, en la cual se tiene un círculo rojo señalando la parte donde se encuentra el conector y el pin. Los cálculos arrancan teniendo como base un factor de seguridad de 1.5 para el pin.

Aplicación de la ecuación 40:

$$A = \frac{25335.37N * 1.5}{0.577 * 515 \frac{N}{mm^2}}$$

$$A = 127.89mm^2$$

Aplicación de la ecuación 6:

$$D_{pm} = \sqrt{\frac{4 * 127.89mm^2}{\pi}}$$

$$D_{pm} = 12.76mm$$

Aplicación de la ecuación 41:

$$A_c = \left(\frac{\pi}{4} * (19.05mm)^2\right) - (19.05mm * 12.7mm)$$

$$A_c = 43.09mm^2$$

Aplicación de la ecuación 42:

$$\sigma_{con} = \frac{25335.37N}{43.09mm^2}$$
$$\sigma_{con} = 587.99 \frac{N}{mm^2}$$

Aplicación de la ecuación 20:

$$v_{con} = \frac{827.371 \frac{N}{mm^2}}{587.99 \frac{N}{mm^2}}$$
$$v_{con} = 1.41$$

Resultados:

Cuadro 19. Resumen de resultados para mordazas

Mordazas			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Cuerpo de la mordaza			
Volumen del cuerpo	Vm	464982.56	mm <sup>3</sup>
Peso del cuerpo	Wm	35.862	N
Área transversal crítica	Am	3276.6	mm <sup>2</sup>
Esfuerzo axial	$\sigma_m$	7.73	MPa
Factor de seguridad del cuerpo	vm	47.85	
Tornillo de la mordaza			
Fuerza repartida por tornillo	Ft	12667.687	N
Momento flector en el tornillo	Mt	152012.24	Nmm
Momento de inercia en el tornillo	It	16016.27	mm <sup>4</sup>
Esfuerzo normal por flexión en el tornillo	$\sigma_t$	106.30	MPa
Factor de seguridad normal	vnt	2.02	
Área transversal del tornillo	Att	394.08	mm <sup>2</sup>
Esfuerzo cortante en el tornillo	$\tau_t$	32.14	Mpa
Factor de seguridad cortante	vtc	3.86	
Esfuerzo de Von Mises en el tornillo	$\sigma't$	120.00	MPa
Factor de seguridad Von Mises	v't	1.79	
Conector			
Carga de prueba	Fp	178284.75	N
Pregarga	Fi	133713.56	N
Fuerza axial	Fb	137159.17	N
Esfuerzo axial	$\sigma_b$	636.52	MPa
Factor de seguridad contra la fluencia estatica	vp	1.30	
Factor de sobrecarga	vL	12.94	
Factor de seguridad de reparación	vo	6.11	
Conector y pin			
Área del pin	Apin	127.89	mm <sup>2</sup>
Diámetro del pin mínimo	Dpm	12.76	mm
Diámetro del pin elegido	Dp	12.7	mm
Área del conector	Ac	43.09	mm <sup>2</sup>
Esfuerzo axial	$\sigma_{con}$	587.99	MPa
Factor de seguridad	vcon	1.41	

## Base y sujeción

Supuestos:

- Se asumirá que el cilindro hidráulico tiene un peso aproximado de 68.6 N, equivalente a 7 kg.
- Se asumirá que el cilindro de bombeo tiene un peso aproximado de 39.2 N, equivalente a 4 kg.

- Se utilizarán los resultados calculados de las secciones anteriores de los pesos de las cuatro platinas, los 2 tipos de columnas y las mordazas como datos para los cálculos de esta sección.
- Se considerará que la base tiene dimensiones de 14 in x 14 in x 1 in, pero en las tablas de datos y ecuaciones se escribirán en unidades métricas.
- Se considerará que el material para la base de la máquina es Nylamid. Este material tiene una densidad de  $1.15 \text{ g/cm}^3$  y una resistencia a la fluencia de 88 MPa.
- Se utilizará el valor de la fuerza máxima del cilindro, 25,335.37 N, como una fuerza de reacción que actúa sobre la base.
- Se considerará que el punto de aplicación de las fuerzas, tanto el peso como la fuerza de reacción, se ubique en la mitad de la base.

Ecuaciones:

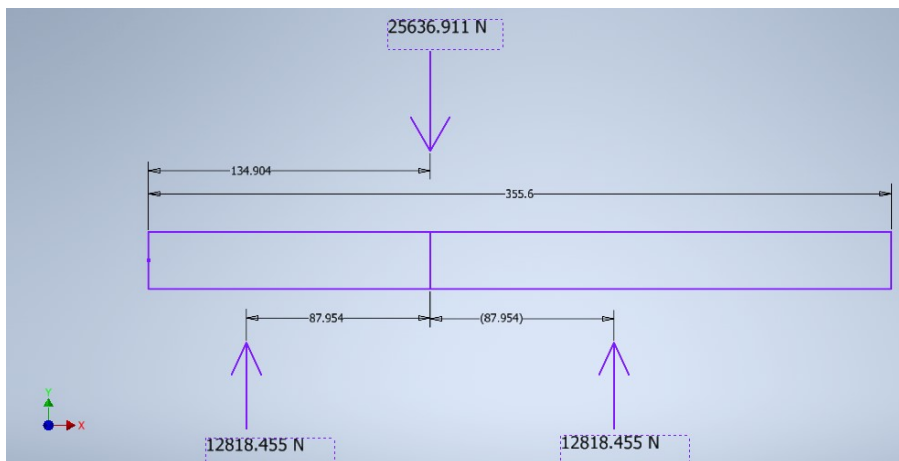
Cuadro 20. Datos de la base y sujeción

Base y sujeción			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Pesos			
Peso de cilindro hidráulico	Wc1	68.6	N
Peso de cilindro de bombeo	Wc2	39.2	N
Peso de platina 1	Wp1	18.958	N
Peso de platina 2	Wp2	18.958	N
Peso de platina 3	Wp3	33.571	N
Peso de platina 4	Wp4	5.924	N
Peso de columna 1	Wb1	10.829	N
Peso de columna 2	Wb2	8.509	N
Peso de mordaza	Wm	35.862	N
Base del equipo			
Longitud de la base	LB	355.6	mm
Ancho de la base	AB	355.6	mm
Espesor de la base	EB	25.4	mm
Fuerza	F	25335.37	N
Resistencia a la fluencia de nylamid	Sye	88	MPa
Distancia entre centro y final del espesor de la base	dB	12.7	mm
Distancia entre centro de cilindro y columna	d	87.954	mm

Cuadro 21. Datos por calcular de la base u sujeción, y su nomenclatura

Base y sujeción	
Nombre	Nomenclatura
Peso	
Peso total	W
Base	
Área transversal crítica	AcB
Esfuerzo normal por compresión	$\sigma_B$
Momento de fuerza de la base	MB
Momento de inercia de la base	IB
Esfuerzo normal por flexión	$\sigma_f B$
Factor de seguridad	vBc

Figura 34. Diagrama de cuerpo libre de la base



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

La base es el componente final de la máquina, sin considerar a los componentes que funcionan como conexiones, y es en el cual se sostiene el resto de ensamble, tanto los cilindros como la estructura. Es gracias a la base que se puede mantener estable y junto el conjunto de partes, además de que permitiría el traslado del equipo con mayor facilidad, incluyendo los sujetadores, los cuales cumplen la función de cargar de una forma más adecuada para el usuario. Para verificar que el material y las dimensiones del componente utilizado como base, es necesario comprobar el esfuerzo flector y el esfuerzo en compresión. En la Figura 34 se presenta el diagrama de cuerpo libre de la base y los puntos de aplicación de fuerzas.

Antes de que se lleven a cabo los cálculos para la base y sus situaciones críticas, es necesario considerar el peso completo de los componentes del equipo, ya que estos se suman a la fuerza máxima cuando se encuentra trabajando, además de que es el peso que se debe cargar al momento de intentar transportar el equipo completo. Para este cálculo se deben de sumar todos los pesos que fueron calculados en las secciones anteriores.

$$\begin{aligned}
W &= W_{c1} + W_{c2} + W_{p1} + W_{p2} + W_{p3} + \\
&\quad (W_{p4} * 2) + (W_{b1} * 2) + (W_{b2} * 2) + (W_m * 2) \\
W &= 68.6N + 39.2N + 18.958N + 18.958N + 33.571N + \\
&\quad (5.924N * 2) + (10.829N * 2) + (8.509N * 2) + (35.862N * 2) \\
W &= 301.54N
\end{aligned} \tag{59}$$

Cuando el sistema se encuentra funcionando, este debe estar ubicado sobre una superficie plana, como una mesa, por lo que la fuerza de reacción se debería de distribuir por toda la superficie de la base, pero para simplificar cálculos, se asumirá que esta se concentra como en el diagrama de cuerpo libre.

$$\begin{aligned}
A_{cB} &= A_B * L_B \\
A_{cB} &= 355.6mm * 355.6mm \\
A_{cB} &= 126451.36mm^2
\end{aligned} \tag{60}$$

Aplicación de la ecuación 42:

$$\begin{aligned}
\sigma_B &= \frac{25335.374N + 301.54N}{126451.36mm^2} \\
\sigma_B &= 0.20 \frac{N}{mm^2}
\end{aligned}$$

Las siguientes ecuaciones sirven para calcular el esfuerzo normal por flexión, y sumando el valor del esfuerzo normal por compresión, se puede obtener el esfuerzo normal máximo. Se debe obtener el factor de seguridad de este esfuerzo para verificar que la base no falle.

Aplicación de la ecuación 36:

$$\begin{aligned}
M_B &= \frac{(25335.374N + 301.54N)}{2} * 87.954mm \\
M_B &= 1127434.45Nmm
\end{aligned}$$

Aplicación de la ecuación 37:

$$\begin{aligned}
I_B &= \frac{355.6mm * (25.4mm)^3}{12} \\
I_B &= 485603.33mm^4
\end{aligned}$$

Aplicación de la ecuación 38:

$$\begin{aligned}
\sigma_{fB} &= \frac{1127434.45Nmm * 12.7mm}{485603.33mm^4} \\
\sigma_{fB} &= 29.49 \frac{N}{mm^2}
\end{aligned}$$

Aplicación de la ecuación 20:

$$v_{Bc} = \frac{88 \frac{N}{mm^2}}{29.49 \frac{N}{mm^2} + 0.20 \frac{N}{mm^2}}$$

$$v_{Bc} = 2.96$$

Resultados:

Cuadro 22. Resumen de resultados para base y sujeción

Base y sujeción			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Peso			
Peso total	W	301.54	N
Base			
Área transversal crítica	AcB	126451.36	mm <sup>2</sup>
Esfuerzo normal por compresión	σB	0.20	MPa
Momento de fuerza de la base	MB	1127434.45	Nmm
Momento de inercia de la base	IB	485603.33	mm <sup>4</sup>
Esfuerzo normal por flexión	σfB	29.49	MPa
Factor de seguridad	vBc	2.96	

## Conexiones

Supuestos:

- Se considerará que todos los pernos son SAE grado 8. Este tipo de pernos tiene una resistencia de prueba de 827.371 MPa.
- Se considerará que se tiene un factor de carga de conexiones de 0.9, ya que se desea que estas conexiones se mantengan de forma permanente y sujeten adecuadamente los cilindros, sujetadores de carga, y componentes de la estructura de la máquina.
- Se asumirá que el diámetro de todos los pernos que se ensamblan con la base es el mismo, siendo de  $\frac{3}{8}$  in, excepto los pernos del cilindro de bombeo, siendo de  $\frac{5}{16}$  para estos.
- Se considerará que la constante de rigidez sea de 0.136.
- Se asumirá que se está trabajando con la máxima fuerza del cilindro, siendo de 25,335.37 N, y esta sería repartida en la cantidad de tornillos aplicados. Para el caso del cilindro de bombeo, su fuerza máxima a la que sufre una reacción sería de 14,251.148 N.
- Para los tornillos en uniones en cortante:
  - Se tomará como base un factor de seguridad de 2 para los cálculos.

- Se analizarán únicamente las columnas 1 para la parte de la estructura, al ser consideradas como el punto crítico. El cilindro de bombeo también requiere de análisis con otra magnitud de fuerza.
  - Se utilizarán las medidas de las platinas 1 y 2, y también de las columnas 1, para realizar los cálculos.
  - Para el cilindro de bombeo, se utilizarán las medidas de las piezas que sirven como base para este cilindro, y el espesor de la base de la máquina.
  - Se asumirá que todos los componentes de la estructura están trabajando como si fueran acero AISI 1018, ya que este material tiene la menor resistencia a la fluencia, de 370 MPa, haciéndolo el material crítico.
  - Se tomará el valor de 88 MPa del Nylamid para la estructura de los tornillos del cilindro de bombeo, ya que es el material involucrado en esta parte con menor resistencia a la fluencia.
- Para la tuerca:
- Se considerará que el material es bronce Pb1, el cual tiene una resistencia a la fluencia de 190 MPa.
  - Se considerará que el diámetro externo es de  $1 - 3/8$  in.
  - Se considerará que la rosca externa tiene un factor de carga de conexiones de 0.9.

Ecuaciones:

Cuadro 23. Datos de las conexiones

Conexiones			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Resistencia de prueba mínima de perno SAE grado 8	Sp	827.371	MPa
Factor para conexiones permanentes	fp	0.9	
Uniones a tensión estática			
Área de esfuerzo de tensión	At2	50	mm <sup>2</sup>
Fuerza en tornillos de cilindro	F2a	12667.687	N
Constante de rigidez	C	0.136	
Fuerza en tornillos de subbase	F2b	6333.844	N
Fuerza en tornillos de sujetadores	F2c	75.38	N
Resistencia a la fluencia bronce Pb1	Sy	190	MPa
Área de esfuerzo de tensión tuerca	At2t	847.74	mm <sup>2</sup>
Fuerza en tuerca	F2d	14251.15	N
Uniones en cortante			
Factor de seguridad mínimo	vmin	2	
Fuerza repartida en las columnas	F4	12667.687	N
Fuerza de cilindro de bombeo repartida en tornillos	F4b	3562.787	N
Resistencia a la fluencia de acero AISI 1018	Sy1	370	MPa
Resistencia a la fluencia Nylamid	Sy2	88	MPa
Espesor de platina	Ep1	25.4	mm
Altura de la platina	Ap1	63.5	mm
Díámetro de la barra	Db1	15.875	mm
Profundidad de la barra dentro de la platina	Pb1	31.75	mm
Espesor de base de cilindro de bombeo	Eb	25.4	mm
Ancho de base de cilindro de bombeo	Anb	88.9	mm
Espesor de la base de la máquina	Ebm	25.4	mm
Espesor total	Ebt	50.8	mm

Cuadro 24. Datos por calcular de las conexiones de uniones a tensión estática y su nomenclatura

Uniones a tensión estática	
Nombre	Nomenclatura
Cilindro	
Carga de prueba	Fp2a
Precarga	Fi2a
Fuerza axial	Fb2a
Esfuerzo axial	$\sigma$ b2a
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2a
Factor de sobrecarga	vL2a
Factor de seguridad de separación	vo2a
Subbase	
Carga de prueba	Fp2b
Precarga	Fi2b
Fuerza axial	Fb2b
Esfuerzo axial	$\sigma$ b2b
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2b
Factor de sobrecarga	vL2b
Factor de seguridad de separación	vo2b
Sujetadores	
Carga de prueba	Fp2c
Precarga	Fi2c
Fuerza axial	Fb2c
Esfuerzo axial	$\sigma$ b2c
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2c
Factor de sobrecarga	vL2c
Factor de seguridad de separación	vo2c
Tuerca	
Carga de prueba	Fp2d
Precarga	Fi2d
Fuerza axial	Fb2d
Esfuerzo axial	$\sigma$ b2d
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2d
Factor de sobrecarga	vL2d
Factor de seguridad de separación	vo2d

Cuadro 25. Datos por calcular de las conexiones de uniones en cortante y su nomenclatura

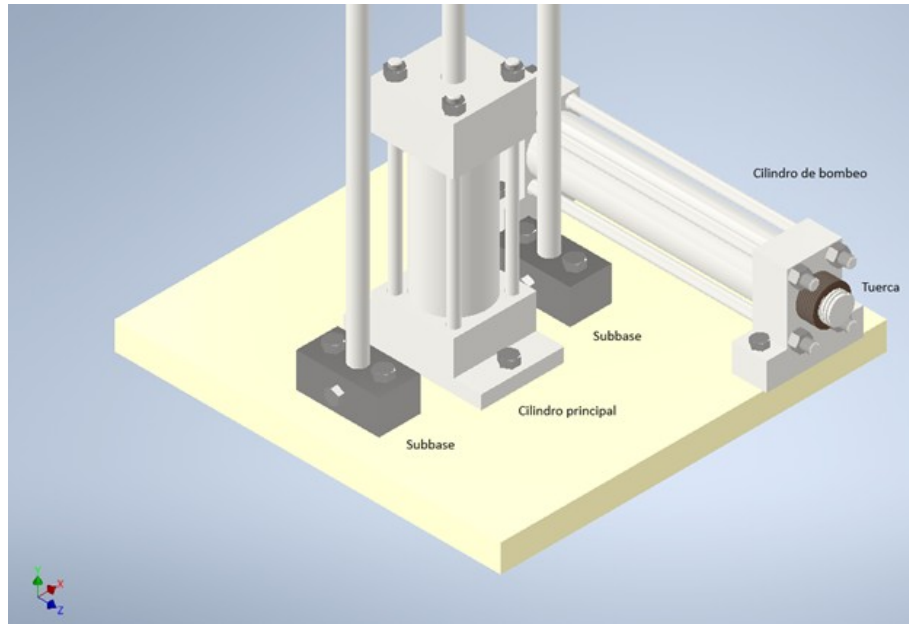
Uniones en cortante	
Nombre	Nomenclatura
Estructura	
Diámetro de perno elegido	Dt1
Factor de seguridad para corte puro	vct1
Factor de seguridad para compresión pura	vcm1
Factor de seguridad para aplastamiento en perno	vap1
Factor de seguridad para aplastamiento en elementos	vae1
Cilindro de bombeo	
Diámetro de perno elegido	Dt2
7.9375	mm
Factor de seguridad para corte puro	vct2
Factor de seguridad para compresión pura	vcm2
Factor de seguridad para aplastamiento en perno	vap2
Factor de seguridad para aplastamiento en elementos	vae2

Para las conexiones de las partes en la máquina, el uso de tornillos y tuercas fue el método que se decidió elegir, pero aún se debe verificar que los tornillos y sus respectivas medidas sean las capaces de cumplir su función sin fallar. Por lo mismo, se decidió separar todas las conexiones en los diferentes casos que hay en la unión por pernos, y con base en ello, realizar los cálculos. Los casos que se encontraron fueron uniones a tensión estática y uniones en cortante.

Uniones a tensión estática (A partir de este punto se le llamará como “caso 2”):

En la Figura 35 se presenta otra vista a la parte inferior de máquina, donde se señalan las platinas que sirven como subbase, el cilindro hidráulico, y la tuerca. Estos componentes y lo que serían los sujetadores para cargar, son los tornillos que están trabajando bajo el caso 2, ya que son las uniones en una tensión estática. Es considerado como tensión estática en lugar de fatiga ya que son muy pocas las ocasiones en que estos tornillos estarán en un caso crítico y de forma poco constante. De todos los componentes del caso 2, claramente los tornillos del cilindro son los que están trabajando en una situación crítica, ya que solamente son 2 tornillos repartiéndose la fuerza de reacción del cilindro.

Figura 35. Vista isométrica parcial de la máquina enfocándose y señalando las platinas de subbase, el cilindro hidráulico y la tuerca



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Para los tornillos del caso 2 el diámetro de los tornillos es de  $\frac{3}{8}$  in y la fuerza máxima se reparte a la mitad al ser dos tornillos los que ensamblan al cilindro.

Aplicación de la ecuación 52:

$$F_{p2a} = 827.371 \frac{N}{mm^2} * 50mm^2$$

$$F_{p2a} = 41368.47N$$

Aplicación de la ecuación 53:

$$F_{i2a} = 41368.47N * 0.9$$

$$F_{i2a} = 37231.62N$$

Aplicación de la ecuación 54:

$$F_{b2a} = (0.136 * 12667.687N) + 37231.62N$$

$$F_{b2a} = 38954.43N$$

Aplicación de la ecuación 55:

$$\sigma_{b2} = \frac{38954.43N}{50mm^2}$$

$$\sigma_{b2} = 779.09 \frac{N}{mm^2}$$

El resto de las ecuaciones para este caso son los factores de seguridad, siendo para la fluencia estática, para la sobrecarga, y para la separación respectivamente. El factor de seguridad para la fluencia estática que se calculó es bastante bajo, muy cercano a 1, lo que lo haría el punto más crítico de toda la máquina.

Aplicación de la ecuación 56:

$$v_{p2a} = \frac{827.37 \frac{N}{mm^2}}{779.09 \frac{N}{mm^2}}$$

$$v_{p2a} = 1.06$$

Aplicación de la ecuación 57:

$$v_{L2a} = \frac{(827.37 \frac{N}{mm^2} * 50mm^2) - 38954.43N}{0.136 * 12667.687N}$$

$$v_{L2a} = 2.40$$

Aplicación de la ecuación 58:

$$v_o = \frac{37231.62N}{12667.687N * (1 - 0.136)}$$

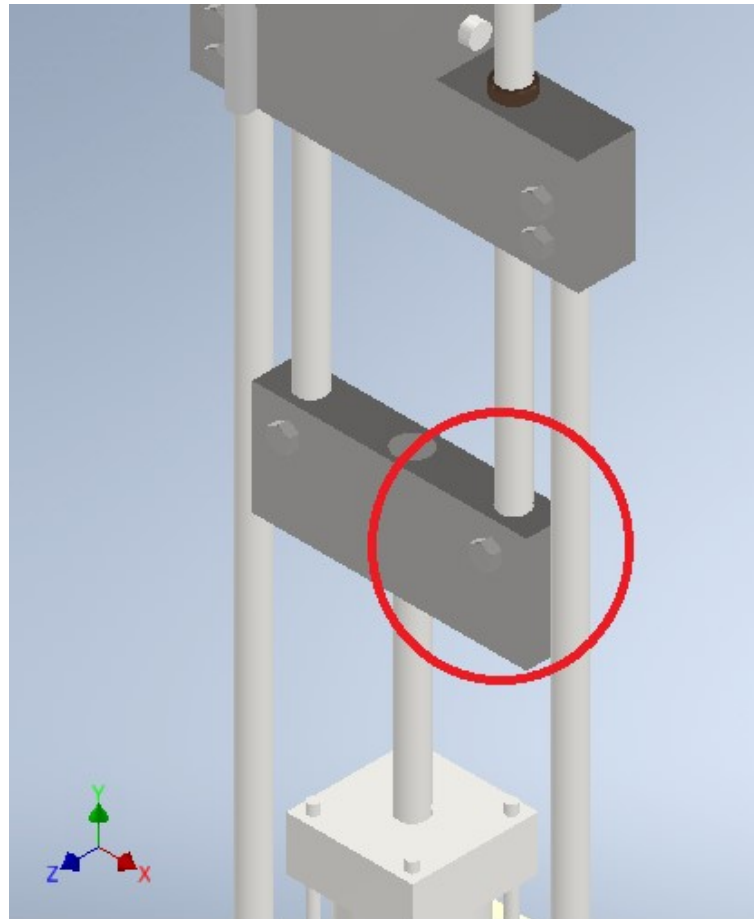
$$v_o = 3.40$$

Los cálculos anteriores para el caso 2 solamente son para los tornillos del cilindro hidráulico. Los cálculos para el caso 2 de las subbases, los sujetadores y la tuerca son exactamente los mismos, pero con distintos valores de las fuerzas con las que trabajan, y en las propiedades del material para la tuerca. Por lo mismo es que no se transcribieron estos cálculos, pero se presentan los valores finales en la tabla de resultados, en el Cuadro 26.

Uniones en cortante (A partir de este punto se le llamará como “caso 4”):

El caso 4 es uno de los tipos de casos que suele tener que realizarse más cálculos, ya que debe verificar varios aspectos con respecto a los materiales de la unión cortante y que las dimensiones cumplan con los factores de seguridad indicados. En la Figura 36 se presenta una vista de la máquina donde se señala en un círculo rojo uno de los varios lugares que tienen uniones cortantes, la cual se podría considerar como crítica al tener solamente un tornillo en la unión entre platina y columna (a pesar de que se encuentre trabajando en compresión y con la reacción del cuerpo de la platina, pero se asume como un peor caso posible). Los cuatro aspectos que se deben de verificar son el corte puro, la compresión pura, el aplastamiento en perno, y el aplastamiento en elementos.

Figura 36. Vista isométrica parcial de la máquina enfocándose en el tornillo que conecta la platina 1 con la columna 1



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Con el corte puro se busca determinar el diámetro mínimo para un tornillo basándose en un factor de seguridad asignado y con las propiedades del material del tornillo y la fuerza aplicada.

Despejar y aplicar ecuación 22:

$$\tau_{4a} = \frac{827.371 \frac{N}{mm^2} * 0.577}{2}$$

$$\tau_{4a} = 238.7 \frac{N}{mm^2}$$

Despejar y aplicar ecuación 46:

$$A_{4a} = \frac{12667.69N}{238.7 \frac{N}{mm^2}}$$

$$A_{4a} = 53.07mm^2$$

Aplicación de la ecuación 6:

$$D_{4a} = \sqrt{\frac{4 * 53.07mm^2}{\pi}}$$

$$D_{4a} = 8.22mm$$

La compresión pura es distinta a los demás aspectos, debido a que esta calcula cuanto es el diámetro máximo que el tornillo puede tener antes de que los elementos que se encuentran unidos puedan tener un factor de seguridad menor al deseado basándose en la resistencia que las dimensiones puedan brindar. Por lo mismo, de primero se debe obtener las áreas transversales de los elementos que forman parte de la unión.

$$A_{col} = D_{b1} * P_{b1}$$

$$A_{col} = 15.875mm * 31.75mm$$

$$A_{col} = 504.03mm^2$$
(61)

$$A_v = (E_{p1} - D_{b1}) * P_{b1}$$

$$A_v = (25.4mm - 15.875mm) * 31.75mm$$

$$A_v = 302.42mm^2$$
(62)

Posterior a obtener las áreas transversales, se debe realizar algo parecido a lo que se hizo en el corte puro, donde se utilizaron dos ecuaciones que se despejaron y modificaron para obtener el esfuerzo mínimo y el área mínima, pero en este caso son para obtener el esfuerzo mínimo y el área máxima. Para el cálculo del esfuerzo mínimo se utiliza una resistencia a la fluencia de 370 MPa, debido a que es el valor mínimo de los elementos y ayuda a simplificar los cálculos, aunque no sean exactos.

Despejar y aplicar ecuación 20:

$$\sigma_{4b} = \frac{370 \frac{N}{mm^2}}{2}$$

$$\sigma_{4b} = 185 \frac{N}{mm^2}$$

Despejar y aplicar ecuación 42:

$$A_{max4b} = \frac{12667.687N}{185 \frac{N}{mm^2}}$$

$$A_{max4b} = 68.47mm^2$$

Con el valor de esta última área, se puede obtener el diámetro máximo posible para que se cumpla con el requisito. Para eso se utiliza la ecuación 63, la cual difiere con otras ecuaciones para calcular diámetros al basarse en otro plano dimensional. Por eso mismo es que también se utiliza el espesor de la platina, ya que esta atraviesa toda la unión.

$$D_{max4b} = \frac{(A_{col} + A_v - A_{max4b})}{E_{p1}}$$

$$D_{max4b} = \frac{(504.03mm^2 + 302.42mm^2 - 68.47mm^2)}{25.4mm} \quad (63)$$

$$D_{max4b} = 29.05mm$$

Para el aplastamiento en pernos se debe calcular el esfuerzo normal máximo y el diámetro mínimo del tornillo, pero la diferencia en estas ecuaciones es que la resistencia de la fluencia es la del tornillo (la resistencia de prueba) en lugar de la de la platina. El diámetro mínimo se calcula con la ecuación 64.

Despejar y aplicar ecuación 20:

$$\sigma_{4c} = \frac{827.687 \frac{N}{mm^2}}{2}$$

$$\sigma_{4c} = 413.69 \frac{N}{mm^2}$$

Despejar y aplicar ecuación 42:

$$A_{4c} = \frac{12667.687N}{413.69 \frac{N}{mm^2}}$$

$$A_{4c} = 30.62mm^2$$

$$D_{4c} = \frac{A_{4c}}{E_p}$$

$$D_{4c} = \frac{30.62mm^2}{25.4mm} \quad (64)$$

$$D_{4c} = 1.21mm$$

Para finalizar, el aplastamiento en elementos utiliza el mismo valor que se obtuvo en la compresión pura para el esfuerzo de compresión como el esfuerzo de aplastamiento, pero sigue siendo el mismo procedimiento que se realizó en el aplastamiento del perno.

Despejar y aplicar ecuación 42:

$$A_{4d} = \frac{12667.687N}{185 \frac{N}{mm^2}}$$

$$A_{4d} = 68.47mm^2$$

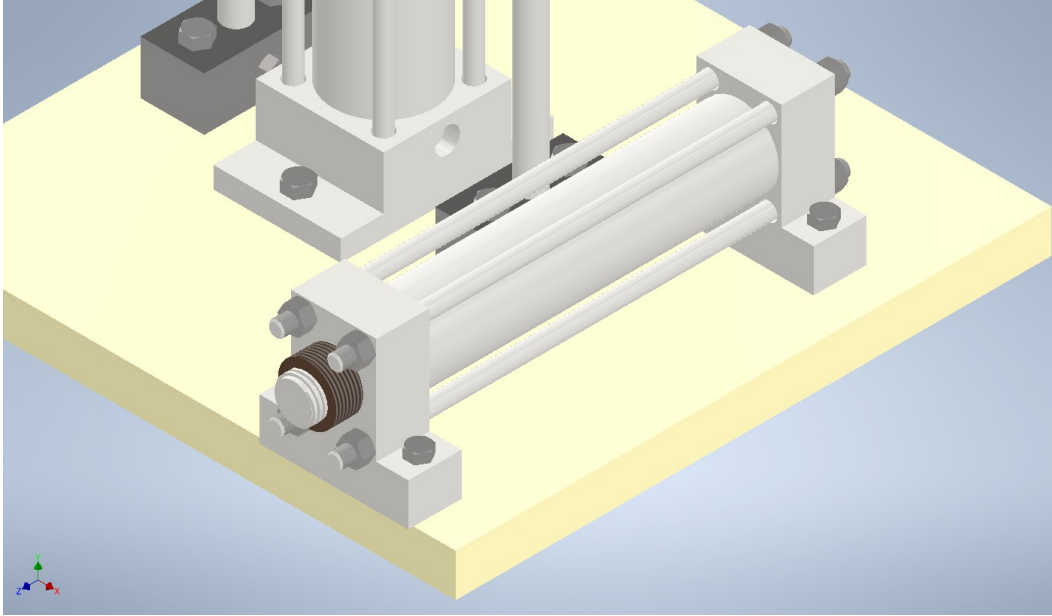
Aplicación de la ecuación 64:

$$D_{4d} = \frac{68.47mm^2}{25.4mm}$$

$$D_{4d} = 2.7mm$$

Al finalizar estos cálculos, se determinó que el diámetro mínimo para tener un factor de seguridad de 2 es de 8.22 mm, mientras que el máximo es de 29.05 mm. Por lo mismo, se decidió escoger tornillo de diámetro  $\frac{5}{16}$  in, lo que equivale a 7.9375 mm. Este valor es menor al que se calculó, pero es relativamente cercano, y el factor de seguridad de 2 solamente sirvió como base para el cálculo, no es necesariamente obligatorio que este sea el valor exacto.

Figura 37. Vista isométrica parcial de la máquina enfocándose en el cilindro de bombeo



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 37 se presenta una imagen de la vista del cilindro de bombeo, el cual tiene sus tornillos de fijación en la parte inferior. Estos tornillos se enfrentan a una fuerza de reacción de 3562.787 N en cada uno, ya que entre ellos se reparte la fuerza total máxima del cilindro. En los demás cálculos son las mismas operaciones, pero con distintos valores. Al final se obtiene un valor mínimo para el diámetro del tornillo de 4.36 mm, lo que permite que se puedan utilizar tornillos de  $\frac{5}{16}$  in. En el Cuadro 27 se presentan como resultados el diámetro elegido para los tornillos y los factores de seguridad para cada uno de los aspectos.

Resultados:

Cuadro 26. Resumen de resultados para las conexiones de uniones a tensión estática

Uniones a tensión estática			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Cilindro			
Carga de prueba	Fp2a	41368.47	N
Precarga	Fi2a	37231.62	N
Fuerza axial	Fb2a	38954.43	N
Esfuerzo axial	$\sigma$ b2a	779.09	MPa
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2a	1.06	
Factor de sobrecarga	vL2a	2.40	
Factor de seguridad de separación	vo2a	3.40	
Subbase			
Carga de prueba	Fp2b	41368.47	N
Precarga	Fi2b	37231.62	N
Fuerza axial	Fb2b	38093.02	N
Esfuerzo axial	$\sigma$ b2b	761.86	MPa
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2b	1.09	
Factor de sobrecarga	vL2b	4.80	
Factor de seguridad de separación	vo2b	6.80	
Sujetadores			
Carga de prueba	Fp2c	41368.47	N
Precarga	Fi2c	37231.62	N
Fuerza axial	Fb2c	37241.87	N
Esfuerzo axial	$\sigma$ b2c	744.84	MPa
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2c	1.11	
Factor de sobrecarga	vL2c	403.51	
Factor de seguridad de separación	vo2c	571.63	
Tuerca			
Carga de prueba	Fp2d	161070.65	N
Precarga	Fi2d	144963.58	N
Fuerza axial	Fb2d	146901.74	N
Esfuerzo axial	$\sigma$ b2d	173.29	MPa
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2d	1.10	
Factor de sobrecarga	vL2d	8.31	
Factor de seguridad de separación	vo2d	11.7	

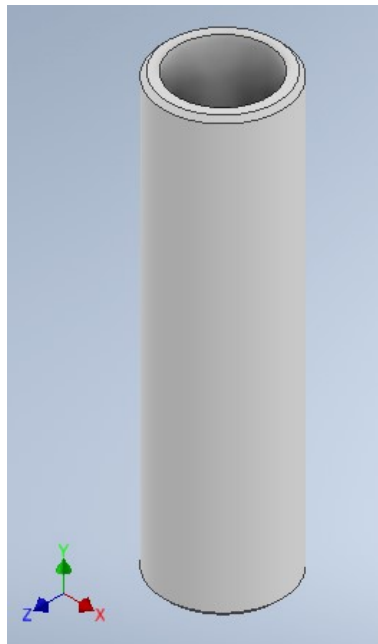
Cuadro 27. Resumen de resultados para las conexiones de uniones en cortante

Uniones en cortante			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Estructura			
Diámetro de perno elegido	Dt1	7.9375	mm
Factor de seguridad para corte puro	vct1	1.86	
Factor de seguridad para compresión pura	vcm1	17.67	
Factor de seguridad para aplastamiento en perno	vap1	13.17	
Factor de seguridad para aplastamiento en elementos	vae1	5.89	
Cilindro de bombeo			
Diámetro de perno elegido	Dt2	7.9375	mm
Factor de seguridad para corte puro	vct2	6.63	
Factor de seguridad para compresión pura	vcm2	101.59	
Factor de seguridad para aplastamiento en perno	vap2	93.64	
Factor de seguridad para aplastamiento en elementos	vae2	29.60	

#### 6.4.2. Aspectos de diseño

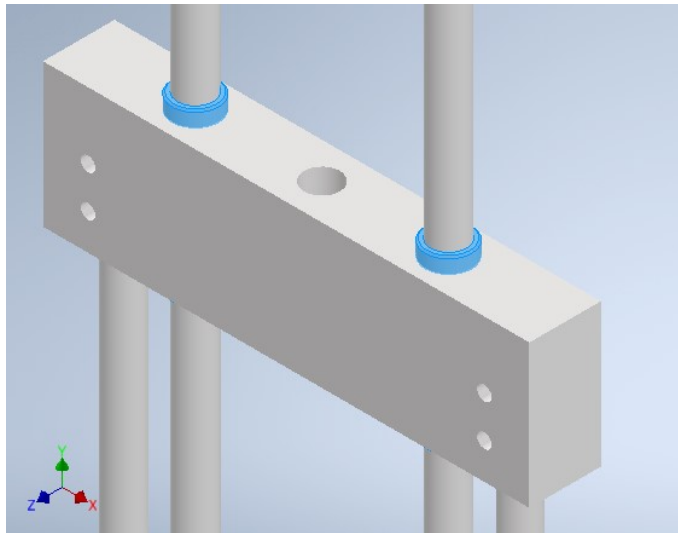
##### Tolerancias

Figura 38. Vista isométrica del buje



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 39. Ubicaciones de los bujes en la máquina



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

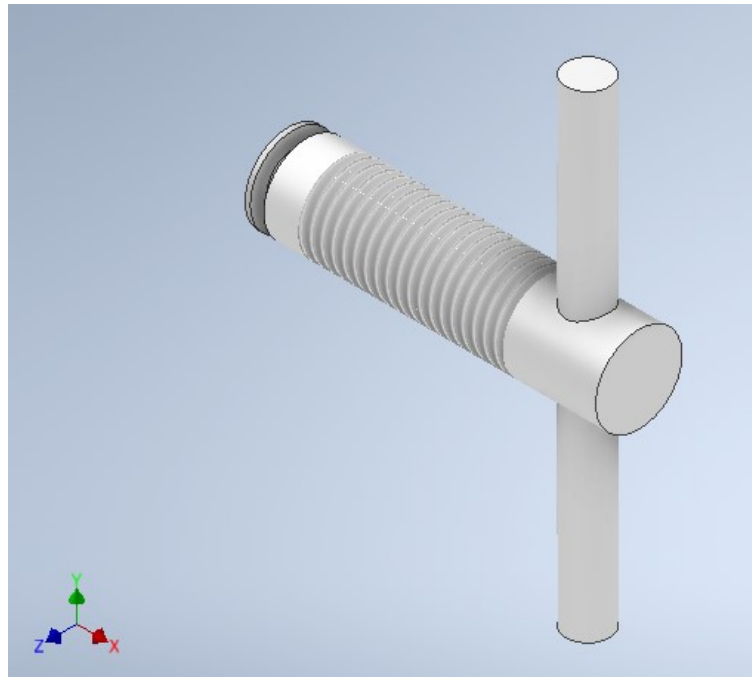
En la Figura 38 se puede observar un buje de bronce. La razón por la cual se diseñó este componente fue porque que las barras 1 tienen que pasar deslizándose a través de los agujeros de la platina 3, así la máquina puede efectuar la aplicación de fuerza del cilindro sobre las probetas. En la Figura 39 se observa donde se encuentran colocados.

La problemática con esta parte de la máquina radica en que las barras deben de deslizarse a través de esta para que la fricción no perjudique el funcionamiento del equipo, por lo que se busca que los componentes no se dañen, y tampoco que las barras se atoren. Algunos problemas incluyen que debe buscarse cierta holgura entre el diámetro exterior del buje con el diámetro del agujero de la platina, con el objetivo de evitar que se deforme el buje, y que la barra no tenga juego con el diámetro interior del buje para evitar movimiento que no sea de su eje y. Las barras cromadas en Guatemala suelen tener una tolerancia de f7, lo que se debe considerar para este tipo de situaciones.

Para afrontar este problema se decidió lo siguiente:

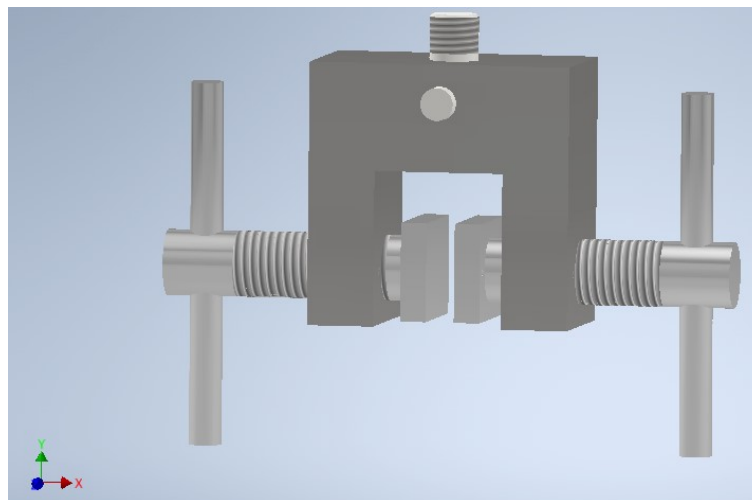
- Diámetro de agujero en platina - H7.
- Diámetro exterior del buje - h6.
- Diámetro exterior del buje = 13/16 in.
- Diámetro interior del buje - H8.
- Diámetro de la barra - f7.
- Diámetro de la barra = 5/8 in.

Figura 40. Vista isométrica del tornillo de la mordaza



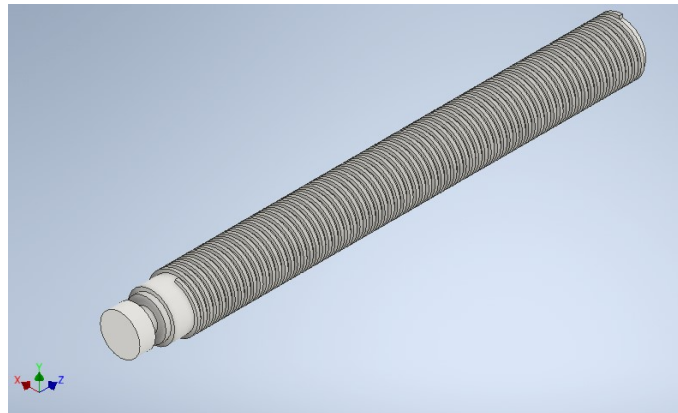
Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 41. Ubicaciones de los tornillos de la mordaza



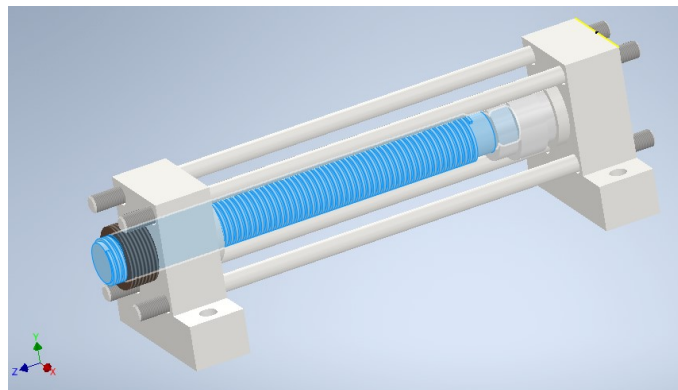
Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 42. Vista isométrica del tornillo de potencia del cilindro



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 43. Ubicaciones de los tornillos de potencia del cilindro



Nota. Captura de pantalla de Autodesk Inventor reimpresas por cortesía de Autodesk, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Desde la Figura 40 hasta la Figura 43 se presentan un par de componentes y su ubicación en la máquina. Estos son tornillos de potencia, y ambos cuentan con la misma función de generar un movimiento lineal a otro componente ensamblado, mientras que estos se rotan para generarlo. Es por eso que ambos cuentan con sus respectivas ranuras, para ensamblar con el tornillo. La necesidad de una tolerancia en esta pieza se debe a que se busca que el tornillo y su componente ensamblado actúen de manera similar a un cojinete, con rotación en el eje, pero la otra pieza permanece fija en el giro, y con la rosca del tornillo de potencia se pueda realizar el movimiento lineal.

Para afrontar este problema se decidió lo siguiente:

- Diámetro de agujero de la mandíbula - H8.
- Diámetro del tornillo de la mordaza - f7.

- Diámetro del tornillo de la mordaza = 1 in.
- Diámetro de agujero del pistón - H8.
- Diámetro del tornillo de potencia del cilindro - f7.
- Diámetro del tornillo de potencia del cilindro = 0.75 in.

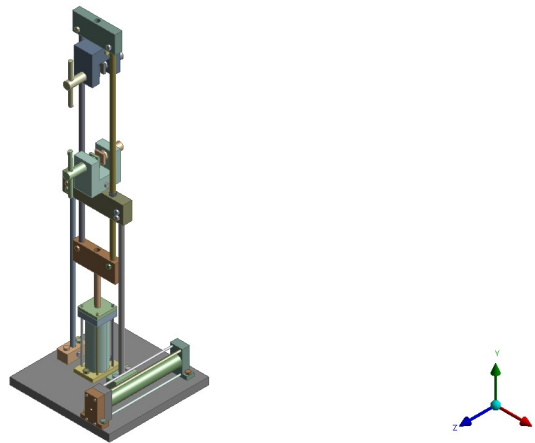
## 6.5. Simulaciones

### 6.5.1. Metodología

El análisis que se realizó utilizando como herramienta el programa de ANSYS ©Academic Research Mechanical, Release 24.1, fue el de determinar la capacidad de la máquina de ensayos de tensión donde el cilindro hidráulico aplica una carga máxima de 25,335.37 Newtons. La razón por la que se realizó este análisis fue para determinar si se realizaron correctamente los cálculos y verificar que ninguna pieza de la máquina pueda llegar a fallar en el caso crítico donde el cilindro aplica su mayor fuerza, sin considerar el limitante de fuerza en los cilindros con la aplicación de una válvula. Para llevar a cabo la simulación se requirió establecer en el sistema sus condiciones de carga aplicada, soportes y tipos de contactos de cada elemento individual, incluyendo cada componente de los subensambles, para después realizar los cambios necesarios en la construcción del mallado con el fin de mejorar su calidad. Al terminar la configuración de todos los aspectos, se obtienen finalmente los valores de esfuerzo, factores de seguridad y en algunos componentes su deformación.

### 6.5.2. Cambios en la geometría

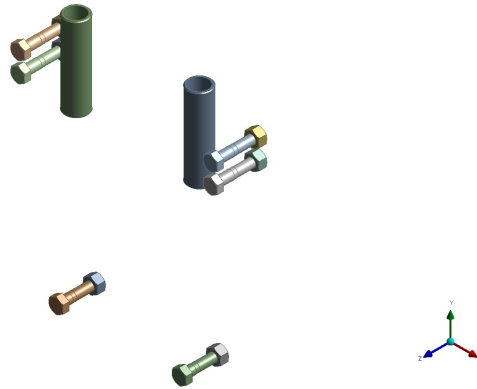
Figura 44. Vista isométrica del modelo de la máquina



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 44 se muestra una vista isométrica de un modelo de la máquina de ensayos de tensión. Este modelo fue importado desde el programa de Autodesk Inventor ©. Antes de realizar la configuración de la simulación, es necesario eliminar detalles geométricos no relevantes de algunas partes del modelo para facilitar la computación de la simulación. Las partes de la máquina que se deben simplificar son todos los tornillos, tuercas y bujes, así como se muestra en la Figura 45.

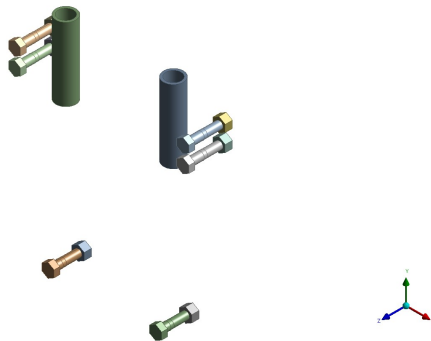
Figura 45. Tornillos, tuercas y bujes de las platinas 1 y 3 con chaflanes



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Todos los tornillos y tuercas tienen en sus cabezas una serie de chaflanes en ambos lados, lo que hace que cada uno de estos componentes tenga un total de 12 chaflanes en la cabeza. Estas son las operaciones que se consideran irrelevantes para la simulación al ser tan pequeñas y que su supresión puede facilitar la formación del mallado. En la parte inferior de los tornillos también se encuentran chaflanes, los cuales rodean toda la circunferencia de estos y que también son necesarios de eliminar. Los bujes son los últimos componentes que también tienen chaflanes, específicamente en la parte superior e inferior de estos en la circunferencia del diámetro exterior. La Figura 46 muestra los cambios que se hicieron a los componentes de la Figura 45, con los chaflanes eliminados y listos para su procesamiento en la simulación.

Figura 46. Tornillos, tuercas y bujes de las platinas 1 y 3 con chaflanes eliminados



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

### 6.5.3. Materiales

La primera configuración que se lleva a cabo en la simulación es la asignación de material a cada componente del modelo. Para esta simulación hay un total de seis materiales, cuyas propiedades se resumen en la siguiente tabla:

Cuadro 28. Tabla de propiedades de materiales para la simulación

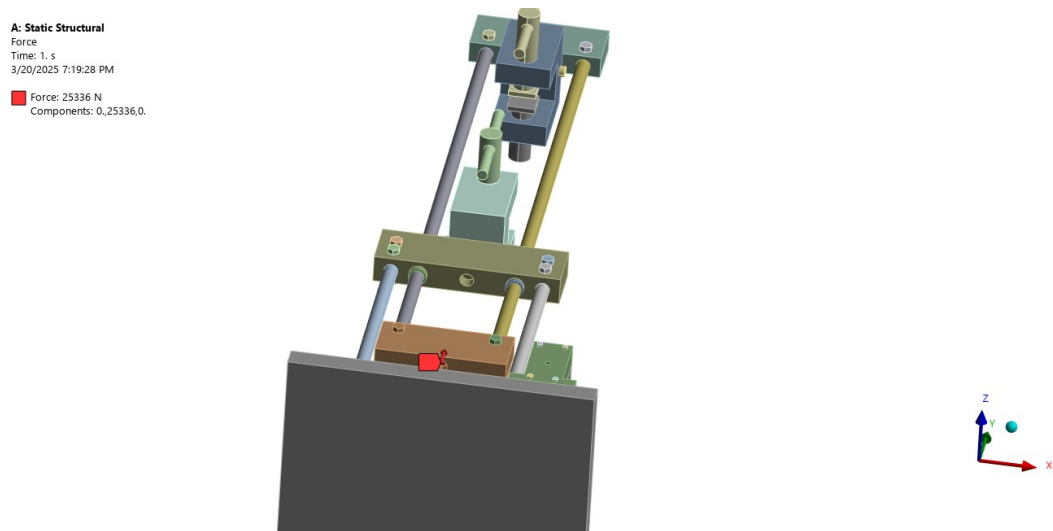
Materiales				
Material	Densidad ( $g/cm^3$ )	Resistencia a la fluencia (MPa)	Módulo de elasticidad (GPa)	Coefficiente de Poisson
Acero 1018	7.87	370	200	0.29
Acero 1045	7.85	515	206	0.29
Acero AISI 4140	7.85	896	205	0.29
Acero inoxidable 304	8	215	193	0.29
Nylamid	1.15	88	1.75	0.29
Bronce pb1	8.8	190	110	0.34

Cada uno de estos materiales es asignado a las piezas respectivas con los datos de propiedades asumidos para los cálculos de la máquina.

### 6.5.4. Cargas y soportes

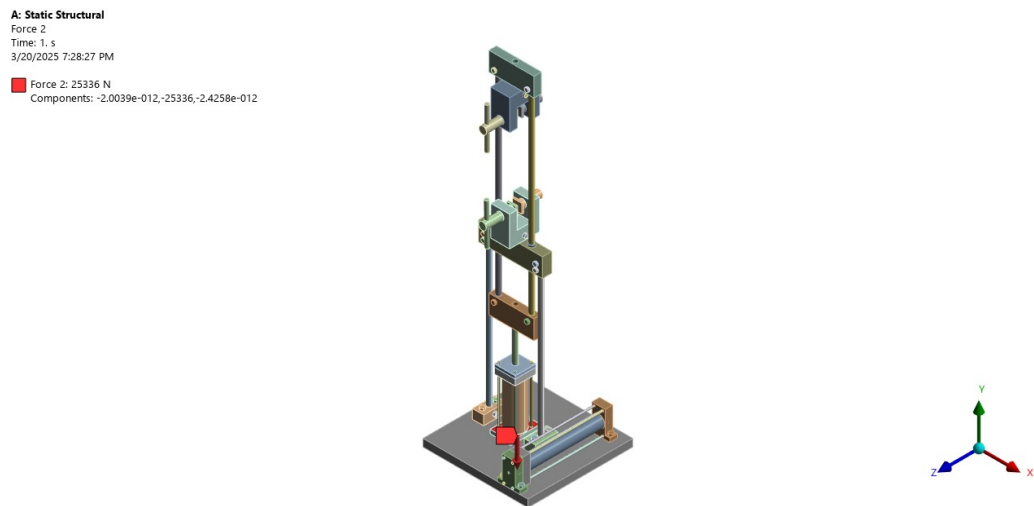
Para la configuración de las cargas fue necesario establecer el caso crítico para la máquina. En esta situación, la carga principal corresponde a 25,335.37 N, la cual es la que ejerce el cilindro hidráulico en la platina inferior de la máquina. Esta carga se colocó en el agujero inferior de la platina 1, en la superficie de la profundidad de este, así como se muestra en la Figura 47. Al ser el cilindro el que ejerce la carga, esta debe tener una fuerza de reacción, por lo que se aplicó la misma magnitud de fuerza sobre la superficie superior de la base del cilindro, así como se muestra en la Figura 48. También se debe añadir la fuerza máxima de reacción en el cilindro de bombeo, la cual se recomienda que se aplique en la base que sostiene a la tuerca de bronce con dirección paralela al cilindro y hacia el eje Z. Esta fuerza es de 14,251.148 N.

Figura 47. Fuerza de 25335.37 Newtons en la platina 1



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimprimas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

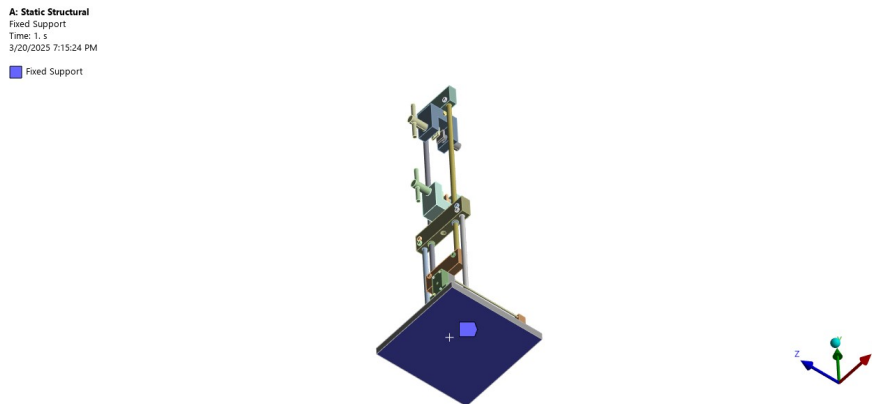
Figura 48. Fuerza de 25335.37 Newtons sobre cilindro hidráulico



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimprimas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

En cuanto a los soportes, fue necesario colocar el único soporte existente (base continua), el cual es un soporte fijo debido a que en los análisis de estructuras y sistemas estáticos es necesario tener al menos un soporte fijo. En la Figura 51 se muestra el soporte fijo en la pieza inferior de todo el sistema, la cual se seleccionó con la opción de “fixed”.

Figura 49. Soporte fijo en la superficie inferior de la base

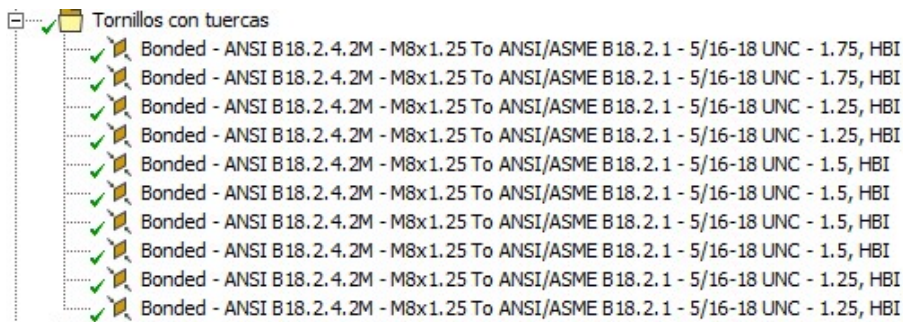


Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

### 6.5.5. Contactos

La configuración de los contactos es una de las operaciones más complicadas, ya que se tienen 142 contactos en el modelo de la máquina. Para facilitar la organización de estos se decidió separarlos en 14 subcarpetas, algunas se mostrarán como ejemplos en las siguientes figuras. La mitad de las carpetas son de solamente contactos tipo “bonded”, como lo es la carpeta que se muestra en la Figura 50, la cual representa los contactos fijos entre aquellos tornillos que se ensamblan con tuercas y las respectivas tuercas. Los contactos entre componentes pertenecientes a alguno de los cilindros se asumen como “bonded”, así como cualquier contacto que se puede asumir que requiere de ensamblado y desensamblado para su mantenimiento fijo.

Figura 50. Contactos de tornillos con tuercas

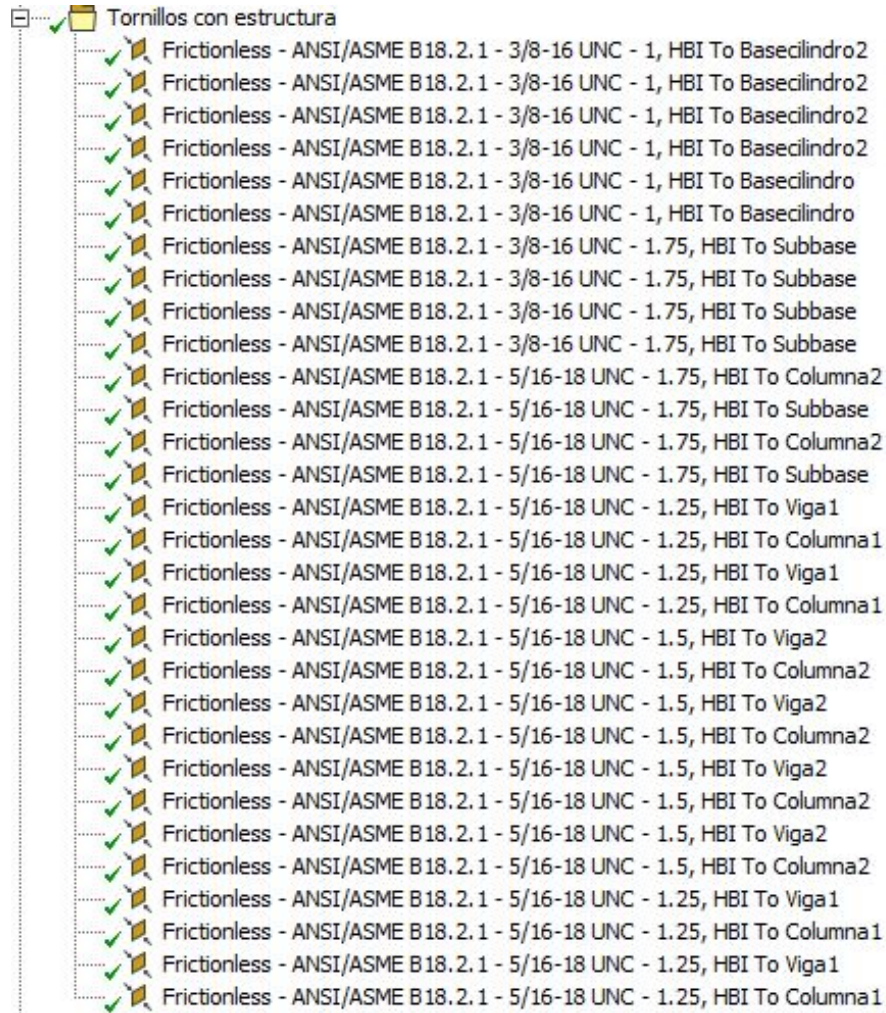


Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

La Figura 51 muestra los contactos de la superficie del cuerpo de los tornillos con otros componentes que conforman la estructura de la máquina, siendo contactos donde los tornillos solamente atraviesan la estructura pero su conexión fija ocurre con otra pieza, por lo que

se configuró como “frictionless”, ya que no tienen algún tipo de conexión que requiera de ensamblado y desensamblado para su mantenimiento fijo, solamente son piezas que tienen una relación física, pero libertad entre ellas. La Figura 51 es la carpeta con mayor cantidad de contactos tipo “frictionless”, y se tiene un total de cinco carpetas que están conformadas solamente por este tipo de contactos.

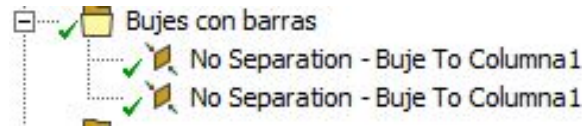
Figura 51. Contactos de tornillos con estructura de la máquina



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

La Figura 52 muestra que los contactos entre los bujes con las barras son de “no separation”, ya que se desea que el deslizamiento de las barras mientras se limita su movimiento de separación en otros ejes. Esta es la única carpeta de su tipo, mientras que la otra carpeta sobrante tiene una mezcla entre contactos “frictionless” y “bonded”, siendo la carpeta para los contactos de los conectores de las mordazas.

Figura 52. Contactos de bujes con columnas 1

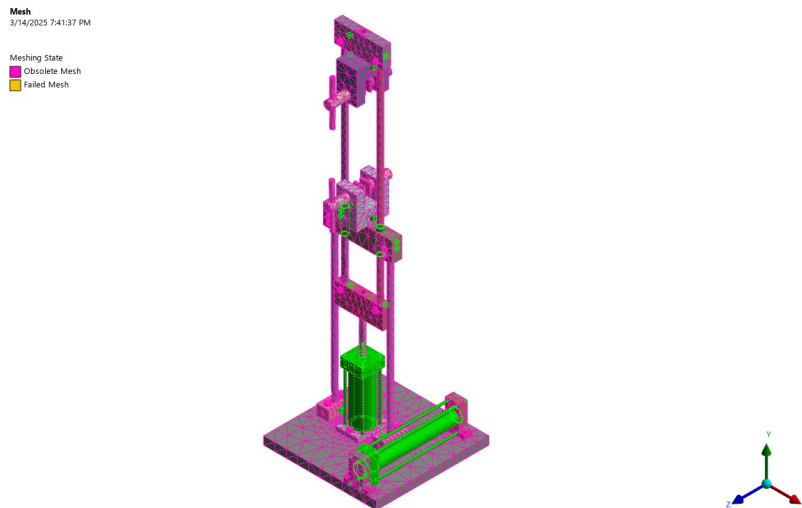


Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

### 6.5.6. Mallado

Para realizar un mallado adecuado y con una buena calidad se decidió utilizar cuatro métodos. El primer método fue un “Sweep Method”, el cual se realizó a aquellos cuerpos que son considerados como “Sweepable”. Se realizó este método porque se encarga de realizar una malla cuadrilateral en una cara para después barrer los elementos a lo largo de su ancho, por lo que se obtiene una mejor calidad con base en los elementos hexaédricos. En la Figura 53 se muestran las partes que son cuerpos “Sweepable”, donde son básicamente casi todo el cilindro hidráulico (excepto por el pistón y la base), el cilindro de bombeo (excepto las bases), las tuercas, los bujes y los pines.

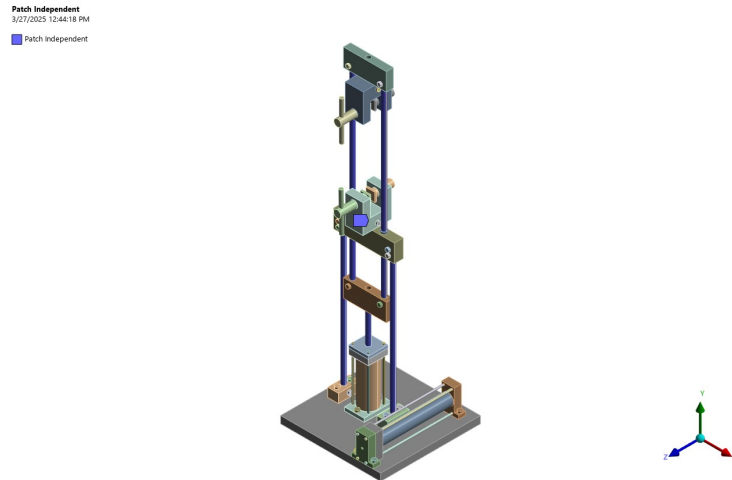
Figura 53. Piezas “sweepable” de la máquina en color verde



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

El segundo método que se decidió utilizar fue un “Patch Independent”, debido a que es un método perteneciente a la categoría de “Tetrahedrons”, que es útil para elementos con muchas curvas o caras angulares, y varias piezas de este sistema son cilíndricas. Para este método seleccionado, es necesario establecer un límite de tamaño necesario, por lo que se eligió 1 milímetro. En la Figura 54 se observa que las piezas seleccionadas para este método fueron el pistón del cilindro, las columnas, y los conectores.

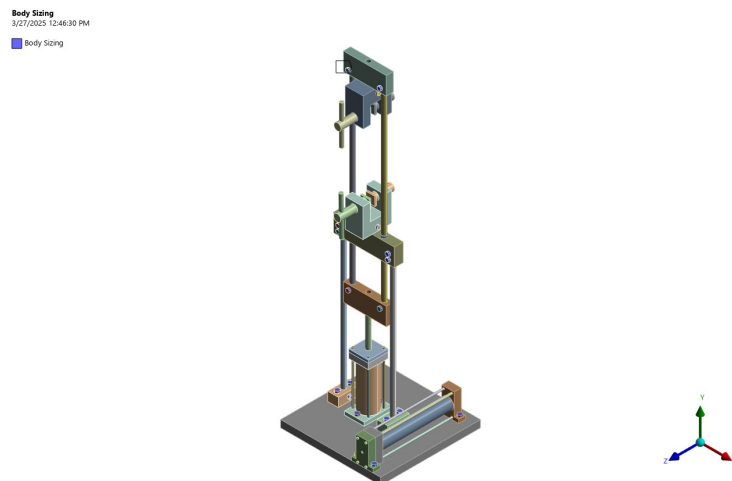
Figura 54. Piezas “Patch Independent” de la máquina en color azul



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

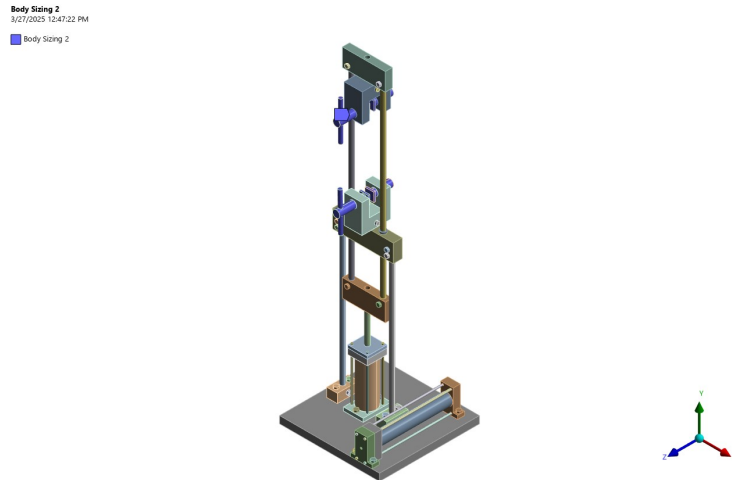
El tercer método que se utilizó fue “Body Sizing”, debido a que con este método se puede establecer el valor que se desea en las subdivisiones del mallado, y suele permitir obtener mejores valores de calidad. Se realizaron tres configuraciones de “Body Sizing”, siendo uno exclusivamente para los tornillos, configurado con 1 milímetro. En las figuras 55 y 56 se muestran imágenes de dos mallados con este método, y es que la Figura 55 es el de los tornillos, mientras que la 56 es para los tornillos de la mordaza, que también es de 1 milímetro, pero que se tuvo que realizar por separado debido a que se generaban problemas de procesamiento en el programa si se hacían en conjunto. El tercer “Body Sizing” se muestra en la Figura 57, siendo este de 10 milímetros, y seleccionado para la base, las platinas, y las bases del cilindro de bombeo.

Figura 55. Piezas “Body Sizing” de 1 milímetro en color azul



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 56. Tornillos de la mordaza “Body Sizing” de 1 milímetro en color azul



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

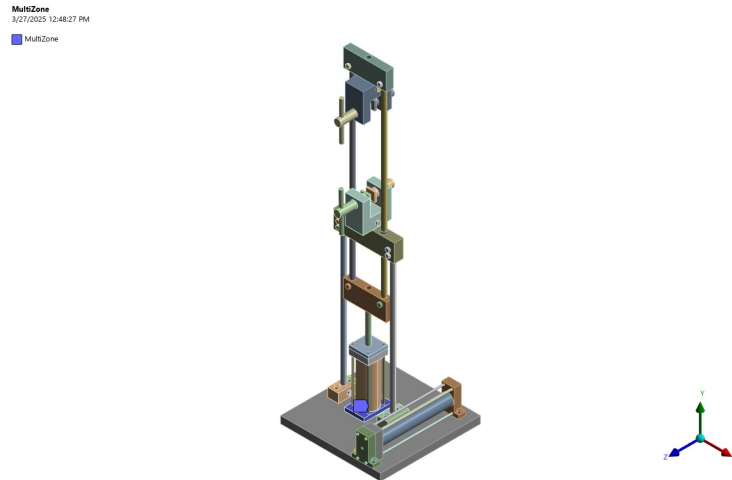
Figura 57. Piezas “Body Sizing” de 10 milímetro en color azul



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

El cuarto método que se utilizó fue “Multizone”, debido a que este método resultaba en un mejor valor en la calidad del mallado, además de ser una pieza del cilindro, el cual estaba formado mayormente por piezas “Sweepable”. El método “Multizone” destaca por utilizarse en cuerpos que no puedan ser aplicables el método “Sweepable”, donde el cuerpo se divide en pequeñas partes para que el programa pueda barrer los elementos a lo largo del ancho de una cara. En la Figura 58 se muestra la pieza con este método de mallado.

Figura 58. Piezas “Multizone” en color azul



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Para comprobar la calidad del mallado, se se evaluó el parámetro de “skewness”, el cual fue un promedio de 0.20866, por lo que su calidad es bastante buena para hacer un análisis.

### 6.5.7. Separación por secciones

A pesar de configurar correctamente todos los aspectos anteriores, el programa no fue capaz de ejecutar la simulación correctamente debido a la gran cantidad de piezas que hay en el modelo, por lo que es necesario separar la simulación en las diferentes piezas o subensambles que se buscan analizar y verificar a que no fallen en el caso crítico. Por esta razón se decidió realizar varias simulaciones replicando la carga crítica que actúa, y modelando las condiciones de frontera mediante soportes equivalentes a los contactos correspondientes en la parte. Las partes de la máquina que se decidieron analizar y sus respectivos valores de “skewness” como calidad de mallado son:

- Cilindro 1 y base - 0.2479
- Cilindro 2 y base - 0.24894
- Platina 1 - 0.30426
- Platina 3 - 0.29719
- Platina 4 - 0.33809
- Columna 1 - 0.22759
- Columna 2 - 0.31661
- Mordaza - 0.20204

## 7.1. Cálculos

Cuadro 29. Dimensiones y fuerzas para el cilindro hidráulico

Cilindro hidráulico			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Longitud	L	226.362	mm
Diámetro émbolo elegido	D1	50.8	mm
Diámetro vástago elegido	d1	15.875	mm
Fuerza de tensión en máquina de ensayo	Ft	25335.37	N
Fuerza de compresión en máquina de ensayo	Fc	22861.22	N

Cuadro 30. Dimensiones, fuerzas y factores de seguridad para el cilindro de bombeo

Cilindro de bombeo			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Longitud	L2	226.3	mm
Diámetro émbolo elegido	D2	38.1	mm
Diámetro medio tornillo de potencia	dm	23.9	mm
Diámetro mayor tornillo de potencia	d	25.4	mm
Diámetro menor tornillo de potencia	dr	22.4	mm
Fuerza de compresión axial	F2	14251.15	N
Tornillo de potencia			
Factor de seguridad normal	vn	23.84	
Factor de seguridad cortante	vc	11.65	
Factor de seguridad Von Mises para raíz de rosca	v's	3.67	
Factor de seguridad normal en apoyo en rosca	vnBs	13.63	
Factor de seguridad normal en la raíz de la rosca	vnbs	4.26	
FFactor de seguridad cortante en la rosca del tornillo	vcs	4.91	
Tuerca			
Factor de seguridad Von Mises para raíz de rosca	v's	1.10	
Factor de seguridad normal en apoyo en rosca	vnBn	4.50	
Factor de seguridad normal en la raíz de la rosca	vnbn	1.41	
FFactor de seguridad cortante en la rosca del tornillo	vcn	1.62	

Cuadro 31. Dimensiones y factores de seguridad para columnas y platinas

Columnas y platinas			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Platina 1			
Longitud de platina	Lp1	152.4	mm
Altura de platina	Ap1	63.5	mm
Espesor de platina	Ep1	25.4	mm
Factor de seguridad	v1	6.54	
Platina 2			
Longitud de platina	Lp2	152.4	mm
Altura de platina	Ap2	63.5	mm
Espesor de platina	Ep2	25.4	mm
Factor de seguridad	v2	6.54	
Platina 3			
Longitud de platina	Lp3	215.9	mm
Altura de platina	Ap3	63.5	mm
Espesor de platina	Ep3	31.75	mm
Factor de seguridad	v3	5.77	
Platina 4			
Longitud de platina	Lp4	31.75	mm
Altura de platina	Ap4	31.75	mm
Espesor de platina	Ep4	76.2	mm
Factor de seguridad	v4	12.75	
Barra 1			
Diámetro de la barra	Db1	15.875	mm
Longitud de la barra	Lb1	711.2	mm
Factor de seguridad	v5	2.92	
Factor de seguridad al pandeo	vcr5	3.96	
Barra 2			
Diámetro de la barra	Db2	15.875	mm
Longitud de la barra	Lb2	558.8	mm
Factor de seguridad	v6	2.92	
Factor de seguridad al pandeo	vcr6	6.41	

Cuadro 32. Dimensiones y factores de seguridad para las mordazas

Mordazas			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Cuerpo de la mordaza			
Longitud de platina	Lp	101.6	mm
Altura de platina	Ap	63.5	mm
Espesor de platina	Ep	101.6	mm
Factor de seguridad del cuerpo	vm	47.85	
Tornillo de la mordaza			
Diámetro medio	dm	23.9	mm
Diámetro mayor	d	25.4	mm
Diámetro menor	dr	22.4	mm
Factor de seguridad Von Mises	v't	1.79	
Conector			
Diámetro del conector	Dc	19.05	mm
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp	1.30	
Factor de sobrecarga	vL	12.94	
Factor de seguridad de reparación	vo	6.11	
Conector y pin			
Diámetro del pin elegido	Dp	12.7	mm
Factor de seguridad del conector	vcon	1.41	

Cuadro 33. Dimensiones y factores de seguridad para la base

Base y sujeción			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Longitud de la base	LB	355.6	mm
Ancho de la base	AB	355.6	mm
Espesor de la base	EB	25.4	mm
Factor de seguridad del equipo funcionando	vBc	2.96	

Cuadro 34. Factores de seguridad para tornillos de uniones a tensión estática

Uniones a tensión estática			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Cilindro			
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2a	1.06	
Factor de sobrecarga	vL2a	2.40	
Factor de seguridad de separación	vo2a	3.40	
Subbase			
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2b	1.09	
Factor de sobrecarga	vL2b	4.80	
Factor de seguridad de separación	vo2b	6.80	
Sujetadores			
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2c	1.11	
Factor de sobrecarga	vL2c	403.51	
Factor de seguridad de separación	vo2c	571.63	
Tuerca			
Factor de seguridad contra la fluencia estática	vp2d	1.10	
Factor de sobrecarga	vL2d	8.31	
Factor de seguridad de separación	vo2d	11.7	

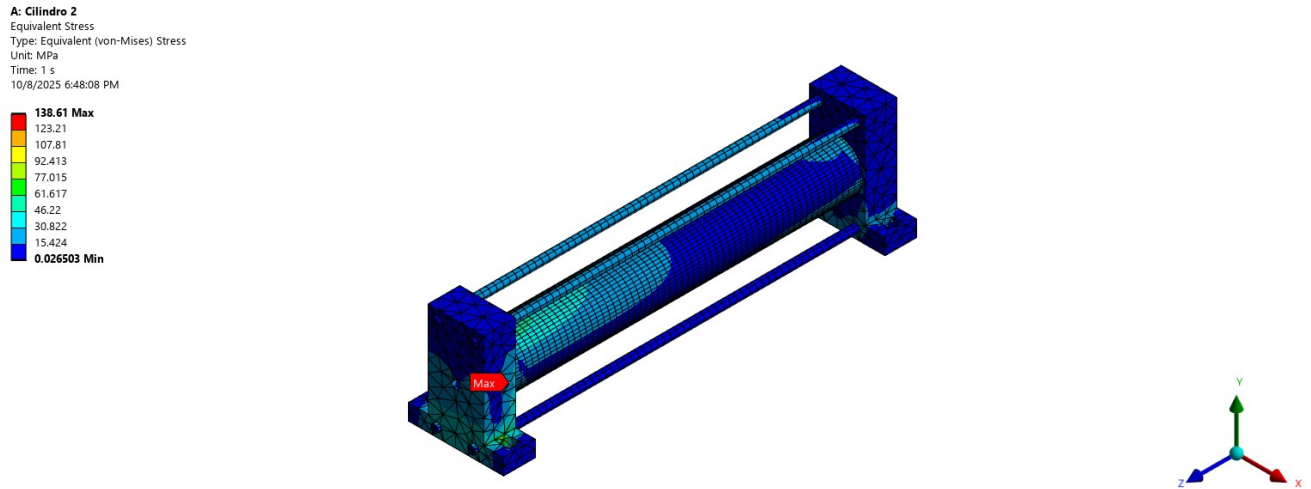
Cuadro 35. Factores de seguridad para tornillos de uniones cortantes

Uniones cortantes			
Nombre	Nomenclatura	Valor	Unidad
Estructura			
Diámetro de perno elegido	Dt1	7.9375	mm
Factor de seguridad para corte puro	vct1	1.86	
Factor de seguridad para compresión pura	vcm1	17.67	
Factor de seguridad para aplastamiento en perno	vap1	13.17	
Factor de seguridad para aplastamiento en elementos	vae1	5.89	
Cilindro de bombeo			
Diámetro de perno elegido	Dt2	7.9375	mm
Factor de seguridad para corte puro	vct2	6.63	
Factor de seguridad para compresión pura	vcm2	101.59	
Factor de seguridad para aplastamiento en perno	vap2	93.64	
Factor de seguridad para aplastamiento en elementos	vae2	29.60	

## 7.2. Simulación

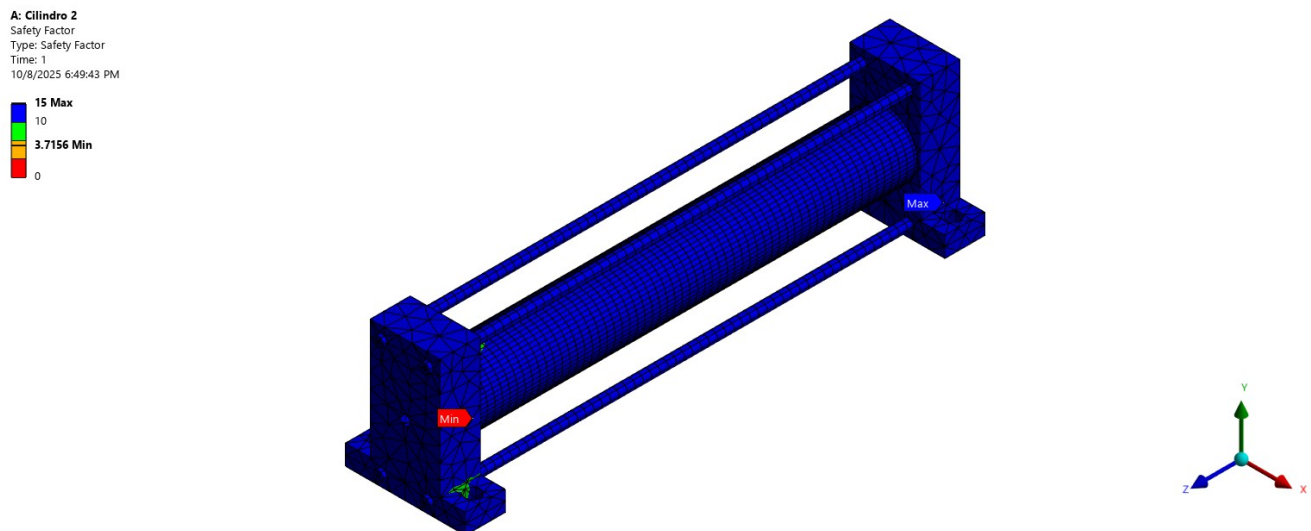
### 7.2.1. Cilindro de bombeo

Figura 59. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre cilindro de bombeo



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

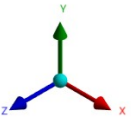
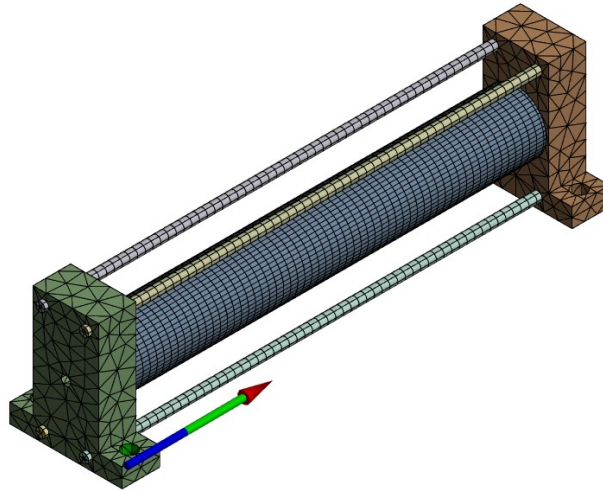
Figura 60. Factor de seguridad en el cilindro de bombeo



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 61. Ubicación del tornillo que trata con la mayor fuerza de reacción en el cilindro de bombeo

A: Cilindro 2  
Force Reaction  
10/8/2025 5:52:47 PM



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

### Fuerzas de reacción

Cuadro 36. Fuerzas de reacción en tornillos de cilindro de bombeo

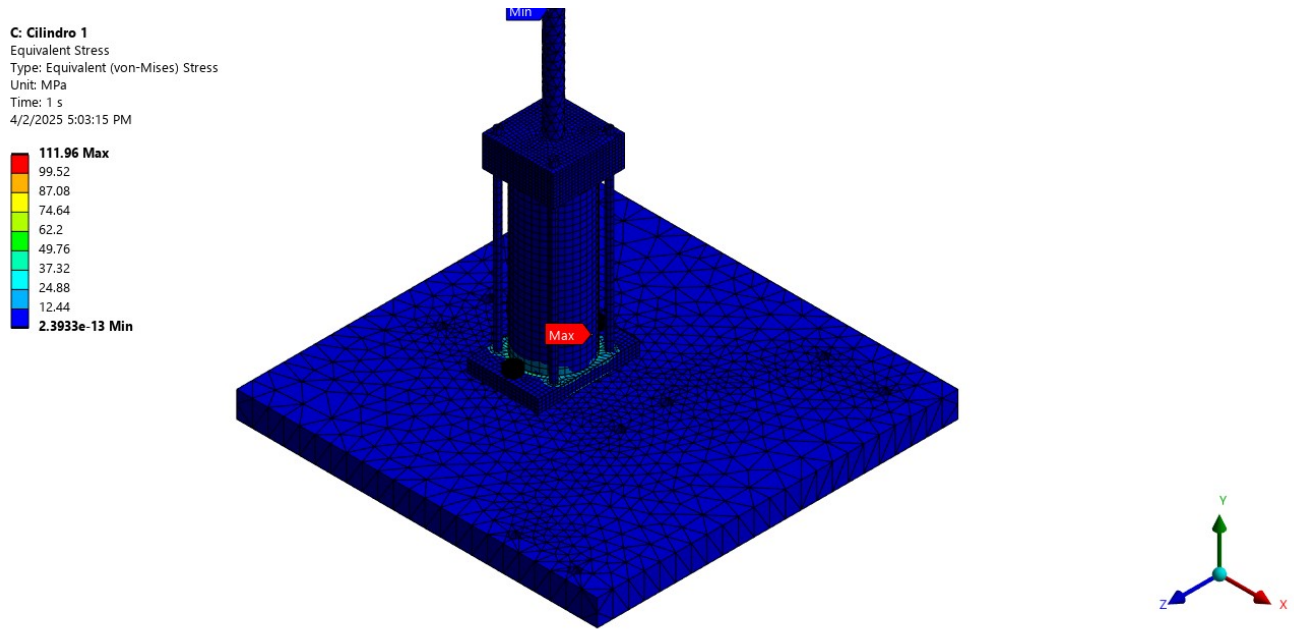
Fuerzas de reacción				
	X	Y	Z	Total
Cilindro de bombeo	-432.06 N	-161.91 N	-5558.1 N	5577.2 N
	432.0 N	-192.3 N	-5527.6 N	5547.8 N
	118.98 N	22.882 N	-1567.7 N	1581.3 N
	-118.97 N	14.654 N	-1588.7 N	1593.2 N

Cuadro 37. Verificación para medidas de tornillos de cilindro de bombeo

Uniones en cortante	
Nombre	Valor
Cilindro de bombeo	
Factor de seguridad	1
Fuerza máxima	5577.2 N
Diámetro mínimo del perno para corte puro	3.86 mm
Diámetro máximo para compresión pura	87.65 mm
Diámetro mínimo del perno para aplastamiento en perno	0.13 mm
Diámetro mínimo del perno para aplastamiento en elementos	1.25 mm

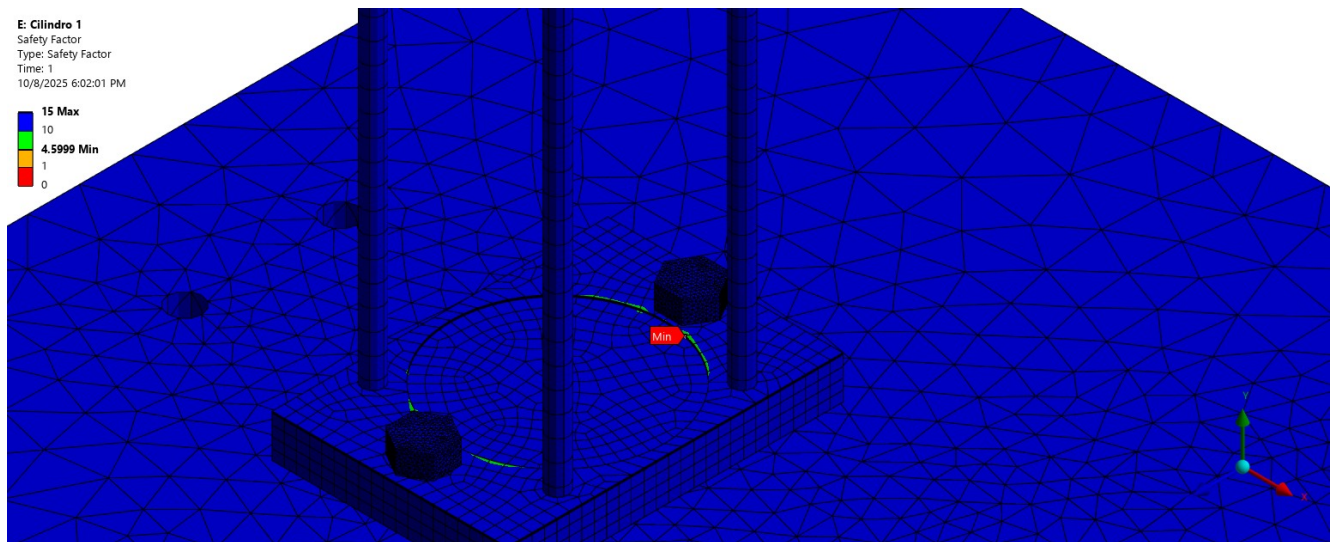
## 7.2.2. Cilindro hidráulico

Figura 62. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre cilindro hidráulico



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 63. Ubicación del factor de seguridad mínimo en el cilindro de bombeo

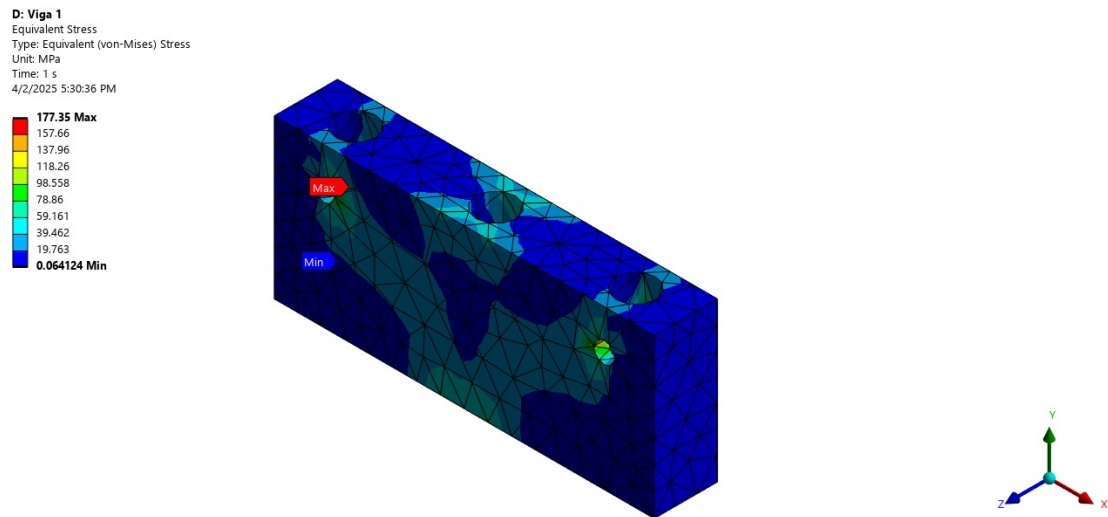


Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

### 7.2.3. Platinas

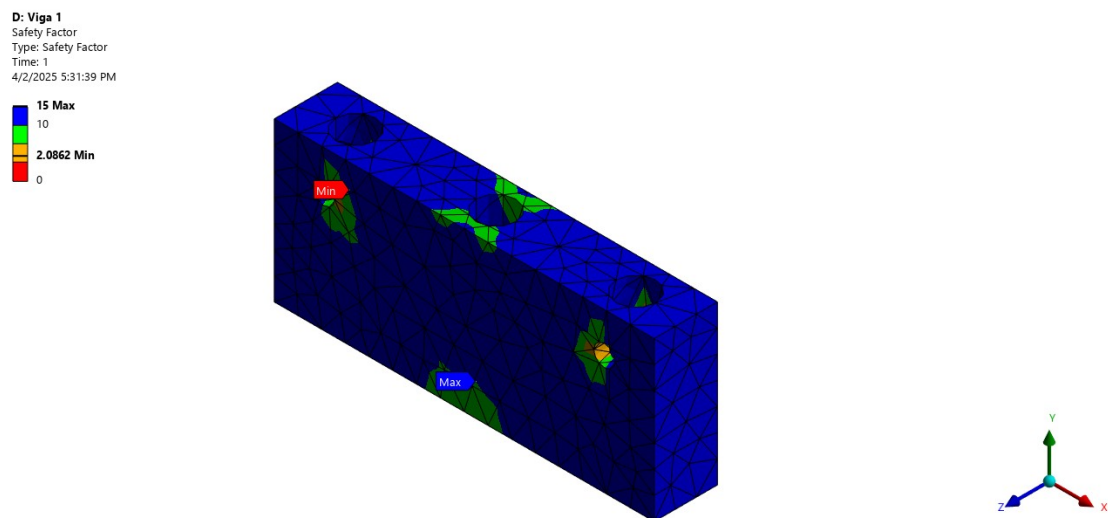
#### Platina 1

Figura 64. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre la platina 1



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

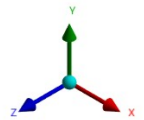
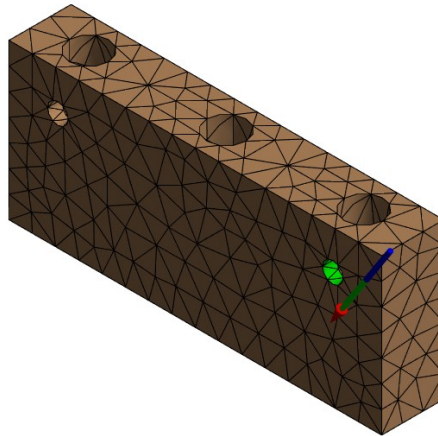
Figura 65. Factor de seguridad en la platina 1



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 66. Ubicación del tornillo que trata con la mayor fuerza de reacción en la platina 1

F: Viga 1  
Force Reaction 2  
10/8/2025 6:12:32 PM

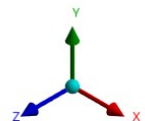
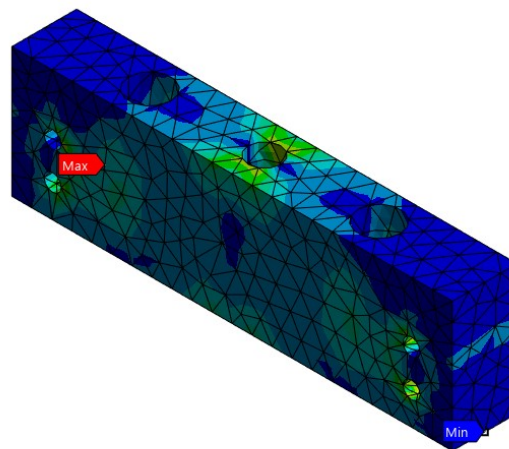
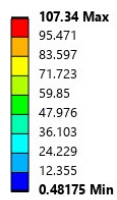


Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

### Platina 3

Figura 67. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre la platina 3

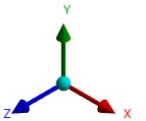
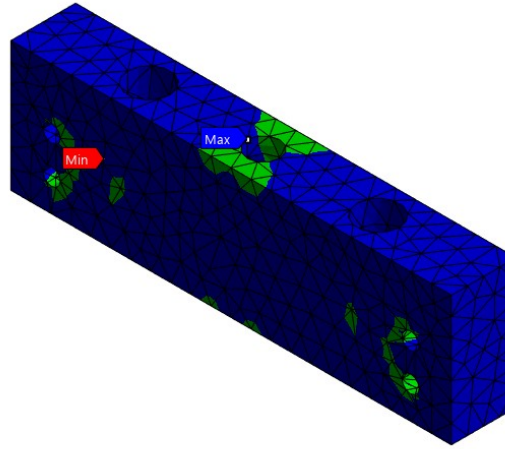
F: Viga 2  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1 s  
4/2/2025 5:59:10 PM



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 68. Factor de seguridad en la platina 3

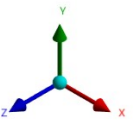
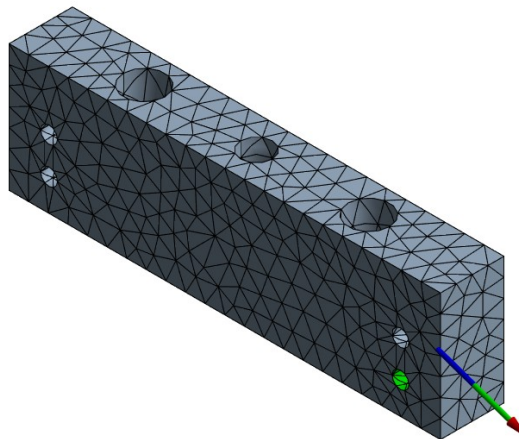
**F: Viga 2**  
Safety Factor  
Type: Safety Factor  
Time: 1  
4/2/2025 6:00:21 PM



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 69. Ubicación del tornillo que trata con la mayor fuerza de reacción en la platina 3

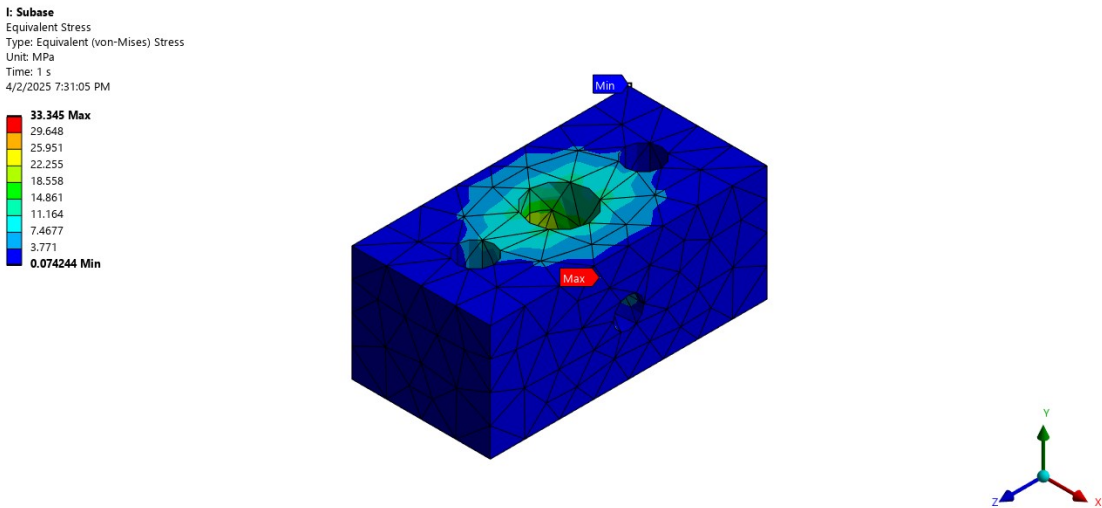
**J: Viga 2**  
Force Reaction 4  
10/8/2025 7:04:49 PM



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

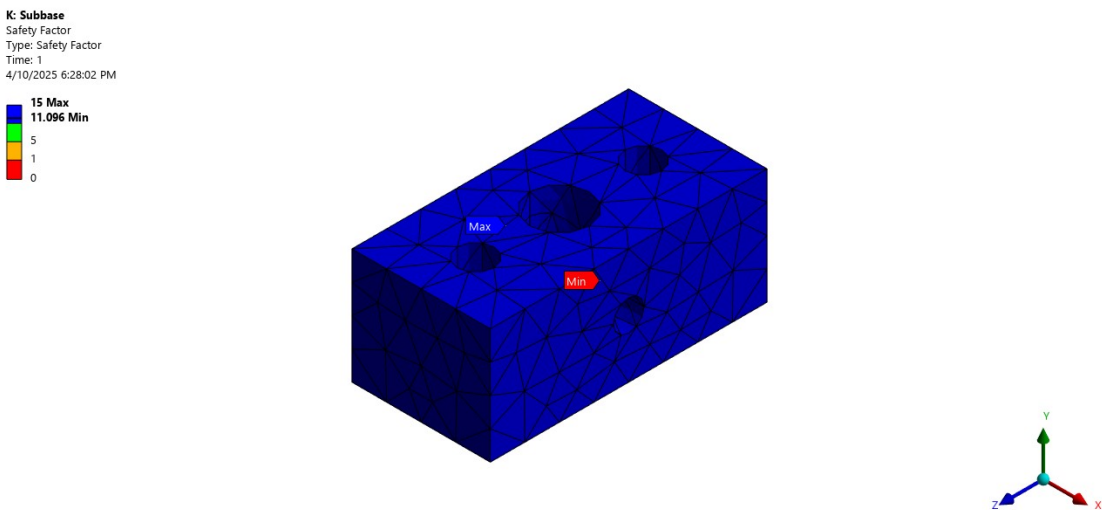
## Platina 4

Figura 70. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre la platina 4



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

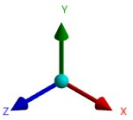
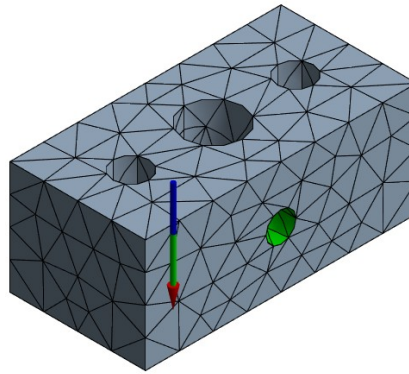
Figura 71. Factor de seguridad en la platina 3



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 72. Dirección de la fuerza de reacción en la platina 3 para el caso 4

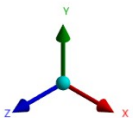
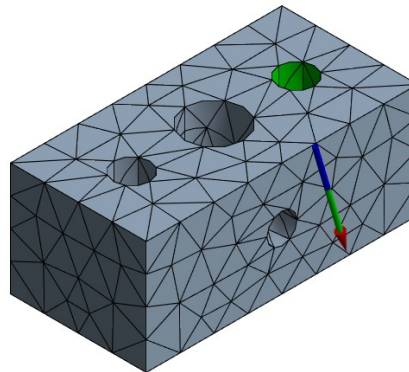
K: Subbase  
Force Reaction  
10/8/2025 7:12:42 PM



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 73. Ubicación del tornillo que trata con la mayor fuerza de reacción en la platina 3 para el caso 2

K: Subbase  
Force Reaction 3  
10/8/2025 7:13:33 PM



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

## Fuerzas de reacción

Cuadro 38. Fuerzas de reacción en tornillos de conexión con platinas

Fuerzas de reacción				
	X	Y	Z	Total
Platina 1	8249.7 N	-12667 N	-5.5941 N	15117 N
	-8249.7 N	-12667 N	5.5941 N	15118 N
Platina 3	11748 N	-7297.4 N	7.0897 N	13830 N
	-11748 N	-7268.7 N	-18.069 N	13824 N
	-15488 N	-5368.9 N	-7.0849 N	16392 N
	15499 N	-5401 N	18.064 N	16413 N
Platina 4 (caso 4)	-3.9772 N	-5279.2 N	-0.15663 N	5279.2 N
Platina 4 (caso 2)	2.7542 N	-1243.5 N	366.61 N	1296.4 N
	1.223 N	-1245.3 N	-366.45 N	1298.1 N

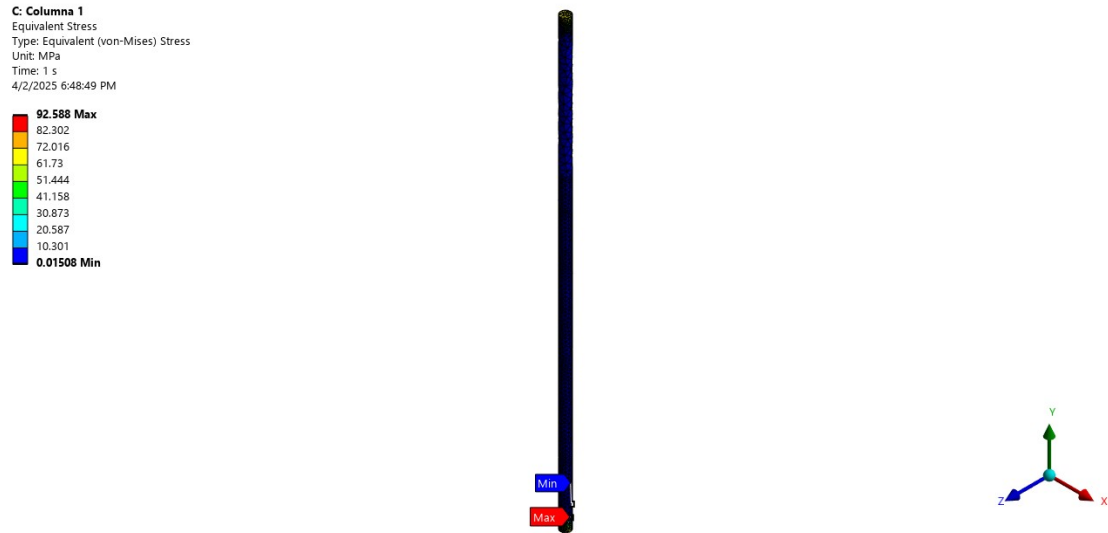
Cuadro 39. Verificación para medidas de tornillos en estructura

Uniones en cortante	
Nombre	Valor
Platina 1	
Factor de seguridad	1
Fuerza máxima	15118 N
Diámetro mínimo del perno para corte puro	6.35 mm
Diámetro máximo para compresión pura	30.14 mm
Diámetro mínimo del perno para aplastamiento en perno	0.72 mm
Diámetro mínimo del perno para aplastamiento en elementos	1.61 mm
Platina 3	
Factor de seguridad	1
Fuerza máxima	16413 N
Diámetro mínimo del perno para corte puro	6.62 mm
Diámetro máximo para compresión pura	47.21 mm
Diámetro mínimo del perno para aplastamiento en perno	1.25 mm
Diámetro mínimo del perno para aplastamiento en elementos	2.79 mm

## 7.2.4. Columnas

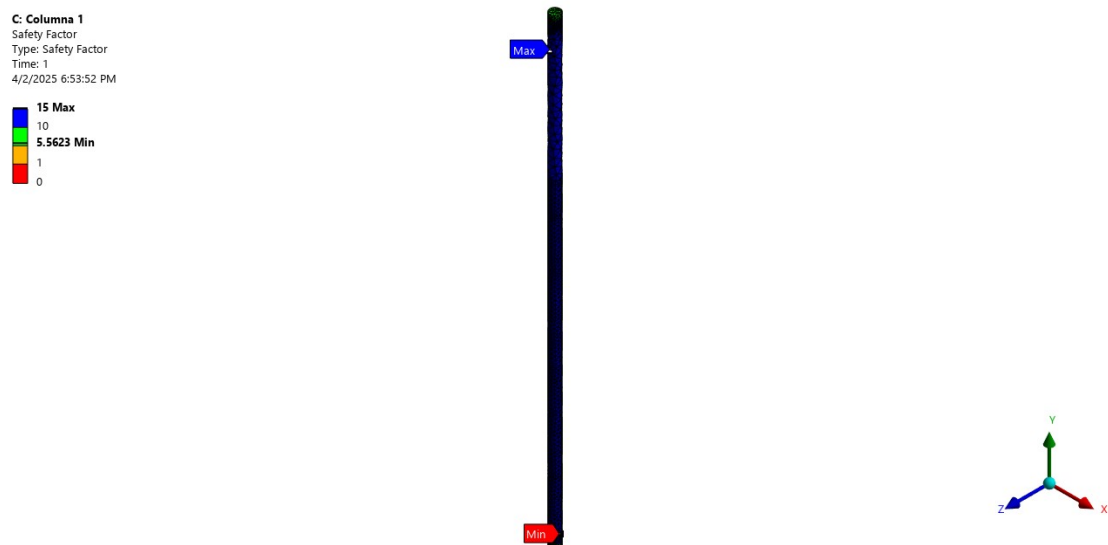
### Columna 1

Figura 74. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre la columna 1



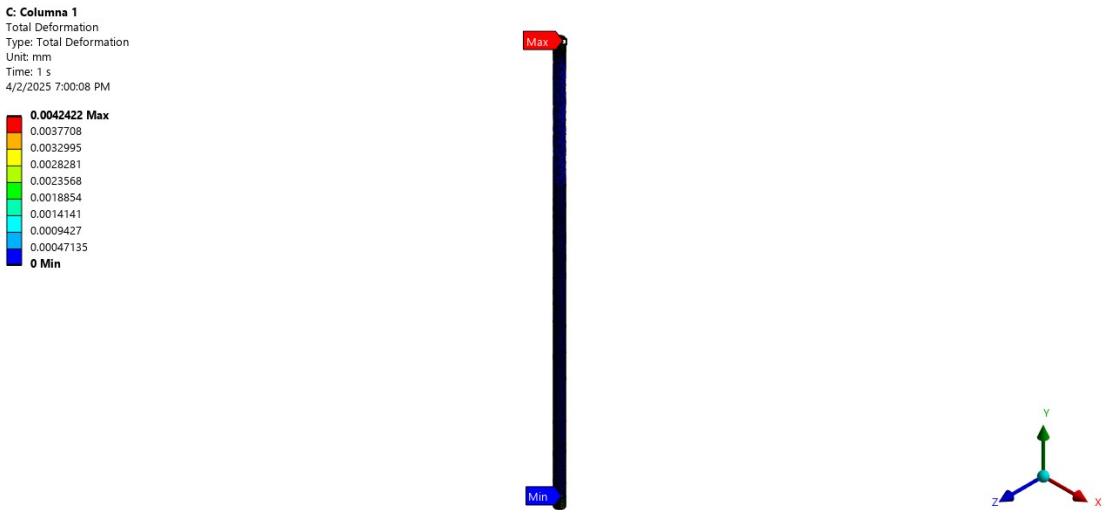
Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 75. Factor de seguridad en la columna 1



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

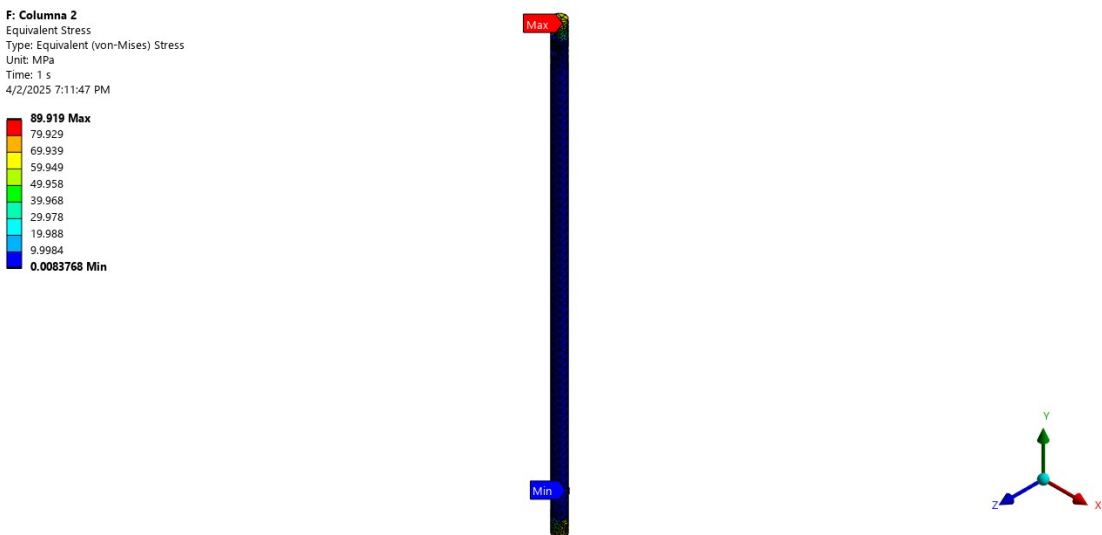
Figura 76. Deformación total en la columna 1



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

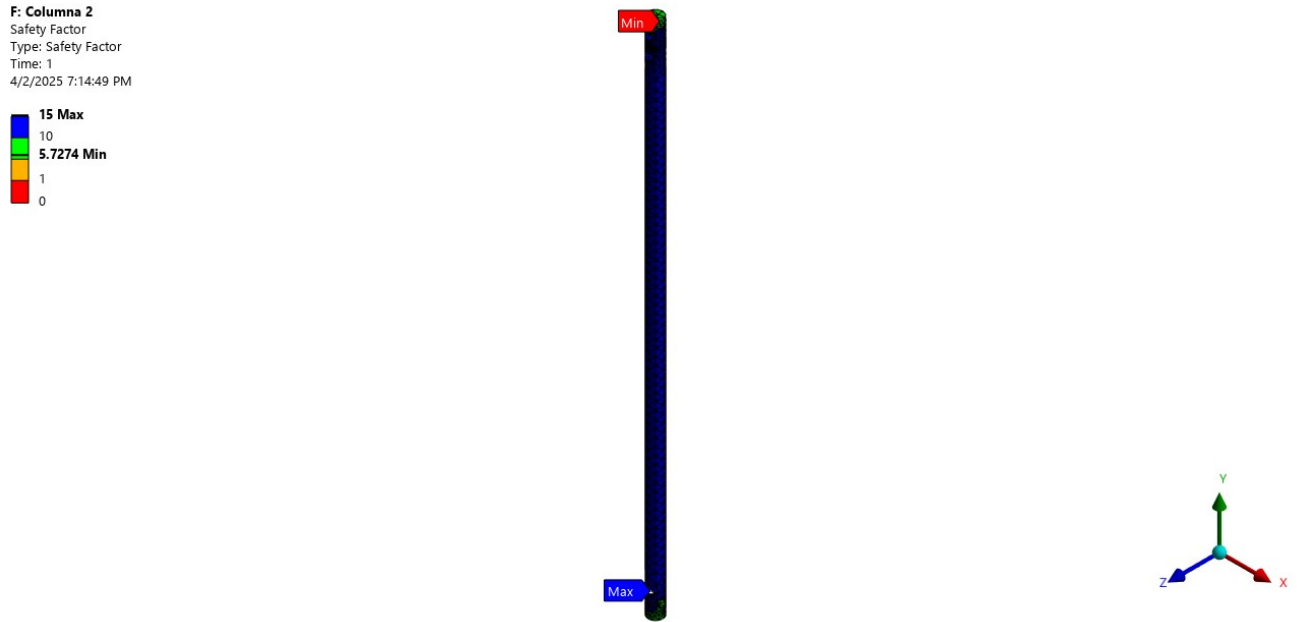
## Columna 2

Figura 77. Esfuerzo equivalentes de Von Mises sobre la columna 2



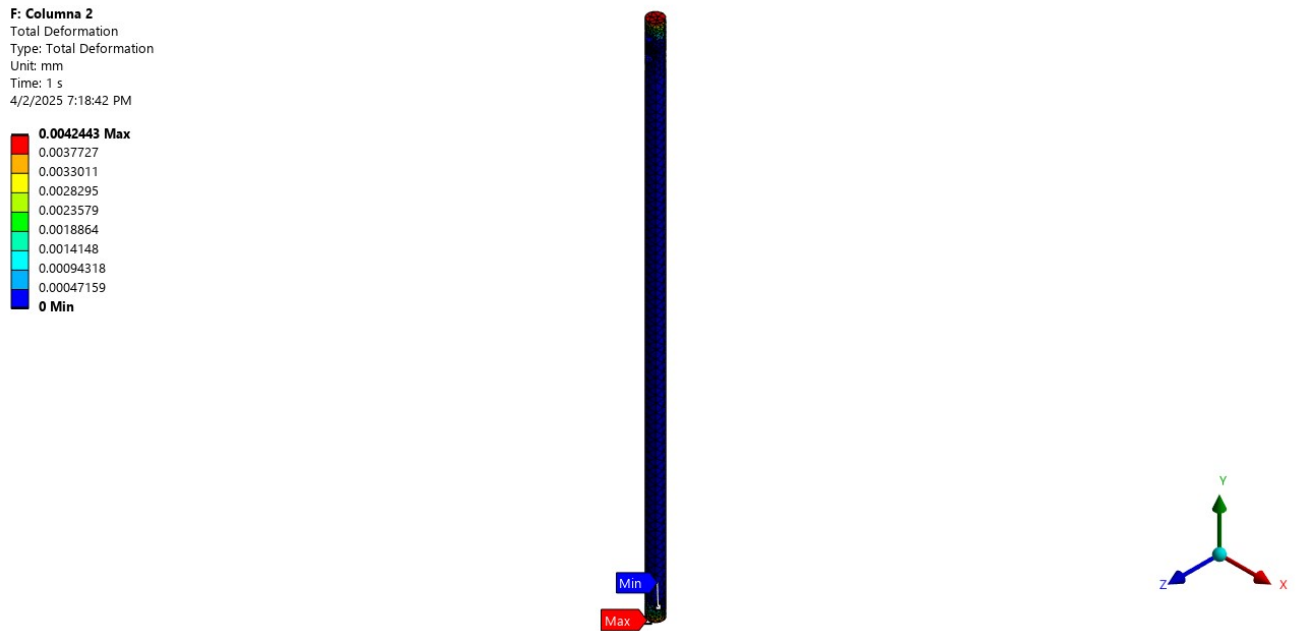
Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 78. Factor de seguridad en la columna 2



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

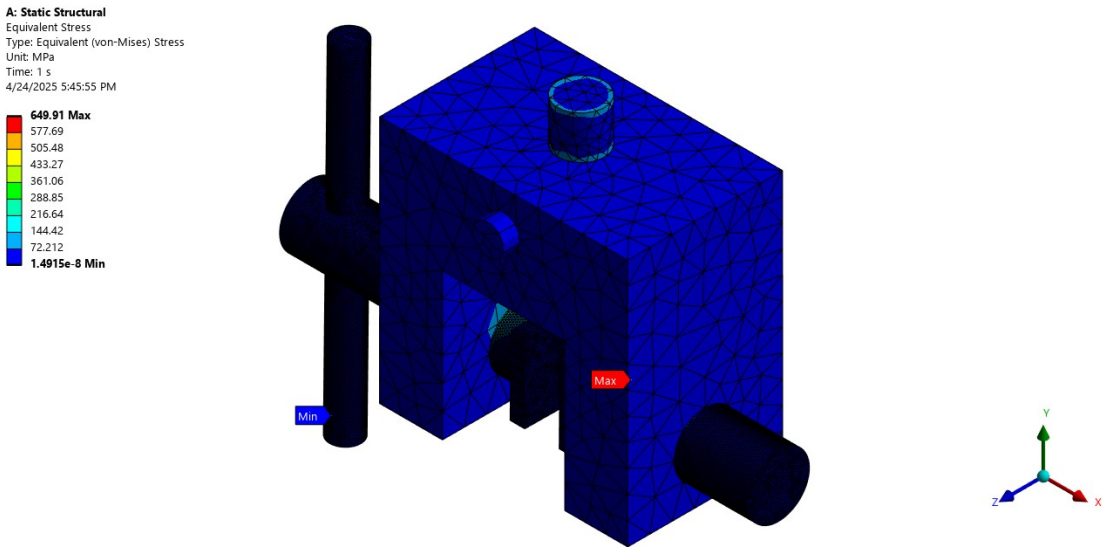
Figura 79. Deformación total en la columna 2



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

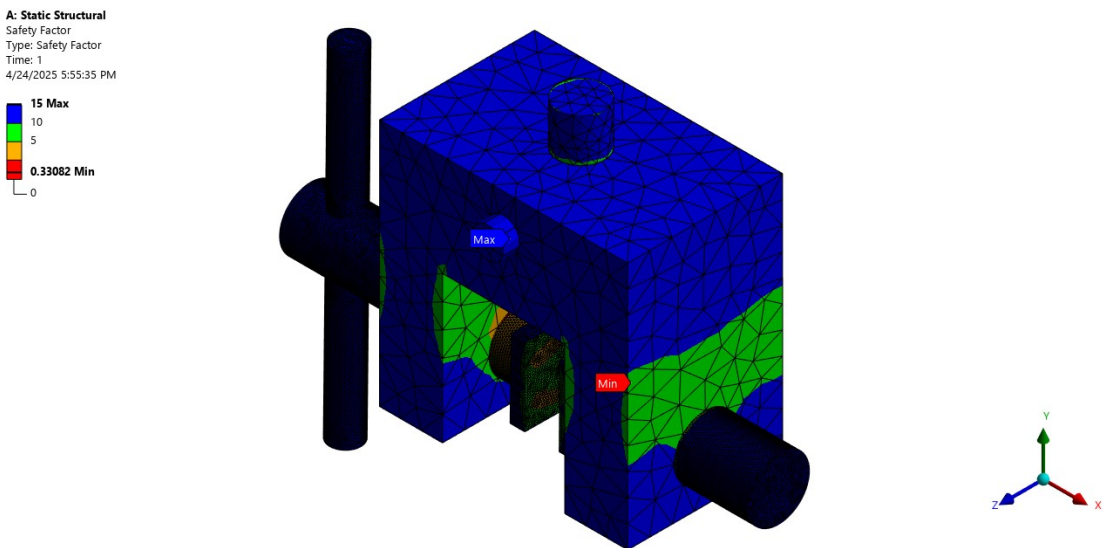
## 7.2.5. Mordazas

Figura 80. Esfuerzo equivalentes de Von Mises en la mordaza



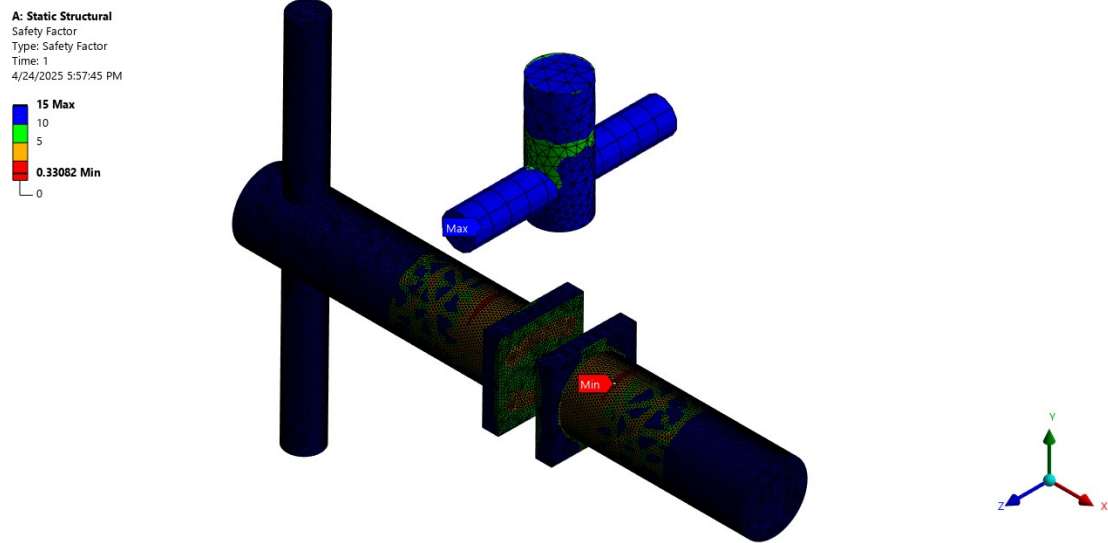
Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 81. Factor de seguridad en mordaza



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Figura 82. Punto crítico en la mordaza



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
 Fuente: Elaboración propia.

### 7.2.6. Resumen de resultados

Cuadro 40. Resumen de resultados de simulaciones

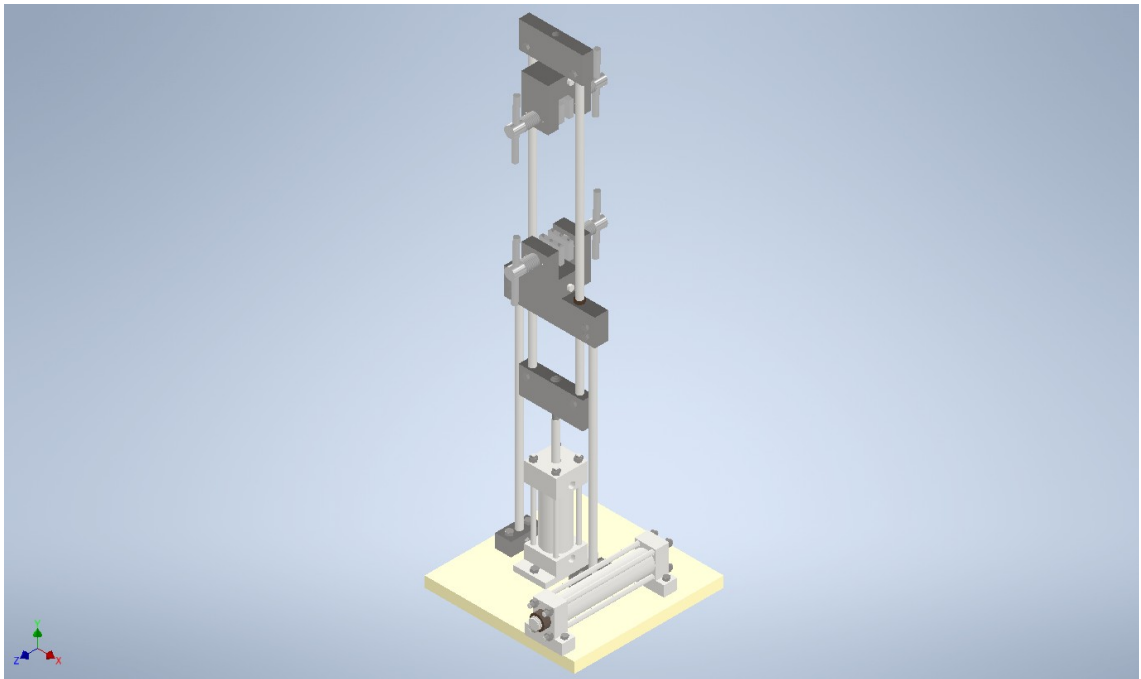
	Esfuerzo equivalente de Von Mises (MPa)	Factor de seguridad	Deformación (mm)
	Valor máximo	Valor mínimo	Valor máximo
Cilindro 1	111.96	4.5999	
Cilindro 2	138.61	3.7156	
Platina 1	177.35	2.0862	
Platina 3	107.34	3.4469	
Platina 4	33.345	11.096	
Columna 1	92.588	5.5623	0.0042422
Columna 2	89.919	5.7274	0.0042443
Mordaza	649.91	0.33082	

### 7.3. Diseño final

Cuadro 41. Costos aproximados para piezas de la máquina

Item	Dimensiones	Costo unitario	Unidades	Subtotal (Q)
Barra cromada	5/8" X 22", AISI 1045	Q 200.00	2	Q 400.00
Barra cromada	5/8" X 29", AISI 1045	Q 300.00	2	Q 600.00
Platina	2 1/2" X 1" X 6 1/4", AISI 1018	Q 115.00	2	Q 230.00
Platina	2 1/2" X 1 1/4" X 8 3/4", AISI 1018	Q 185.00	1	Q 185.00
Cuadrado	1 1/4" X 3 1/4", AISI 1018	Q 35.00	2	Q 70.00
Redondo	2 1/2" X 2", AISI 1045	Q 50.00	2	Q 50.00
Cuadrado	4" X 2 1/2", AISI 1018	Q 190.00	2	Q 280.00
Redondo	1" X 4 1/16", Acero inoxidable T. 304	Q 24.00	4	Q 96.00
Redondo	1/2" X 5 9/16", Acero inoxidable T. 304	Q 7.50	4	Q 30.00
Redondo	3/4" X 1 13/16", AISI 4140	Q 4.25	4	Q 17.00
Redondo	1/2" X 3", AISI 1045	Q 2.50	2	Q 5.00
Plancha	1" X 14" X 14", Nylamid	Q 967.00	1	Q 967.00
Manómetro, conexión, y válvula de alivio	0 a 160 bar 1/4 npt	Q 1990.90	1	Q 1990.90
Cilindro hidráulico	Pistón 2", vástago 5/8", carrera 70 mm	Q 4785.40	1	Q 4758.40
Cilindro hidráulico	Pistón 1 1/2", carrera 160 mm	Q 4152.20	1	Q 4152.20
Haladera	192 mm, Acero inoxidable	Q 17.99	2	Q 35.98
Tornillo	5/16-18 UNC - 1.25, grado 8	Q 8.77	4	Q 35.08
Tornillo	5/16-18 UNC - 1.5, grado 8	Q 2.00	4	Q 8.00
Tornillo	5/16-18 UNC - 1.75, grado 8	Q 11.79	2	Q 23.58
Tornillo	3/8-16 UNC - 1.75, grado 8	Q 19.52	4	Q 78.08
Tornillo	5-40 UNC - 0.375, cabeza redonda	Q 1.90	2	Q 3.80
Tornillo	5-40 UNC - 0.75, cabeza redonda	Q 1.90	4	Q 7.60
Tornillo	10-24 UNC - 0.375, cabeza redonda	Q 0.30	2	Q 0.60
Tuerca	5/16-18, grado 8,	Q 0.75	10	Q 7.50
Pin de tensión	1/8 x 1 3/4,	Q 7.71	4	Q 30.84
Reloj comparador	0 a 100 mm, graduaciones de 0.01 mm,	Q 2495.85	1	Q 2495.85
			Total	Q 16558.41

Figura 83. Vista isométrica del diseño final de la máquina



Nota. Captura de pantalla de ANSYS R2024 reimpresas por cortesía de ANSYS, Inc.  
Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 42. Verificación de cumplimiento de requisitos

Código	Requisito	Cumple
ES-DI-01	El sistema no puede tener una masa mayor a 60 kg.	Si
ES-DI-02	La altura del equipo no debe ser mayor a 900 mm en estado retraído.	No
ES-DI-03	La longitud del equipo no debe ser mayor a 650 mm.	Si
ES-DI-04	El ancho del equipo no debe ser mayor a 650 mm.	Si
ES-SE-01	Todo esfuerzo por considerar debe tener un factor de seguridad de al menos 2 contra la fluencia.	No
ES-SE-02	El material de los asideros debe tener una conductividad térmica baja.	Si
ES-SE-03	El contacto con la superficie no puede permitir que el equipo se deslice.	Si
ES-ET-01	La estructura de la máquina debe ser capaz de mantener un balance estático en todo momento.	Si
ES-ET-02	La máquina debe tener un máximo de 4 columnas capaces de mantener la estructura y operación.	Si
ES-TR-01	La máquina debe tener 2 asideros para el transporte.	Si
ES-RE-01	El costo de los materiales no debe ser mayor a Q 12,000.00.	No
ES-RE-02	Los materiales se pueden conseguir afuera de Guatemala solamente cuando no sean accesible de conseguir en el país.	Si
TP-DI-01	La máquina debe ser capaz de transmitir al menos 20 kN de fuerza en tensión en los objetos de prueba.	Si
TP-SE-01	El sistema hidráulico debe tener una válvula de alivio para que los usuarios puedan limitar la presión.	Si
AE-DI-01	La carrera mínima para las pruebas debe ser de 40 mm.	Si
AE-AP-01	La sujeción de las piezas de prueba debe ser capaz de adaptarse a distintas probetas y materiales.	Si
ME-DA-01	La fuerza que este aplicando el sistema se debe mostrar por medio de un medidor de fuerza análogo.	No
ME-DA-02	El sistema hidráulico debe tener un manómetro que indique la presión de operación.	Si

### 8.1. Cálculos

El Cuadro 29 muestra los resultados de las dimensiones que se eligieron para el pistón del cilindro hidráulico principal y también la fuerza que este cilindro tiene la capacidad de transmitir. Los cálculos arrancaron con base en que se desea que llegue a los 20 kN en los trabajos de tensión, y con estas dimensiones y la presión con la que trabajará es que se obtuvieron los valores de fuerza máximos. La válvula de alivio se encargará de limitar la presión y que nunca se llegue a esta fuerza, pero los cálculos del resto de la máquina se realizaron con el valor de 25,335.37 N, para verificar que resista el caso más crítico.

En el Cuadro 30 se presentan las dimensiones para el pistón y para el tornillo de potencia del cilindro de bombeo, pero lo más importante son los factores de seguridad tanto para este componente como para la tuerca. En una comparación entre los factores de seguridad de las roscas de estos componentes, se puede notar que para la tuerca sus valores son menores, donde tres de estos son menores a 2. Estos resultados convierten a la tuerca como un punto crítico principal de la máquina, y esto fue lo que se planeó desde el inicio, porque reemplazar la tuerca del cilindro de bombeo es más fácil de realizar que reemplazar el tornillo de potencia, tanto por su ubicación como por su ensamblaje.

El Cuadro 31 presenta las dimensiones para las platinas y barras de la estructura, y sus respectivos factores de seguridad. De estas piezas, la platina 3 es la que tiene el factor de seguridad más bajo, con 5.77, el cual es bastante alto en comparación con piezas del resto de la máquina. Esto concuerda con lo planeado en el diseño, ya que estas piezas suelen ser más caras que otras piezas de la máquina, y hasta cierto grado requieren de más tiempo en maquinar, por lo que es preferible disminuir el riesgo de falla desde el punto de vista económico y de eficiencia. Las barras tienen un factor de seguridad más bajo, de 2.92, mientras que el pandeo no llegará a ser un problema, ya que la máquina nunca alcanzará la

carga crítica de cada una de estas. Por eso es que los factores de seguridad ante el pandeo son mayores que el valor anterior.

El Cuadro 32 presenta las dimensiones y factores de seguridad respectivos para las piezas de las mordazas, y destaca que los tornillos de potencia, conectores y pines para conectores tienen factores de seguridad menores que 2, mientras que el cuerpo tiene uno bastante alto. Nuevamente entra el criterio económico, ya que las piezas para los tornillos, conectores y pines son menos costosas. El conector es la pieza crítica de esta parte de la máquina, con un factor contra la fluencia estática de 1.30, y es preferible que sea esta o el pin para el conector, al ser componentes de ensamblaje y desensamblaje bastante sencillo. En el Cuadro 33 se presentan los resultados para la base, con un factor de seguridad de 2.96, que sigue siendo mayor que el conector y el pin.

Las piezas más críticas de toda la máquina son los tornillos que trabajan bajo el caso 2 y la tuerca del cilindro de bombeo, que también trabaja bajo este caso, con factores de seguridad contra la fluencia estática con valores desde 1.06 hasta 1.11, como se muestran en el Cuadro 34. Estos valores son bastante bajos, pero la ventaja de reemplazar un tornillo suele ser que son más fáciles de conseguir en el mercado, además de ser más baratos y no requieren de pasar por una fase de maquinado. Por lo mismo, es preferible que estas piezas lleguen a fallar de primero, pero también es favorable el hecho de que esta fuerza máxima nunca se alcanzará, excepto en el caso de la tuerca, lo que convierte nuevamente a la tuerca en la pieza crítica de la máquina. Los resultados del caso 4 se presentan en el Cuadro 35, el cual muestra los factores de seguridad para cada aspecto del caso. Por lo mismo, los tornillos del cilindro de bombeo tienen un factor mayor al de los tornillos para la estructura, ya que son de un mismo diámetro y trabajan bajo una menor fuerza.

## 8.2. Simulación

Para los resultados de las simulaciones de las distintas piezas y partes de la máquina, en el Cuadro 40 se presenta un resumen con los valores máximos de esfuerzo equivalente de Von Mises y valores mínimos de factor de seguridad. En las figuras 59 y 60 se muestran los resultados para el cilindro de bombeo, el cual está afectado por una fuerza máxima de reacción de 14,251.148 N, a diferencia del resto de componentes, los cuales son afectados por la fuerza del otro cilindro. Los resultados de esfuerzo máximo de 138.61 MPa y factor de seguridad mínimo de 3.7156 indican que no habría problema en trabajar con la fuerza máxima, pero estos resultados no dicen nada sobre los tornillos. Para eso se tiene la información del Cuadro 36, ya que se obtuvo la fuerza de reacción para cada agujero para los tornillos, donde se presentan los valores de fuerza en cada eje, y la fuerza resultante. En la Figura 61 se indica cual es el agujero que tiene una mayor fuerza de reacción resultante, siendo esta de 5,577.2 N. Estos agujeros trabajan bajo un caso 4, por lo que se debe verificar que este tornillo sea capaz de resistir esta fuerza máxima. Por eso mismo es que se presenta el Cuadro 37, donde se resumen los resultados para diámetros para caso 4, donde se aplicó este valor con un factor de seguridad de 1, y confirmando que el tornillo de  $\frac{5}{16}$  in es capaz de resistir la fluencia.

En la Figura 62 se presenta el resultado para el esfuerzo equivalente de Von Mises para el cilindro principal, el que se encarga de generar una fuerza máxima de 25,335.37 N, y que

esta misma fuerza genera una reacción. Por eso mismo, es que en este resultado también se incluye la base de la máquina y la conexión con esta, ya que es una reacción que actúa como empuje hacia la parte inferior. En la imagen se puede notar que esta fuerza de reacción no afecta a la mayor parte del cilindro, solamente la base del cilindro tiene un color distinto, un celeste y un poco de verde, indicando que el esfuerzo es de entre 25 y 50 MPa en esta parte. Aún así, también se tiene un esfuerzo máximo en la base del cilindro que conecta con el cilindro, pero no en la base de la máquina, y el valor es de 111.96 MPa. Este valor es bastante menor a los esfuerzos de resistencia a la fluencia de las piezas, y esto se confirma en la Figura 63, donde se tiene un factor de seguridad mínimo de 4.599. Por lo tanto, se confirma que el cilindro principal y la base de la máquina resisten sin problema, incluso en un caso extremo que se prevé nunca alcanzar al limitar la fuerza con una válvula de alivio.

Desde la Figura 64 hasta la Figura 73 se presentan los resultados a la simulación de esfuerzo equivalente de Von Mises, factor de seguridad, y ubicación de fuerza de reacción máxima en agujeros para las platinas 1, 3 y 4 respectivamente. De acuerdo con la información del Cuadro 40, de los tres tipos de platinas que se simularon, la platina 4 fue la que menor esfuerzo máximo presentó, con un valor de 33.345 MPa ubicada en el agujero donde se conecta con la columna 2. La platina 4 es la que menor volumen tiene de las platinas, pero también es la platina con la que menor fuerza se está trabajando, ya que por medio de las columnas estas se encuentran repartiendo la fuerza máxima del cilindro a la mitad, además de ser sujeta por dos tornillos encima de una base fija. Después de estas figuras se encuentra el Cuadro 38, el cual es parecido al que se tiene en los resultados del cilindro de bombeo al resumir los valores de fuerza de reacción y que indica que los valores máximos para el caso 4 y caso 2 son de 5,279.2 N y 1,298.1 N respectivamente. Estos valores son menores a los que se utilizaron para los cálculos de los tornillos, por lo que no es necesario volver a calcular los diámetros o factores de seguridad de cada caso.

En el Cuadro 40 se observa que es la platina 1 la que mayor esfuerzo máximo presentó, con un valor de 177.35 MPa, por lo que tiene el factor de seguridad más bajo, con un valor de 2.0862. De acuerdo con las figuras 65 y 68, las platinas 1 y 3 tienen ubicados sus factores de seguridad más bajos en los agujeros donde se ensamblan estas platinas con las columnas, lo cual es lógico al ser un espacio que actúa como conexión y soporte, además de contar con agujeros adicionales para ensamblar con los tornillos. En cuanto a que la platina 1 tenga un factor de seguridad mínimo menor que el de la platina 3 difiere de lo que se obtuvo en los cálculos, pero esto se puede deber a una combinación de factores, como que la platina 3 cuenta con dos agujeros en lugar de solo uno para los tornillos de ensamblaje, cuenta con un volumen mayor, y que esta platina cuenta con otras piezas que pueden servir como soporte, como los son los bujes por donde se deslizan a las columnas.

A diferencia de las fuerzas de reacción de la platina 4, los resultados del Cuadro 38 indican que la platina 1 y 3 requieren verificar si sus tornillos son capaces de resistir de acuerdo con el caso 4, ya que se obtuvieron valores de fuerza máximos de 15,118 N y 16,413 N respectivamente. El Cuadro 39 resume los resultados para diámetros para caso 4 con un factor de seguridad de 1, igual que con el Cuadro 37 para el cilindro de bombeo, y se concluye que el tornillo de  $\frac{5}{16}$  in es capaz de resistir la fluencia para ambas situaciones.

Desde la Figura 74 hasta la Figura 79 se presentan los resultados de esfuerzo equivalente de Von Mises, el factor de seguridad, y deformación total para las barras de la estructura de la máquina respectivamente. Es difícil de detectar a simple vista, pero en cada uno de estos

resultados se puede notar que es en los extremos de la barra donde se encuentran los valores de esfuerzo al alza, mientras que en el resto de la barra el esfuerzo es mínimo. Esto se puede deber a que en los extremos es donde se tienen agujeros para la conexión de las barras con las platinas de la máquina, que por lo mismo en los cálculos se detectó esta área como la crítica de la pieza. Para las barras que funcionan como la columna 1 se tiene un factor de seguridad mínimo menor que el de las barras que funcionan como columna 2, con valores de 5.5623 y 5.7274 respectivamente. A pesar de que ambos tienen el mismo diámetro, la barra 1 tiene una mayor longitud, lo que incrementa su susceptibilidad al pandeo y afecta su esfuerzo máximo, lo que se puede reflejar con los resultados de esfuerzo crítico y de factor de seguridad crítico de los cálculos.

En el Cuadro 40 también hay una fila para los resultados de deformación total, pero estos resultados solamente se analizaron para las barras que sirven de columnas para la máquina. Según el cuadro, los resultados de deformación máxima son casi idénticos, con valores de 0.0042422 mm para las barras 1 y de 0.0042443 mm para las barras 2. Se realizó este tipo de análisis debido a que las barras son esenciales para la máquina al ser las responsables de transmitir la fuerza del cilindro, pero deben de ser capaces de cumplir su función, en especial las barras que son deslizantes. El resultado de deformación máxima es tan bajo, que se puede afirmar que en la práctica el material de las barras es suficientemente capaz de cumplir sus funciones sin que otras partes de la máquina se vean afectadas.

Para finalizar con los resultados de las simulaciones, se puede observar que en las figuras 80 y 81 se tienen los resultados de esfuerzo equivalente de Von Mises y factor de seguridad para la mordaza de sujeción para realizar pruebas de tensión, y lo más destacable es que se tiene un valor menor de 1 en el factor de seguridad. En las figuras donde se presentan estos resultados no se logra observar donde queda el punto en donde el factor de seguridad indica que falla la mordaza, por lo que se agregó la Figura 82, en la cual se invisibiliza el cuerpo de la mordaza para solamente observar los demás componentes. Se puede observar que el punto crítico se encuentra en los tornillos de potencia de la mordaza, pero no se consideran algunos elementos que permitirían utilizar este diseño para el modelo final. Estos factores incluyen que no se tienen los pines de alineación en el modelo de la simulación, pero estos permitirían repartir parte de los esfuerzos para que el tornillo de potencia no falle, o que el área es relativamente pequeña y no atraviesa toda la pieza, o que la fuerza máxima con la que se simula es una fuerza que en la práctica nunca se alcanzará, ya que se limitará a que el cilindro genere una fuerza máxima de 20,000 N.

### **8.3. Diseño final, costos y cumplimiento de requisitos**

El diseño final de la máquina se presenta en la Figura 83, donde se presenta por medio de una vista isométrica casi todos los componentes ensamblados. Este diseño consta de un sistema de accionamiento hidráulico, cuatro columnas en la estructura (con dos de estas que pueden deslizarse), y mordazas de agarre variable. De acuerdo con la alternativa que fue escogida para el diseño preliminar, este diseño final no presenta el manómetro, el reloj comparador, los sujetadores de metal con cobertor termoplástico, ni tampoco los componentes de hule para la parte inferior de la base.

Los componentes de medición no se presentan en la figura debido a que estos se adquieren

por medio de compra y su función no puede analizarse mediante simulaciones, por lo que su inclusión en el modelo resultaría innecesaria. Los sujetadores ya no cuentan con un cobertor termoplástico debido a que se seleccionó que fueran de acero inoxidable, el cual es un metal con una conductividad térmica baja, lo que evitaría problemas de contacto y calor para el usuario. Los componentes de hule también fueron descartados debido a las propiedades mecánicas que ofrece la base de Nylamid, lo que ahorraría el trabajo de maquinado para el espacio de estos componentes y otros costos extra.

En el Cuadro 41 se muestra una tabla que resume los costos para fabricar la máquina, y al final presenta un total de Q 16,558.41, lo que sobrepasó el objetivo del proyecto por Q 4,558.41. Casi todos los componentes se lograron conseguir de forma local en Guatemala, solamente el reloj comparador no se pudo obtener, por lo que se debería de importar. El costo de este componente se muestra en la tabla con el valor de la moneda local, siendo de Q 2,495.85, pero con una tasa de cambio de dólares estadounidenses a quetzales de 7.66. Además de este componente, los costos que más afectaron al objetivo fueron para los cilindros hidráulicos y los componentes que lo acompañan. Cada cilindro tiene un costo mayor de Q 4,000.00, mientras que los componentes de medición fueron en conjunto casi Q2,000.00. Las mordazas fueron un componente que pudo haberse importado, pero el costo era significativamente mayor que el de fabricarlo, por lo que se descartó esa opción y se prefirió cotizar los costos de piezas en bruto de forma local.

Algo que se puede deducir de la lista de costos, es que se obtienen costos más altos por mayor diámetro en los redondos que por longitud de estos. En cuanto a la lista de piezas, si se compara con lo que presentan los planos de la máquina, el número de tornillos es distinto, ya que en la lista de costos los tornillos de los cilindros vienen incluidos en el conjunto de cada cilindro. Otra comparación son las dimensiones de las platinas, ya que las que se encuentran en la lista de costos tienen algunas de sus dimensiones mayores a las de los planos, pero esta es una práctica que se suele realizar en caso de que se requiera un poco más de material.

De los requisitos planteados, no se pudo cumplir con cuatro:

- ES-DI-02: La máquina incluso rebasó el metro de altura debido a la longitud del cilindro hidráulico y el espacio necesario para el movimiento de este, además de suficiente espacio disponible para las mordazas y para la probeta de prueba.
- ES-SE-01: La tuerca del cilindro de bombeo, la mayoría de los tornillos y los componentes de conexión de las mordazas tienen un factor de seguridad menor a 2, ya que se planteó que estos componentes trabajaran como las partes con menor factor de seguridad, de modo que, en caso falla, fueran los más fáciles para reemplazar. Por factores de tiempo, económicos y de diseño, no fue posible aumentar sus factores de seguridad por encima de dos.
- ES-RE-01: Este costo total es de un 38 % mayor al costo objetivo, lo que su equivalente en dólares estadounidenses sobrepasa los USD 2,000.00, pero entra dentro de los valores más bajos dentro del mercado de máquinas de ensayos.
- ME-DA-01: En lugar de un medidor de fuerza se consiguió un manómetro para medir la presión, la cual es directamente proporcional a la fuerza, y que el usuario puede convertir a valores de fuerza conociendo el diámetro del pistón del cilindro.

1. Se diseñó una máquina de ensayos de tensión para fibras, materiales compuestos y polímeros para el uso de aprendizaje e investigación, la cual tiene la capacidad de generar hasta 25335.37 N de fuerza.
2. Se diseñó una máquina que puede ser transportada por una sola persona, siempre teniendo en cuenta que la persona tenga la capacidad para cargar al menos 35 kilogramos. Fuera de eso, la máquina cuenta con las haladeras para ser cargada.
3. Se seleccionó y diseñó un sistema de accionamiento hidráulico para la generación de potencia de la máquina, en el cual el cilindro de bombeo se diseñó con un tornillo de potencia para que su accionamiento se pueda realizar de forma rotativa, y este pueda transmitir la presión hacia el otro cilindro para alcanzar la fuerza máxima requerida. Es un sistema ventajoso debido a su nulo consumo de energía eléctrica para su uso y facilidad de mantenimiento.
4. Se seleccionó componentes análogos para medición de fuerza y deformación para las pruebas, siendo estos un manómetro para medir la presión, y, por ende, la fuerza generada por el cilindro principal, y un reloj comparador para medir de forma precisa el desplazamiento de las platinas.
5. Se realizaron planos de fabricación y ensamblaje para la máquina de ensayos de tensión, lo que permite lo que permite documentar las dimensiones de cada pieza y los procesos de maquinado y ensamblaje.
6. El diseño de la máquina de ensayos de tensión tuvo un costo calculado de Q 16,558.41, el cual es un valor 38 % mayor al costo objetivo establecido. A pesar de este costo elevado, este se mantiene como un valor bajo en el mercado de este tipo de máquinas, lo que lo hace más accesible, en especial cuando todos, a excepción de uno de los componentes, se obtuvieron de forma local.

---

### Recomendaciones

---

1. Se recomienda que se proceda a la siguiente fase, que sería el proceso de manufactura para llevar a cabo el prototipo inicial de la máquina de ensayos.
2. Si se lleva a cabo el proceso de manufactura, también se recomienda que se realicen los manuales de operación y mantenimiento para la máquina, además de elaborar un manual de fabricación detallado y con procedimientos paso a paso. También se debería verificar el protocolo de prueba, ya que este es importante para llevar a cabo las pruebas.
3. Se recomienda realizar el análisis para ensayos de compresión en la máquina, ya que solamente se llevó a cabo el análisis para ensayos de tensión al ser esta la situación en donde se ejerce una mayor fuerza.
4. Se recomienda investigar el desarrollo de un sistema electrónico para la medición de fuerza y deformación durante las pruebas, para que los resultados puedan presentarse de forma más fácil para el usuario.
5. Se recomienda investigar acerca de cómo se pueden obtener probetas de ensayos de materiales compuestos, polímeros, y fibras que cumplan con las normativas adecuadas para pruebas de tensión.

- Antosik, A. K., Mozelewska, K., Piątek-Hnat, M., Czech, Z., & Bartkowiak, M. (2021). Silicone pressure-sensitive adhesives with increased thermal resistance. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 1-9.
- Banco-de-Guatemala. (2013). Guatemala en cifras. *Extraído de: [http://www. banguat. gob. gt/inc/ver. asp](http://www.banguat.gob.gt/inc/ver.asp)*.
- Bellini, B. (2009). Sensores de presión utilizados en las plataformas de fuerza aplicadas al estudio de la posturografía. *Artículo: En la Universidad de la República. Núcleo de Ingeniería Biomédica. Facultades de Medicina e Ingeniería*.
- Carvajal, M., Silva, F., & Villarroel, J. (2015). Diseño e implementación de un sistema automático de ensayos de tensión para la máquina universal Tinius Olsen de la empresa CEDAL SA. *Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE*.
- Duarte Cantor, K. S., & Muñoz Serrato, W. S. (2020). Diseño de una máquina para el ensayo de tensión en fibras de materiales no metálicos.
- DUMITRESCU, L., ȘEFU, Ș. M., BACIU, I.-M., & BLEJAN, M. (2021). Stand for Experimental Verification of Components in the Structure of Hydraulic Drive Systems. *Hidraulica*, (4), 57-63. <https://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&AuthType=ip,sso&db=aci&AN=154109020&site=ehost-live&scope=site&custid=s4224794>
- Durango, D. J., Herrera, E. J., & Otero, N. E. (2015). Diseño, construcción y validación del prototipo de una máquina para ensayos de resistencia de materiales. *Ingeniería e innovación*, 3(2).
- Faus Ferrer, J., & Marquina Contreras, M. (2013). *Materiales compuestos de matriz polimérica reforzados con fibra de vidrio y fibra de carbono para aplicaciones estructurales* [Tesis doctoral, Universitat Politècnica de València].
- Fierro Suárez, R. D., & Lozano Gómez, G. (2019). Actualización de una máquina para ensayos de tracción y compresión a polímeros producidos por la empresa Gert SA.
- Gedney, R. (2005). Tensile testing basics, tips and trends. *Admet Quality Test & Inspection*.
- Gómez-Suarez, S., & Córdoba-Tuta, E. (2022). Composite materials reinforced with fique fibers - a review. *UIS Ingenierías*, 21(1), 163-178. <https://search.ebscohost.com/>

---

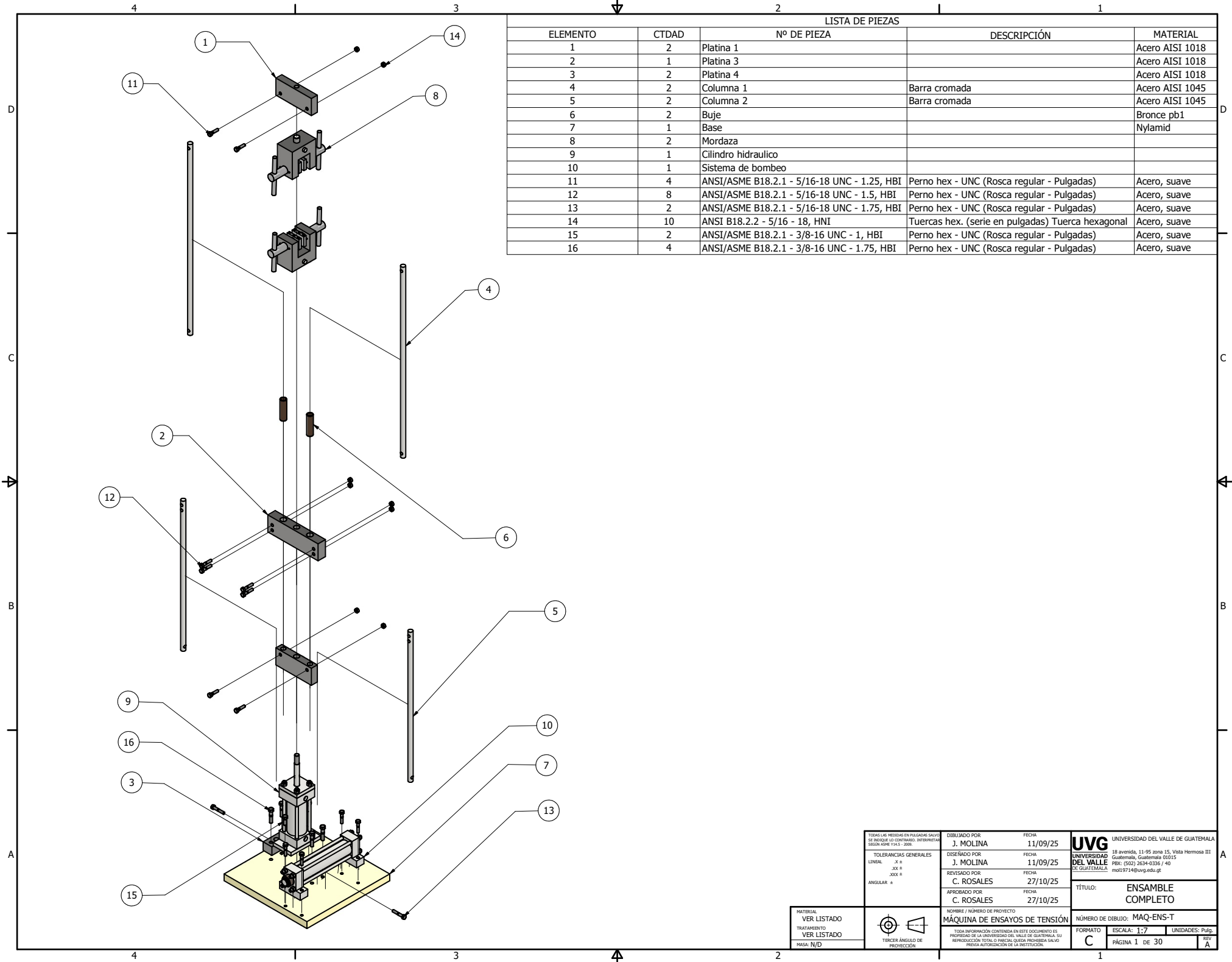
<login.aspx?direct=true&AuthType=ip,sso&db=fua&AN=155297213&site=ehost-live&scope=site&custid=s4224794>

- González-Rosalén, J., Benítez-Martínez, J. C., Medina-Mirapeix, F., Cuerda-Del Pino, A., Cervelló, A., & Martín-San Agustín, R. (2021). Intra-and inter-rater reliability of strength measurements using a pull hand-held dynamometer fixed to the examiner's body and comparison with push dynamometry. *Diagnostics*, 11(7), 1230.
- Govilas, J., Guicheret-Retel, V., Clévy, C., Placet, V., & Amiot, F. (2023). Introducing compression platen misalignment in single fiber transverse compression analytical models. *Journal of Materials Science*, 58(42), 16336-16343.
- Hepke, J., & Weber, J. (2013). Energy saving measures on pneumatic drive systems. *Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden*, 3-5.
- Hernandez, E., Perez, A. S. S., Atilano, A. L., Sandoval, J. M. M., et al. (2021). Torsión, esfuerzos y deformaciones. *TEPEXI Boletín Científico de la Escuela Superior Tepeji del Río*, 8(16), 43-47.
- Ignacio-Martínez, M. L., Vázquez-Flores, S. L., Cruz-Castellanos, D., et al. (2021). Tipos de materiales. *TEPEXI Boletín Científico de la Escuela Superior Tepeji del Río*, 8(15), 35-39.
- Instituto-Nacional-de-Estadística. (2015). *Compendio de estadística de educación 2013* (inf. téc.). Gobierno de Guatemala. Ciudad de Guatemala, Guatemala. <https://www.ine.gob.gt/sistema/uploads/2015/09/17/35aftsjszEBB6YMPIOcRdUF3SVqTmbAnW.pdf>
- LaVan, D., & Sharpe, W. (1999). Tensile testing of microsamples. *Experimental mechanics*, 39, 210-216.
- Lim, W., & Kim, H.-K. (2013). Design and development of a miniaturised tensile testing machine. *Global journal of engineering education*, 15(1), 48-53.
- Mejía Pedraza, J. D., et al. (2019). Diseño estructural de máquina de ensayos a tensión y su proceso de producción para validación en proceso de fabricación de barras corrugadas.
- Méndez-Bautista, M. T., & Coreño-Alonso, J. (2010). Relación estructura-propiedades de polímeros. *educación química*, 21(4), 291-299.
- Obando, S., Sepúlveda, C., Piamba, T., & Moran, R. (2020). Desarrollo de una prensa para ensayos de tensión en polímeros. *ingeniare*, (29), 57-71.
- Panchenko, A., Voloshin, Kiurchev, S., Titova, O., Onoprychuk, D., Stefanov, V., Safoniuk, I., Pashchenko, V., Radionov, H., & Golubok, M. (2018). Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive.
- Persson, B. N. (2001). Theory of rubber friction and contact mechanics. *The Journal of Chemical Physics*, 115(8), 3840-3861.
- Petrescu, R. V., Aversa, R., Akash, B., Bucinell, R., Corchado, J., Apicella, A., & Petrescu, F. I. (2017). Gears-part II. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*, 10(2), 473-483.
- Rocha-Rangel, E., Rodríguez-García, J. A., Martínez-Peña, E., Refugio-García, E., Leal-Cruz, A., & Munive, G. (2011). Estudio de la resistencia mecánica de materiales compuestos poliméricos reforzados con fibras de carbono. *Avances en Ciencias e Ingeniería*, 2(4), 81-88.
- Sánchez, E. (2012). Diseño de un sistema de control domótico basado en la plataforma Arduino. *Master's thesis. Escuela Técnica Superior de Ingeniería Informática. Universidad Politécnica de Valencia*.

- Santus, C., Romanelli, L., Burchianti, A., & Inoue, T. (2023). Resonant Fatigue Tests on Drill Pipe Connections with Different Geometries and Sizes. *Applied Sciences (2076-3417)*, *13*(14), 8006. <https://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&AuthType=ip,sso&db=aci&AN=168599760&site=ehost-live&scope=site&custid=s4224794>
- Sharifishourabi, G., Sharifi, S., Ayob, A., & Yahya, M. (2014). Tensile Test Machine for Unsymmetrical Materials. *Experimental Mechanics*, *54*(4), 689-694. <https://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&AuthType=ip,sso&db=aci&AN=95064622&site=ehost-live&scope=site&custid=s4224794>
- Stanciu, M. D., Drăghicescu, H. T., & Roșca, I. C. (2021). Mechanical properties of GFRPs exposed to tensile, compression and tensile–tensile cyclic tests. *Polymers*, *13*(6), 898.
- Tam, C. P. T., & González, C. E. (2007). Resistencia a la compresión paralela a la fibra de la Guadua angustifolia y determinación del módulo de elasticidad. *Ingeniería y Universidad*, *11*(1), 89-104.
- Vidakis, N., Petousis, M., Maniadi, A., Koudoumas, E., Vairis, A., & Kechagias, J. (2020). Sustainable Additive Manufacturing: Mechanical Response of Acrylonitrile-Butadiene-Styrene over Multiple Recycling Processes. *Sustainability*, *12*(9). <https://doi.org/10.3390/su12093568>
- Watanabe, T., Kunisada, Y., & Sakaguchi, N. (2019). Hydrogen Isotope Absorption in Unary Oxides and Nitrides with Anion Vacancies and Substitution. *ChemPhysChem*, *20*(10), 1369-1375. [https://doi.org/https://login.research4life.org/tacsgr1doi\\_org/10.1002/cphc.201801091](https://doi.org/https://login.research4life.org/tacsgr1doi_org/10.1002/cphc.201801091)

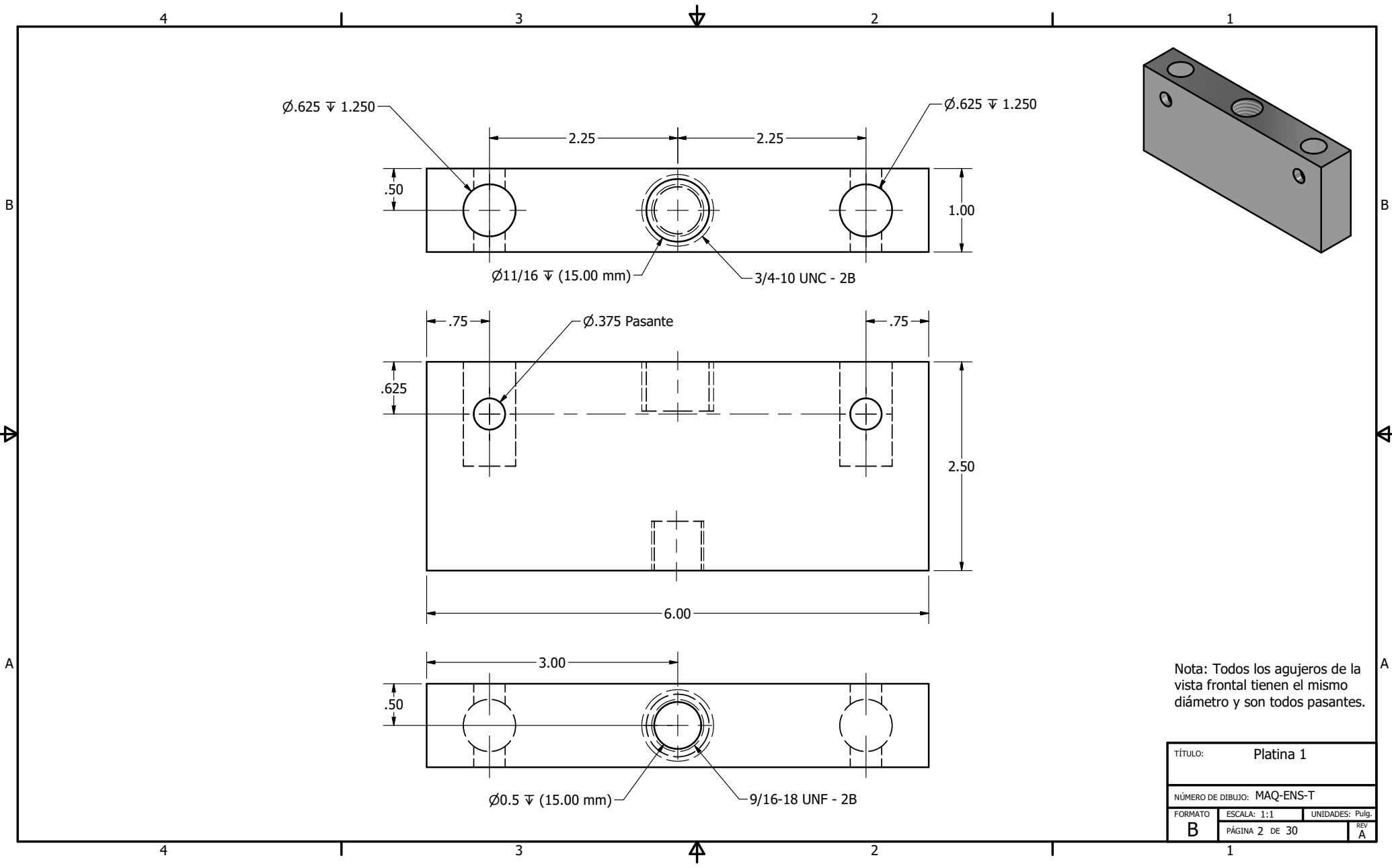
### **12.1. Planos de construcción**

Con el propósito de la fabricación de la máquina de ensayos de tensión, se presentan los planos de construcción, donde se presenta el ensamble principal, los subensambles, las dimensiones, los materiales y las tolerancias de cada una de las piezas.



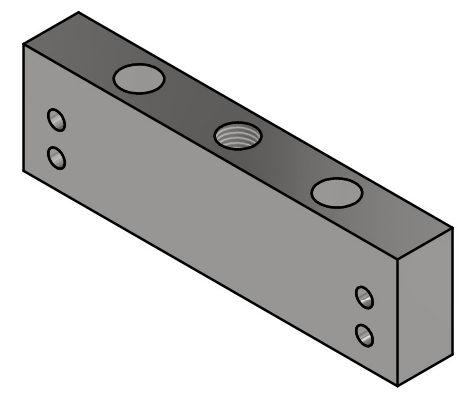
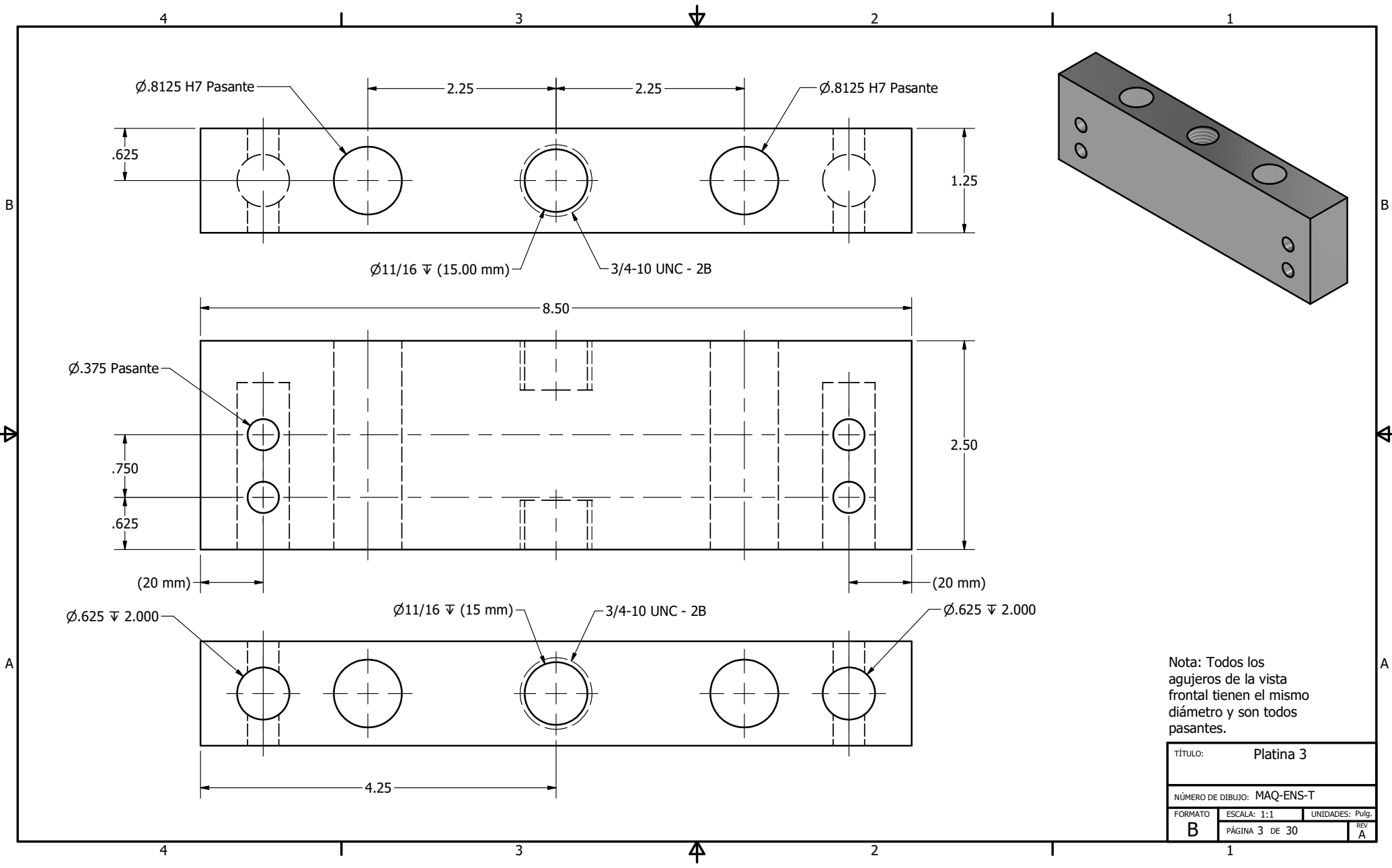
LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	2	Platina 1		Acero AISI 1018
2	1	Platina 3		Acero AISI 1018
3	2	Platina 4		Acero AISI 1018
4	2	Columna 1	Barra cromada	Acero AISI 1045
5	2	Columna 2	Barra cromada	Acero AISI 1045
6	2	Buje		Bronce pb1
7	1	Base		Nylamid
8	2	Mordaza		
9	1	Cilindro hidraulico		
10	1	Sistema de bombeo		
11	4	ANSI/ASME B18.2.1 - 5/16-18 UNC - 1.25, HBI	Perno hex - UNC (Rosca regular - Pulgadas)	Acero, suave
12	8	ANSI/ASME B18.2.1 - 5/16-18 UNC - 1.5, HBI	Perno hex - UNC (Rosca regular - Pulgadas)	Acero, suave
13	2	ANSI/ASME B18.2.1 - 5/16-18 UNC - 1.75, HBI	Perno hex - UNC (Rosca regular - Pulgadas)	Acero, suave
14	10	ANSI B18.2.2 - 5/16 - 18, HNI	Tuercas hex. (serie en pulgadas) Tuerca hexagonal	Acero, suave
15	2	ANSI/ASME B18.2.1 - 3/8-16 UNC - 1, HBI	Perno hex - UNC (Rosca regular - Pulgadas)	Acero, suave
16	4	ANSI/ASME B18.2.1 - 3/8-16 UNC - 1.75, HBI	Perno hex - UNC (Rosca regular - Pulgadas)	Acero, suave

<small>           TODAS LAS MEDIDAS EN PULGADAS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2009.         </small>		<small>DIBUJADO POR:</small> <b>J. MOLINA</b>	<small>FECHA:</small> <b>11/09/25</b>	<b>UVG</b> UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA <small>18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015</small> <small>PEX: (502) 2634-0336 / 40</small> <small>mailto:1714@uvg.edu.gt</small>
<small>TOLERANCIAS GENERALES</small> LENCAL: X .# XX .# XXX .# ANGULAR: #		<small>DISEÑADO POR:</small> <b>J. MOLINA</b>	<small>FECHA:</small> <b>11/09/25</b>	
		<small>REVISADO POR:</small> <b>C. ROSALES</b>	<small>FECHA:</small> <b>27/10/25</b>	<small>TÍTULO:</small> <b>ENSAMBLE COMPLETO</b>
		<small>APROBADO POR:</small> <b>C. ROSALES</b>	<small>FECHA:</small> <b>27/10/25</b>	
<small>MATERIAL:</small> <b>VER LISTADO</b>		<small>NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO:</small> <b>MÁQUINA DE ENSAYOS DE TENSIÓN</b>		<small>NÚMERO DE DIBUJO:</small> MAQ-ENS-T
<small>TRATAMIENTO:</small> <b>VER LISTADO</b>		<small>ESTA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL SIN EL CONSENTIMIENTO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.</small>		
<small>MASSA:</small> N/D			<small>FORMATO:</small> C	<small>ESCALA:</small> 1:7
				<small>UNIDADES:</small> Pulg. <small>REV:</small> A
				<small>PÁGINA 1 DE 30</small>



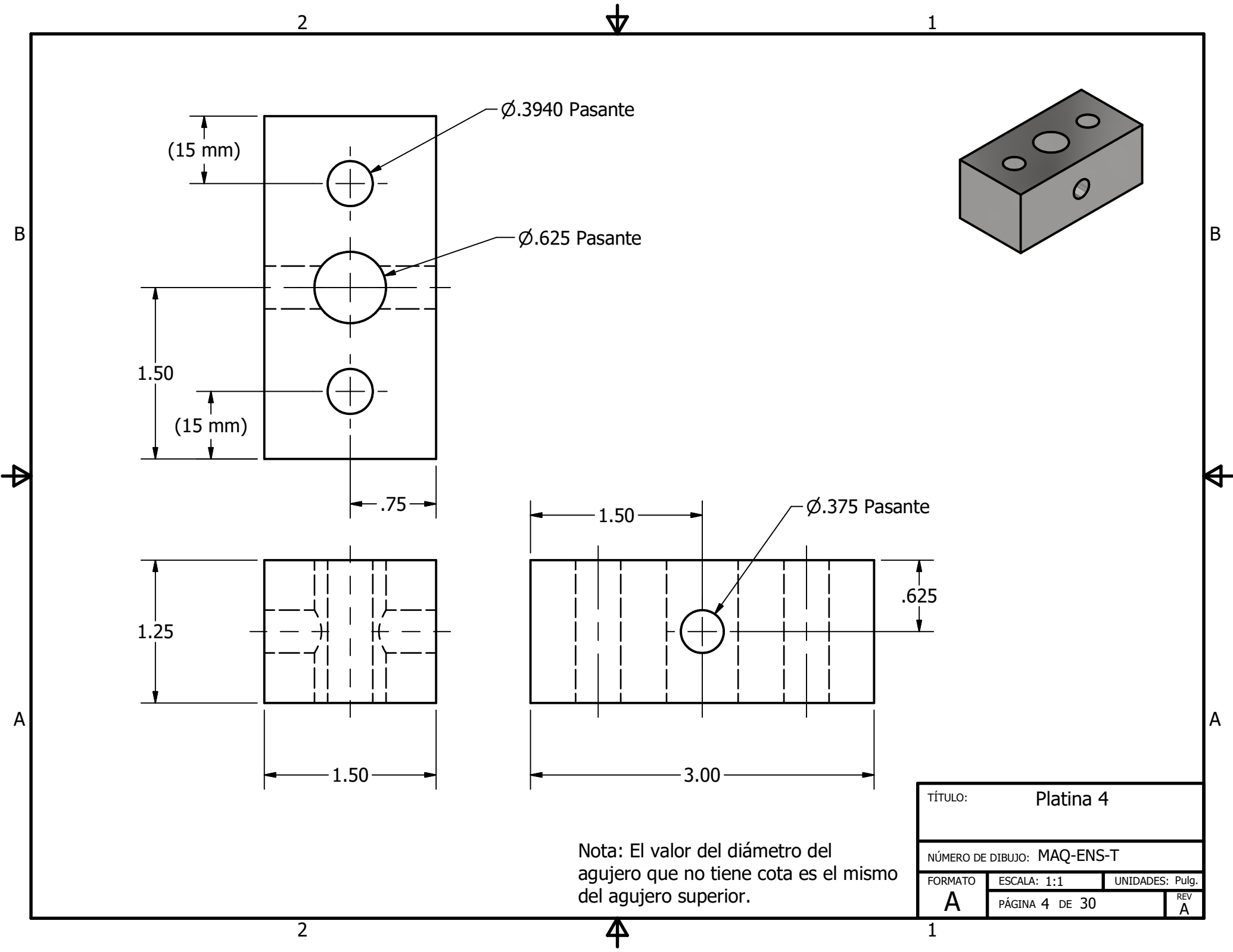
Nota: Todos los agujeros de la vista frontal tienen el mismo diámetro y son todos pasantes.

TÍTULO: Platina 1		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: Pulg.
<b>B</b>	PÁGINA 2 DE 30	REV A



Nota: Todos los agujeros de la vista frontal tienen el mismo diámetro y son todos pasantes.

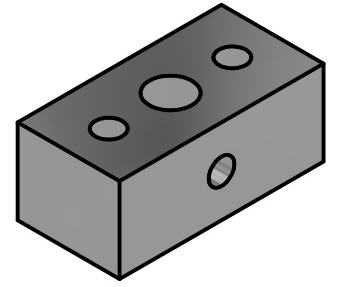
TÍTULO: Platina 3		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: Pulg.
B	PÁGINA 3 DE 30	REV A



Ø.3940 Pasante

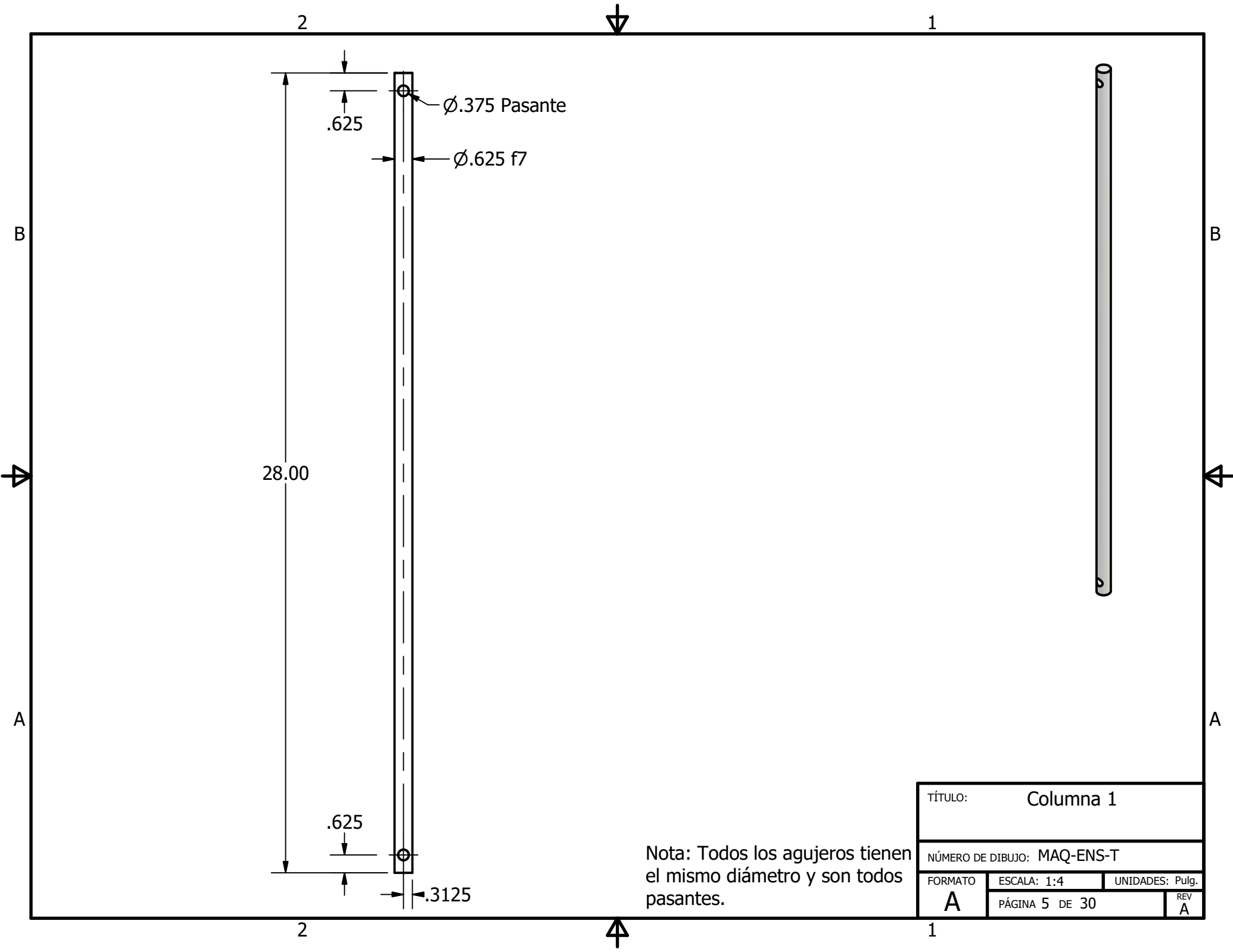
Ø.625 Pasante

Ø.375 Pasante



Nota: El valor del diámetro del agujero que no tiene cota es el mismo del agujero superior.

TÍTULO: Platina 4		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: Pulg.
<b>A</b>	PÁGINA 4 DE 30	REV A



2

1

B

A

28.00

.625

Ø.375 Pasante

Ø.625 f7

.625

.3125

Nota: Todos los agujeros tienen el mismo diámetro y son todos pasantes.

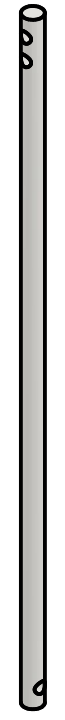
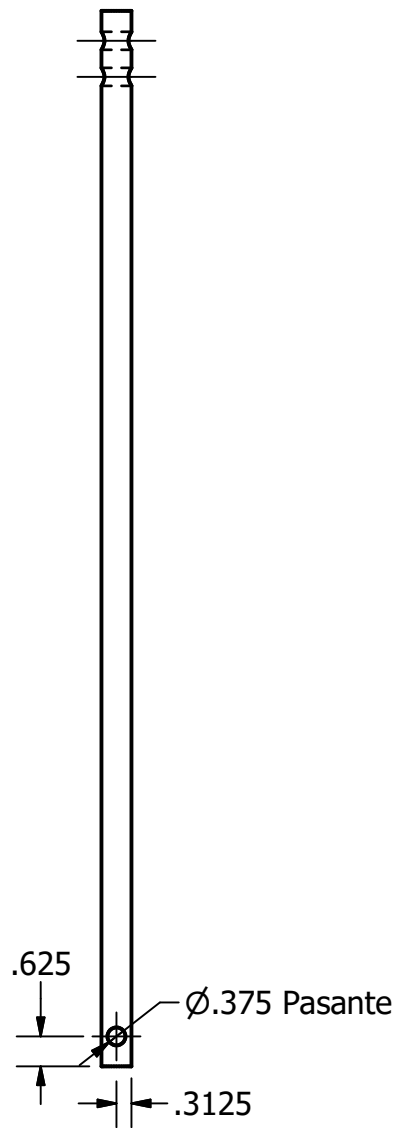
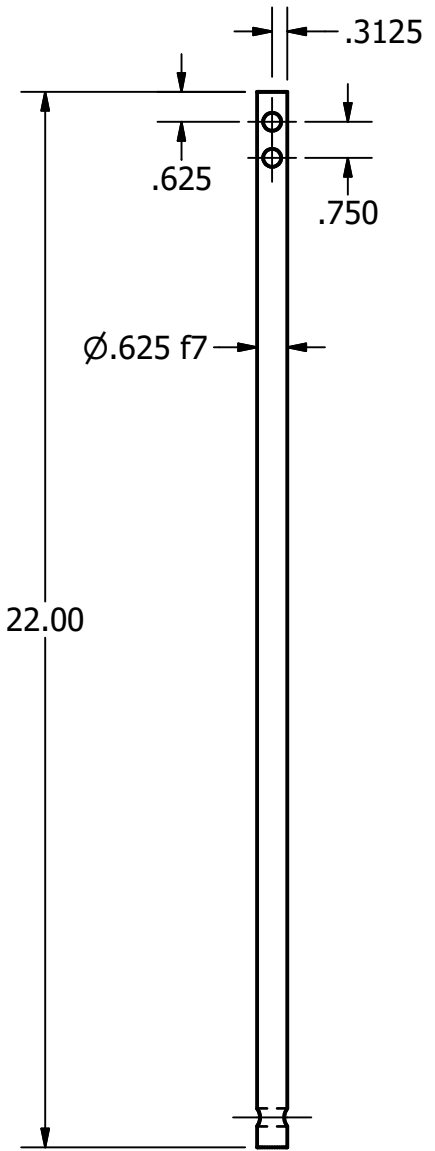
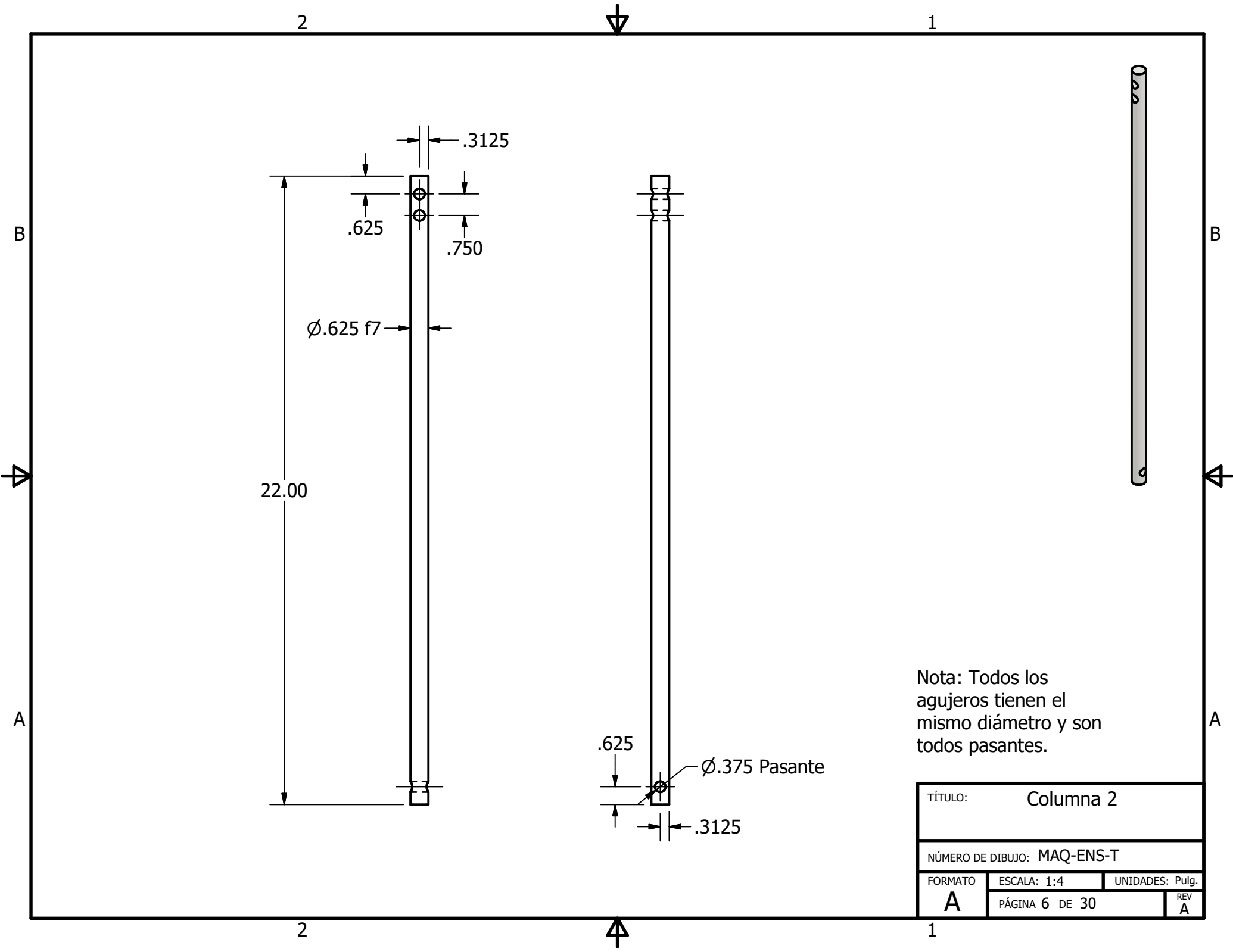
TÍTULO: Columna 1		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: Pulg.
<b>A</b>	PÁGINA 5 DE 30	REV <b>A</b>

2

1

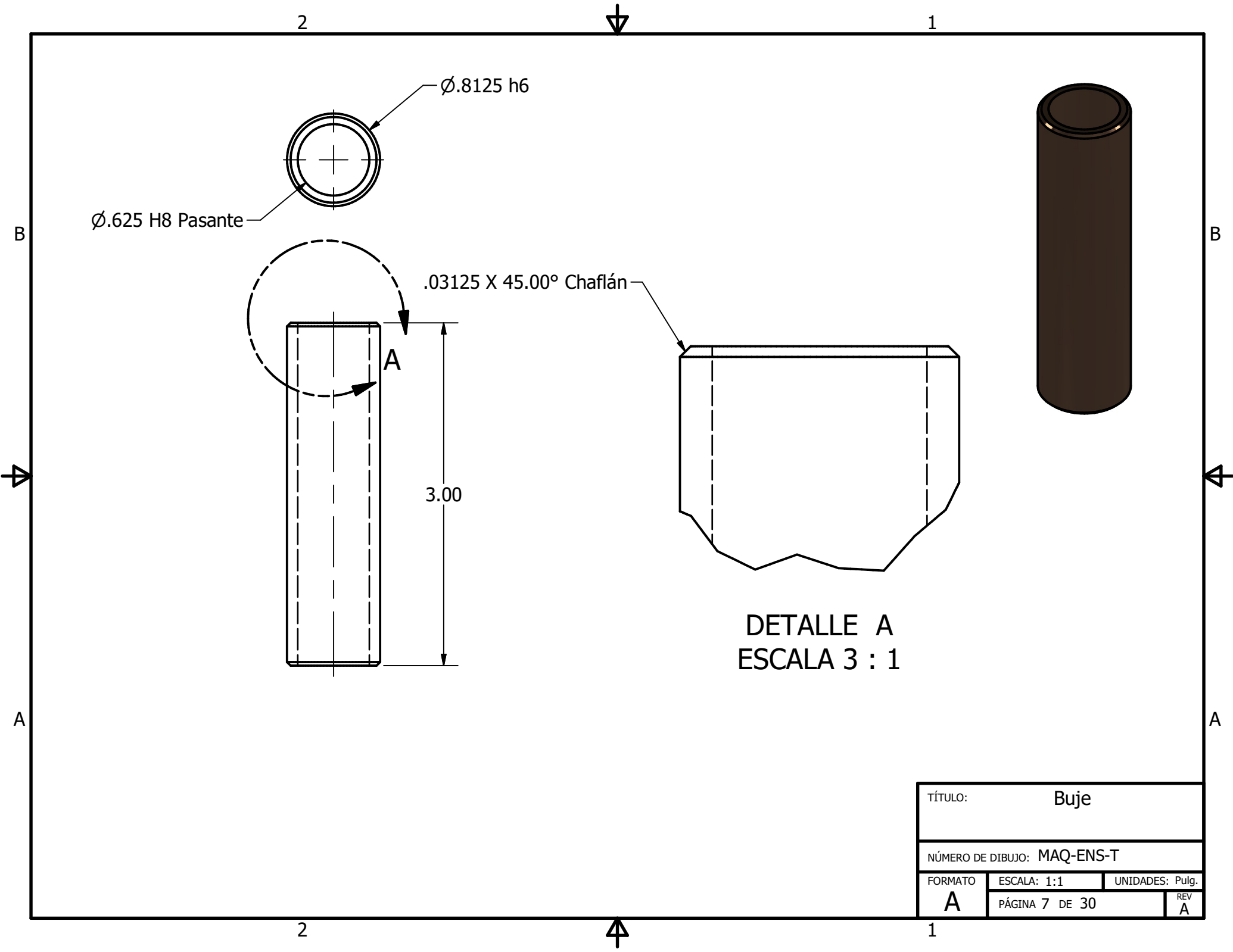
B

A



Nota: Todos los agujeros tienen el mismo diámetro y son todos pasantes.

TÍTULO:		Columna 2	
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: Pulg.	REV
A	PÁGINA 6 DE 30		A



Ø.8125 h6

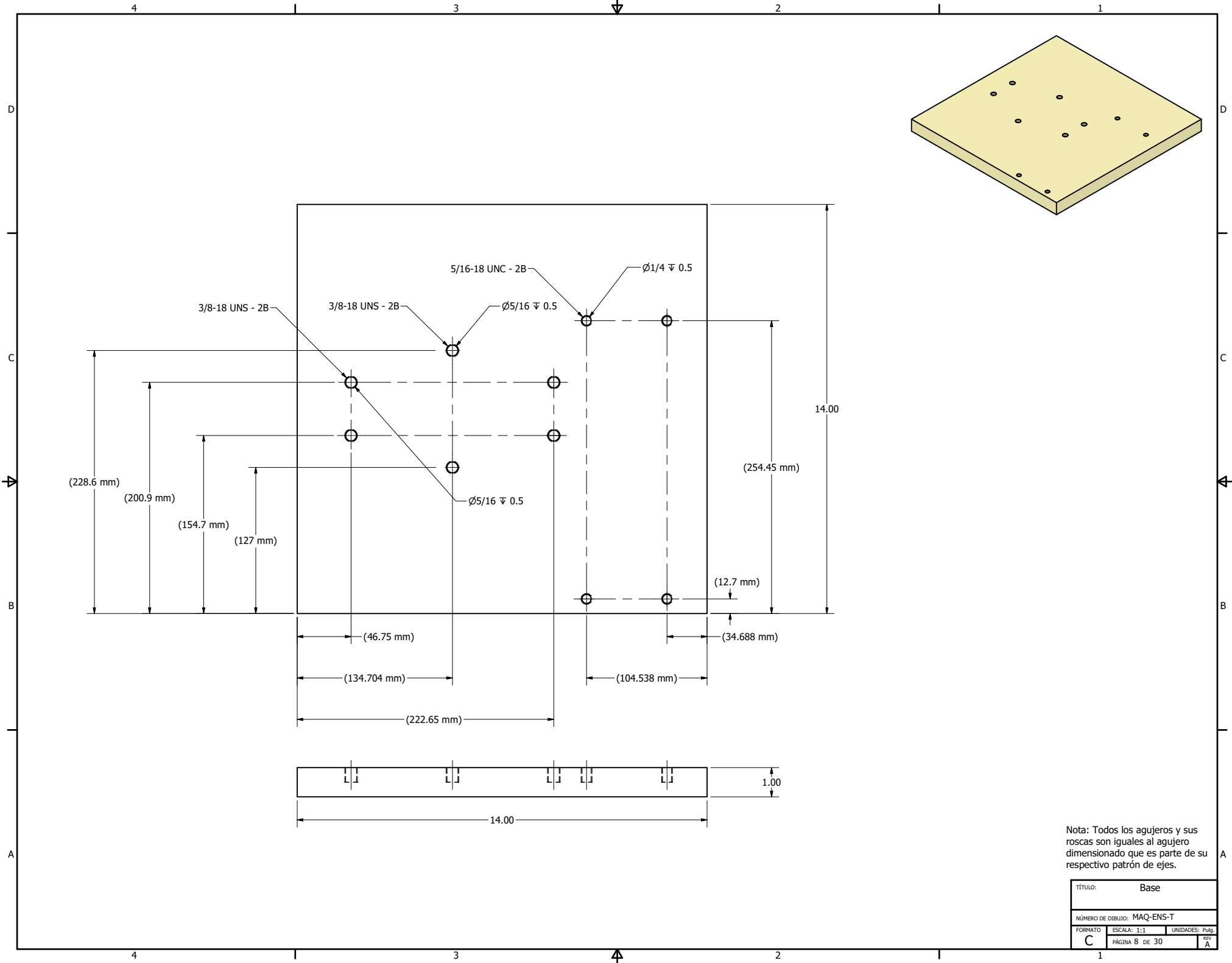
Ø.625 H8 Pasante

.03125 X 45.00° Chaflán

3.00

DETALLE A  
ESCALA 3 : 1

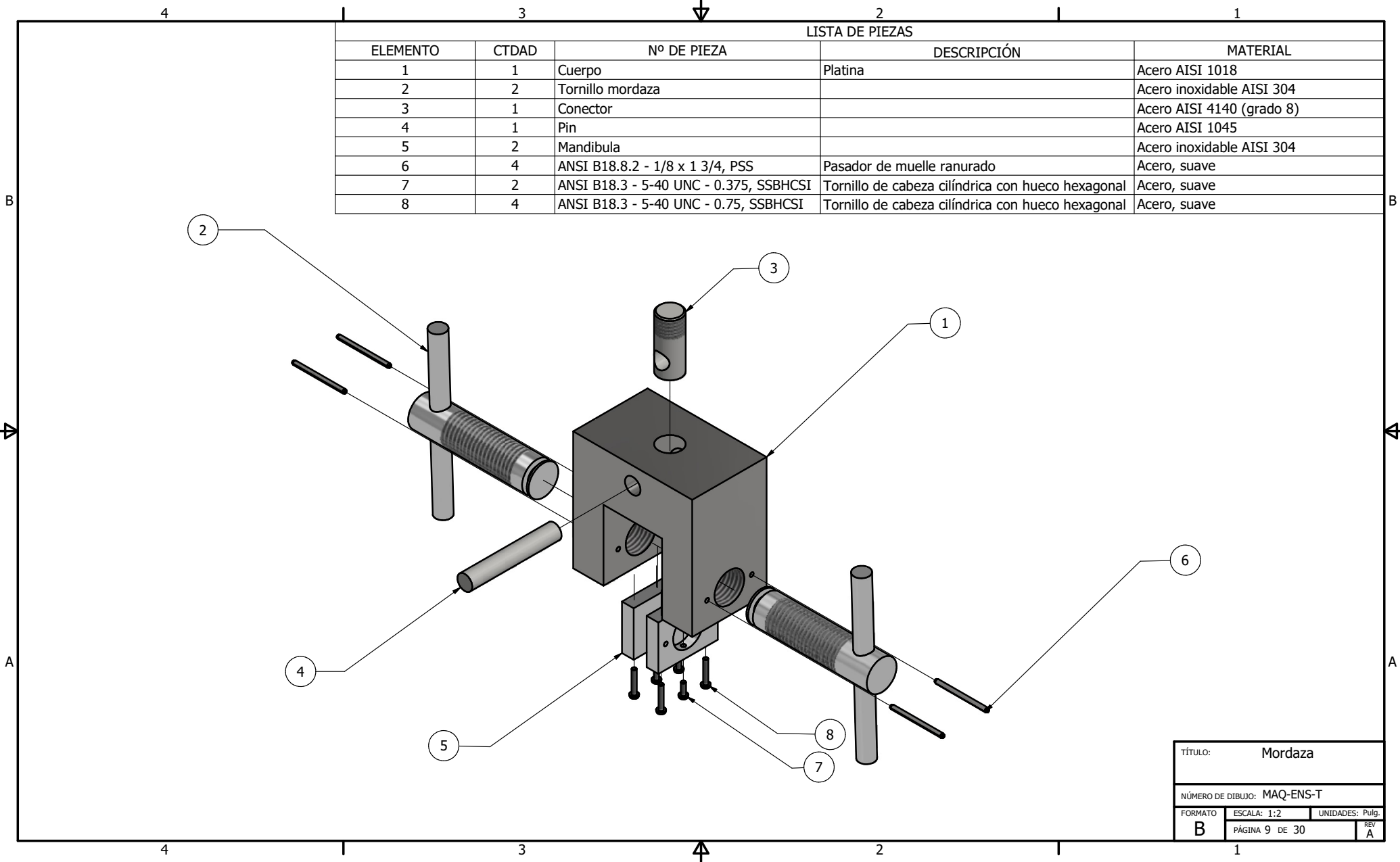
TÍTULO: Buje		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: Pulg.
<b>A</b>	PÁGINA 7 DE 30	REV A



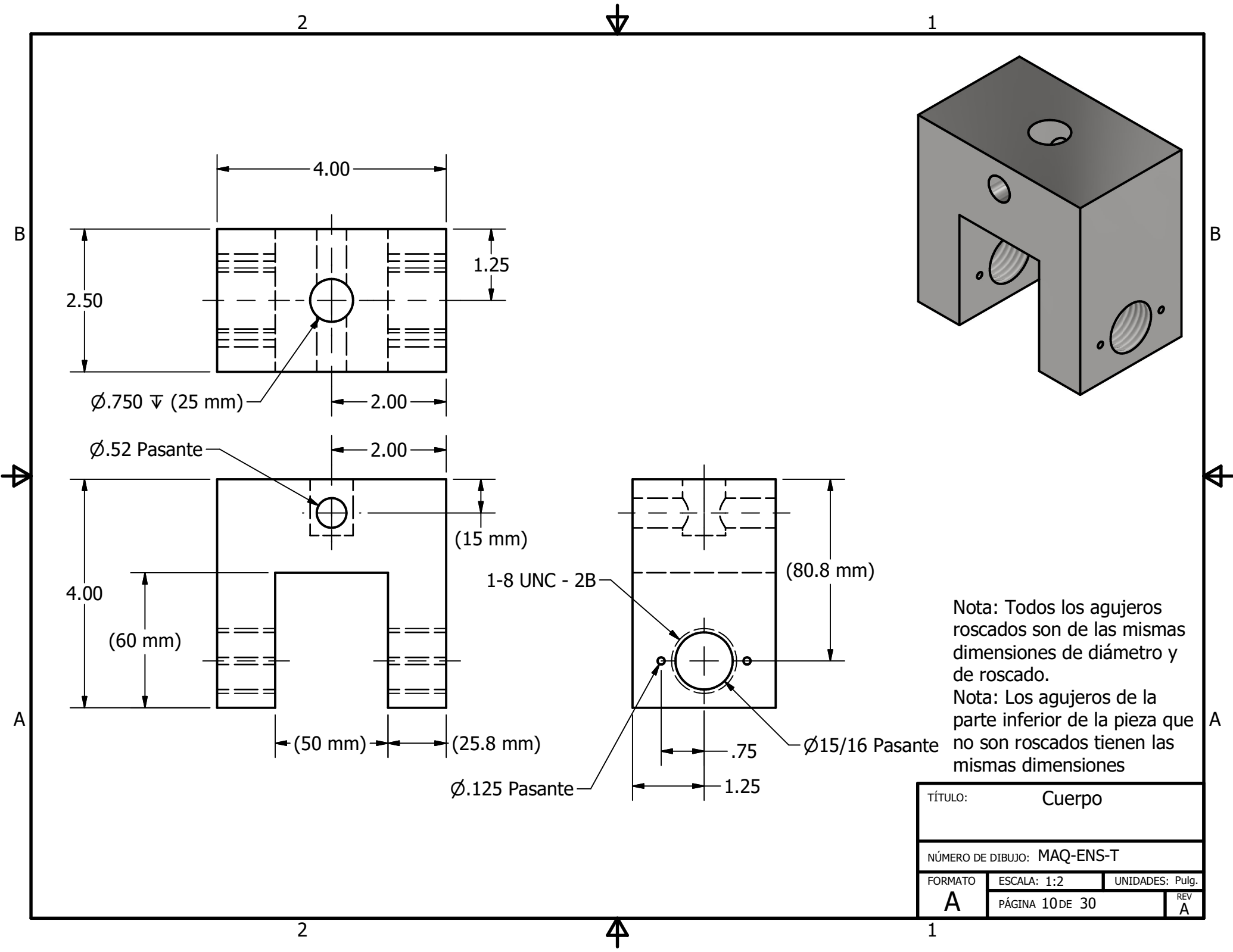
Nota: Todos los agujeros y sus roscas son iguales al agujero dimensionado que es parte de su respectivo patrón de ejes.

TÍTULO: Base	
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T	
FORMATO: C	ESCALA: 1:1
UNIDADES: Pulg.	
PÁGINA 8 DE 30	
REV: A	

LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	Cuerpo	Platina	Acero AISI 1018
2	2	Tornillo mordaza		Acero inoxidable AISI 304
3	1	Conector		Acero AISI 4140 (grado 8)
4	1	Pin		Acero AISI 1045
5	2	Mandibula		Acero inoxidable AISI 304
6	4	ANSI B18.8.2 - 1/8 x 1 3/4, PSS	Pasador de muelle ranurado	Acero, suave
7	2	ANSI B18.3 - 5-40 UNC - 0.375, SSBHCSI	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal	Acero, suave
8	4	ANSI B18.3 - 5-40 UNC - 0.75, SSBHCSI	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal	Acero, suave

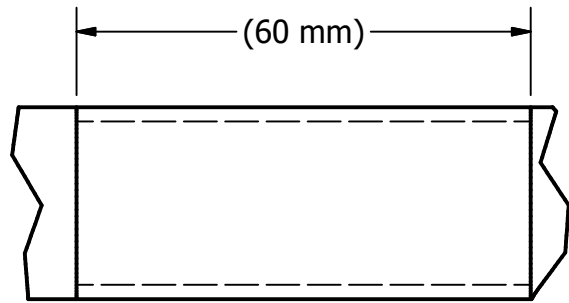


TÍTULO: Mordaza		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: Pulg.
B	PÁGINA 9 DE 30	REV A

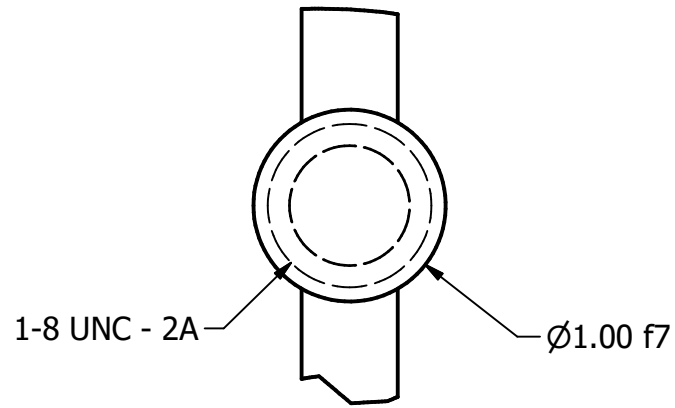


Nota: Todos los agujeros roscados son de las mismas dimensiones de diámetro y de roscado.  
 Nota: Los agujeros de la parte inferior de la pieza que no son roscados tienen las mismas dimensiones

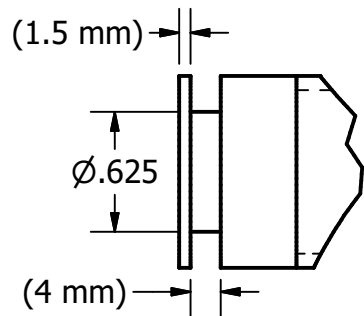
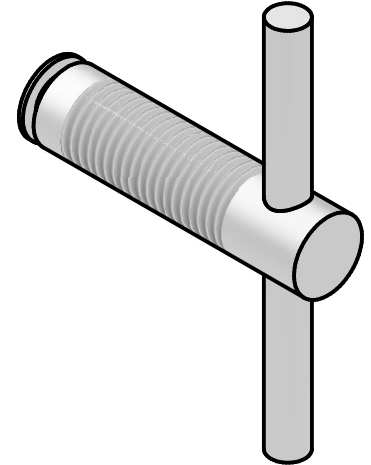
TÍTULO:		Cuerpo	
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T			
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: Pulg.	
A	PÁGINA 10 DE 30	REV A	



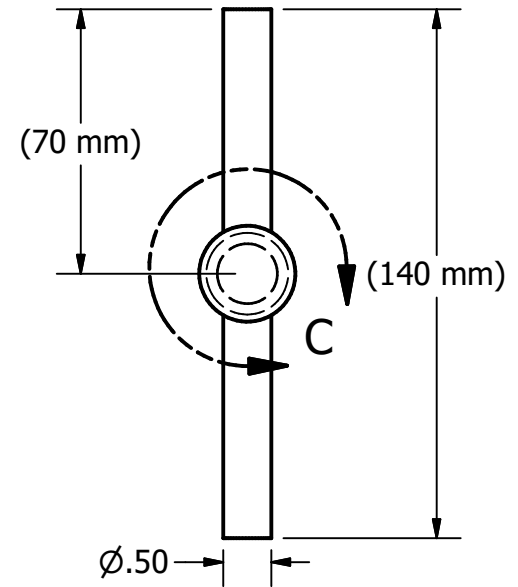
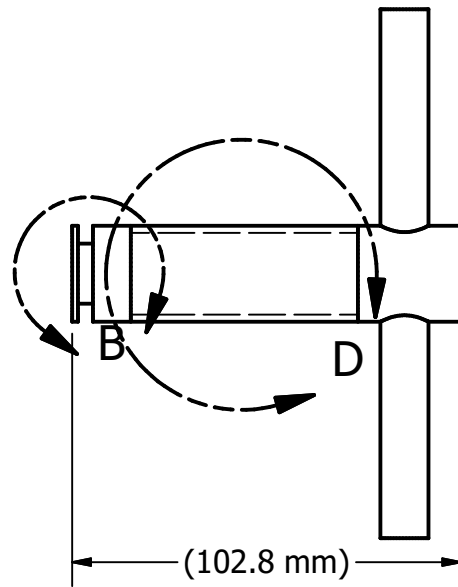
DETALLE D  
ESCALA 1 : 1



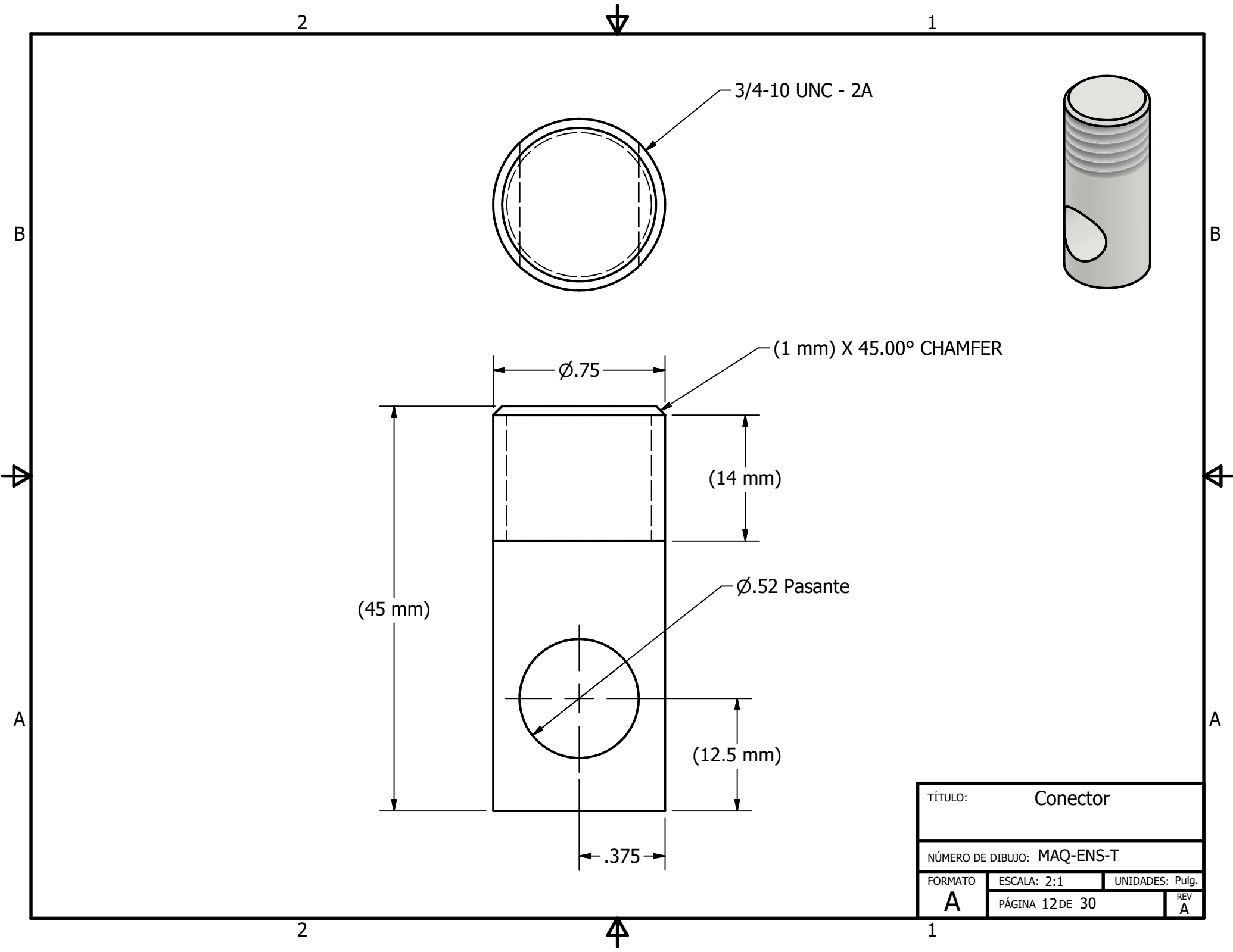
DETALLE C  
ESCALA 1 : 1



DETALLE B  
ESCALA 1 : 1



TÍTULO: Tornillo mordaza		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: Pulg.
A	PÁGINA 11 DE 30	REV A



2

1

B

B

3/4-10 UNC - 2A

(1 mm) X 45.00° CHAMFER

Ø.75

(14 mm)

(45 mm)

Ø.52 Pasante

(12.5 mm)

.375

A

A

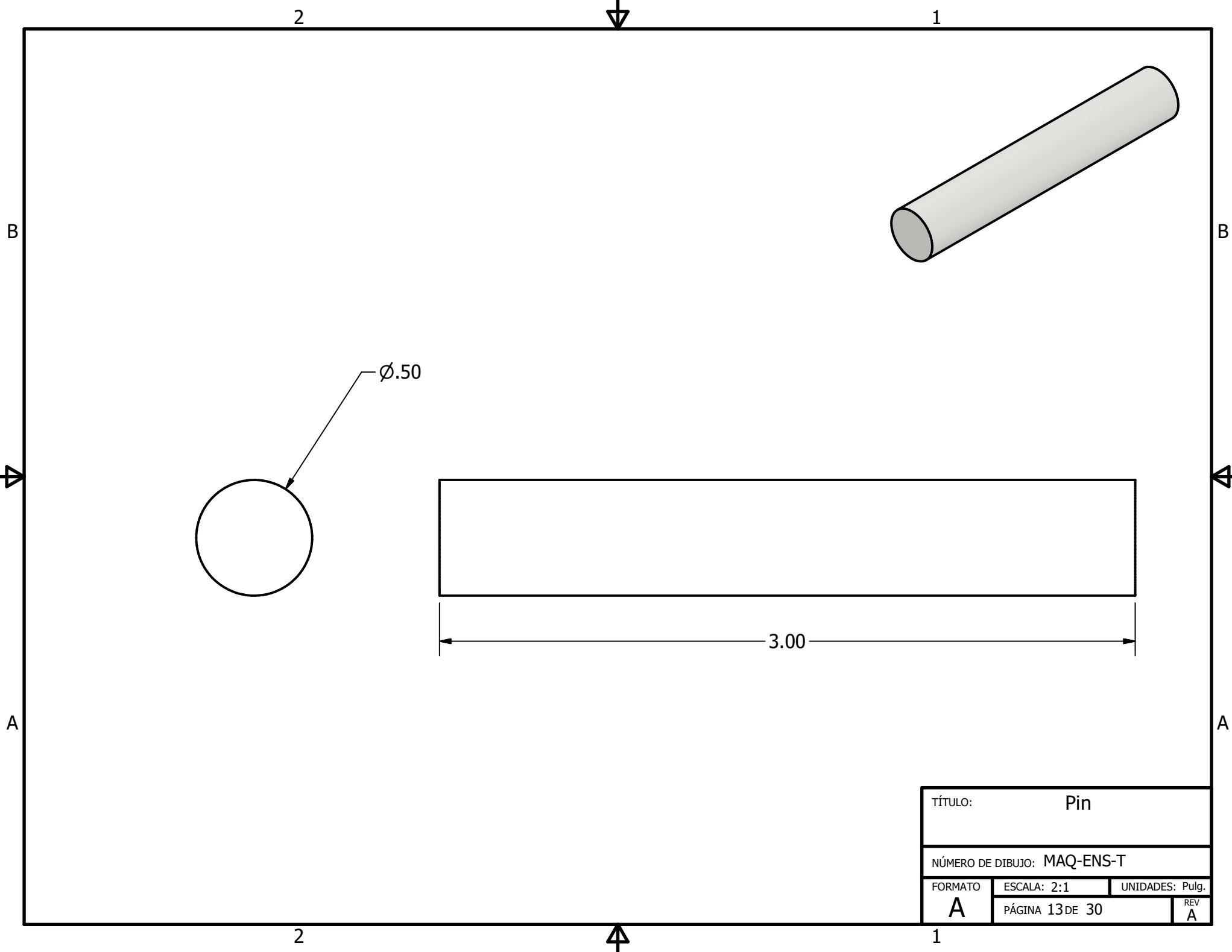
A

A

2

1

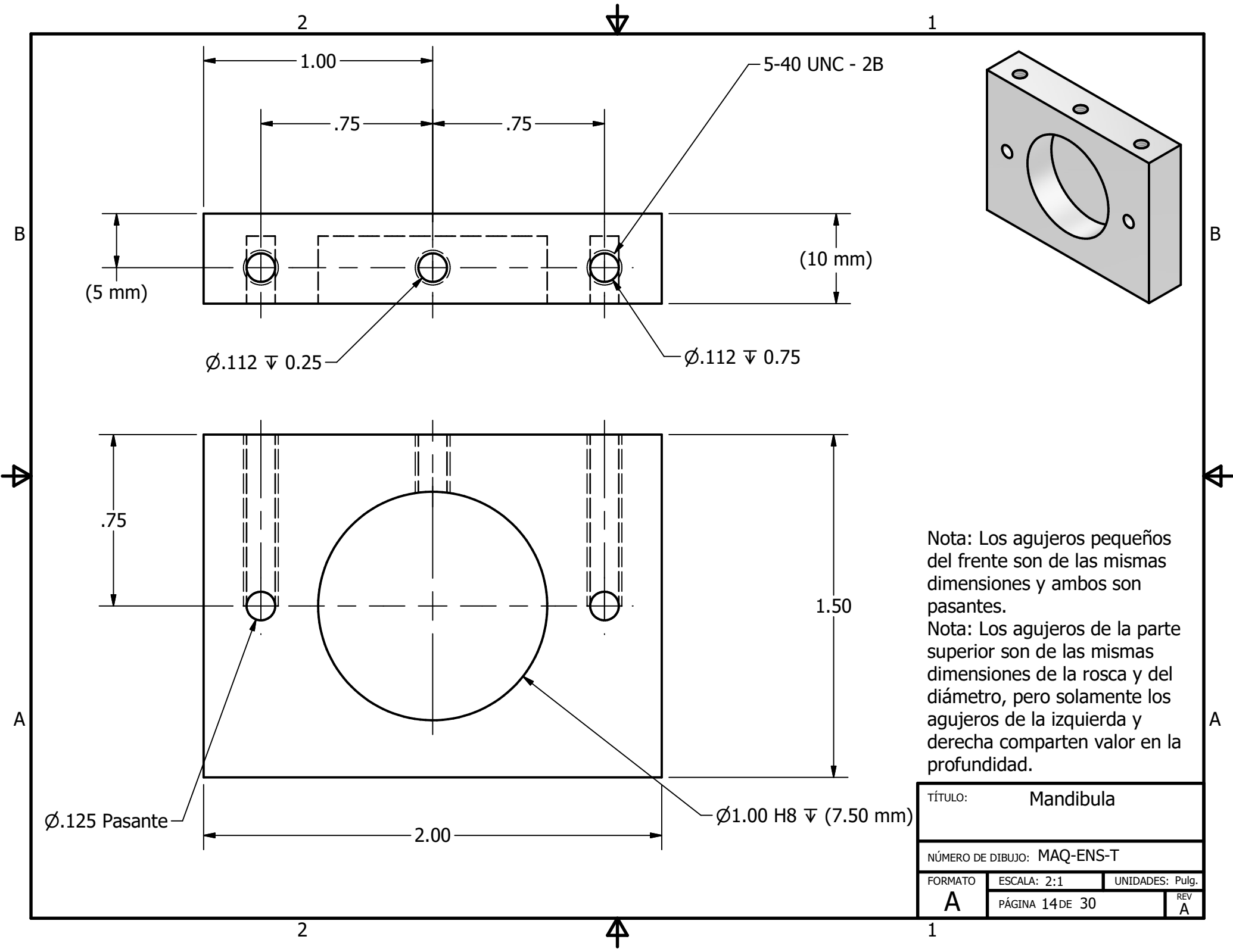
TÍTULO: Conector		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 2:1	UNIDADES: Pulg.
<b>A</b>	PÁGINA 12 DE 30	REV A



TÍTULO: Pin

NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T

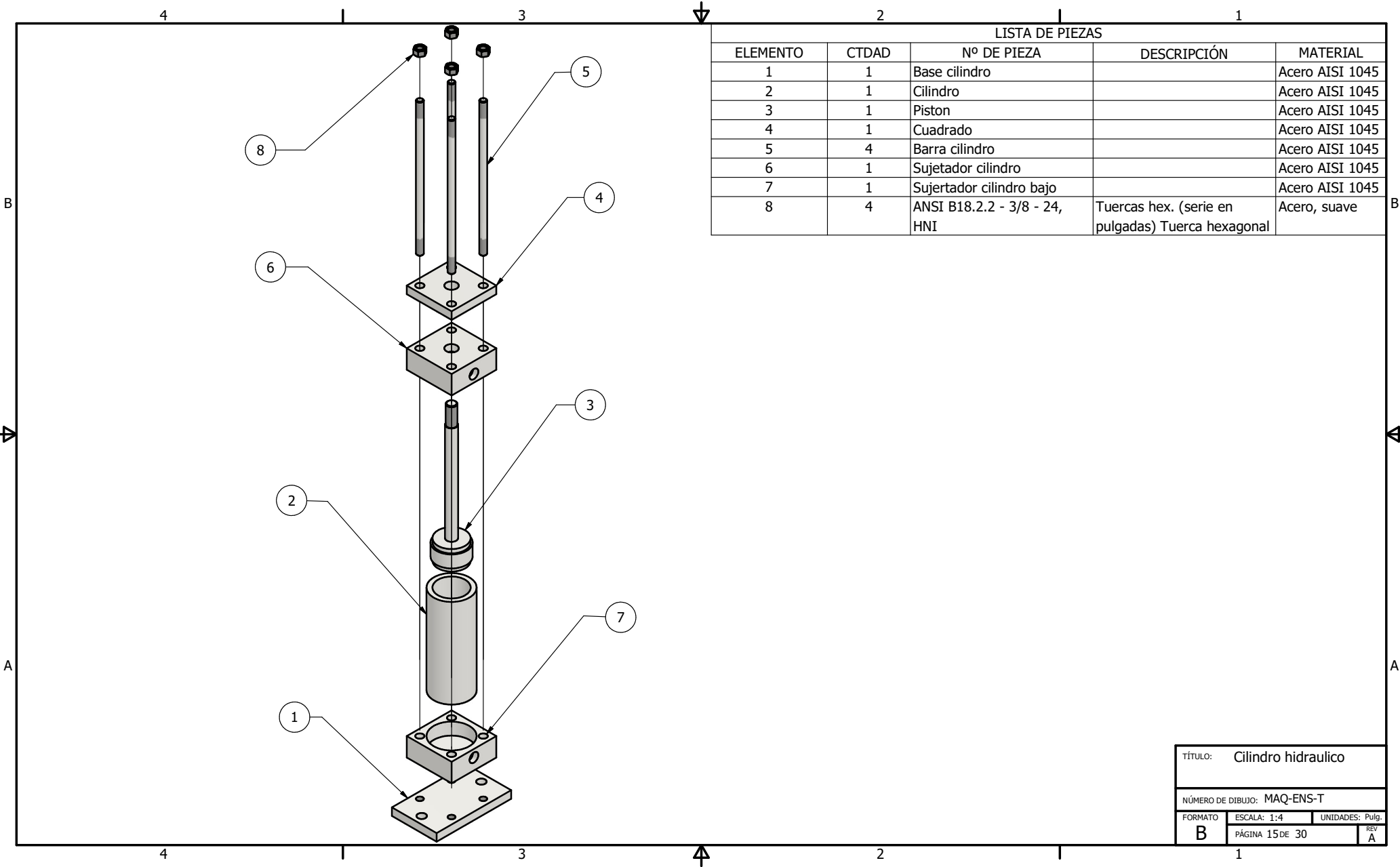
FORMATO	ESCALA: 2:1	UNIDADES: Pulg.
<b>A</b>	PÁGINA 13 DE 30	REV <b>A</b>



Nota: Los agujeros pequeños del frente son de las mismas dimensiones y ambos son pasantes.

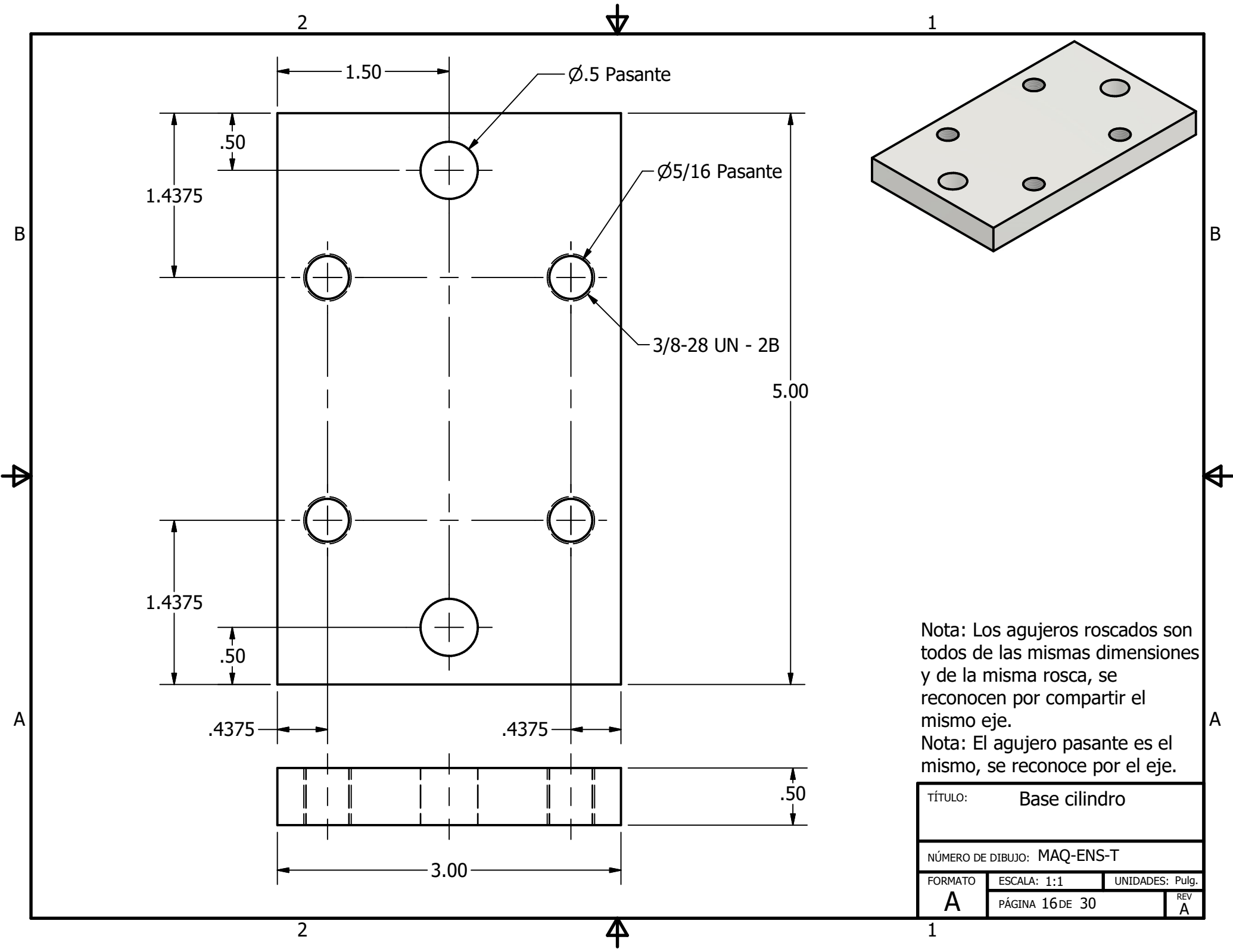
Nota: Los agujeros de la parte superior son de las mismas dimensiones de la rosca y del diámetro, pero solamente los agujeros de la izquierda y derecha comparten valor en la profundidad.

TÍTULO:		Mandibula	
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T			
FORMATO	ESCALA: 2:1	UNIDADES: Pulg.	
A	PÁGINA 14 DE 30	REV A	



LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	Base cilindro		Acero AISI 1045
2	1	Cilindro		Acero AISI 1045
3	1	Piston		Acero AISI 1045
4	1	Cuadrado		Acero AISI 1045
5	4	Barra cilindro		Acero AISI 1045
6	1	Sujetador cilindro		Acero AISI 1045
7	1	Sujertador cilindro bajo		Acero AISI 1045
8	4	ANSI B18.2.2 - 3/8 - 24, HNI	Tuercas hex. (serie en pulgadas) Tuerca hexagonal	Acero, suave

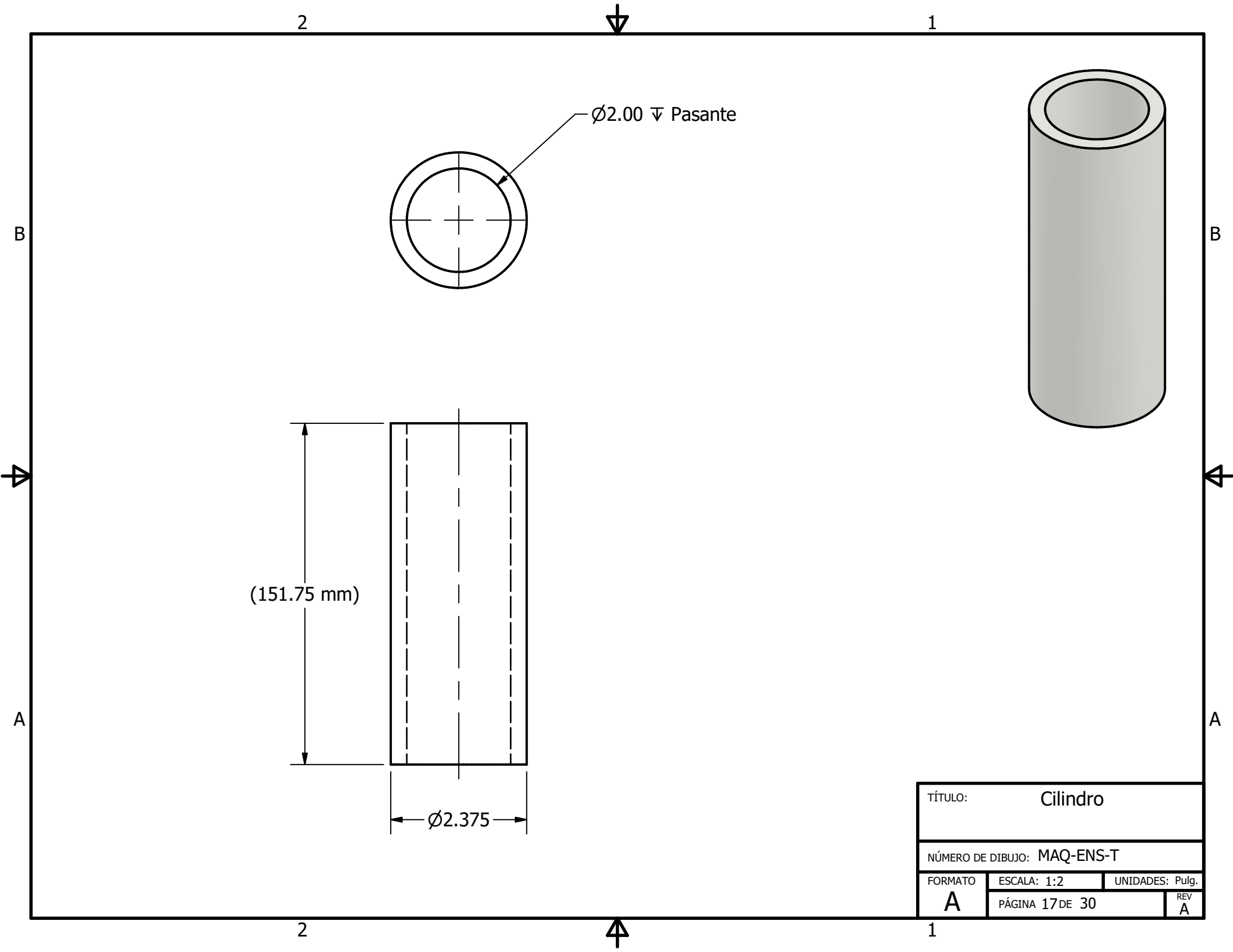
TÍTULO: Cilindro hidraulico		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: Pulg.
<b>B</b>	PÁGINA 15 DE 30	REV <b>A</b>



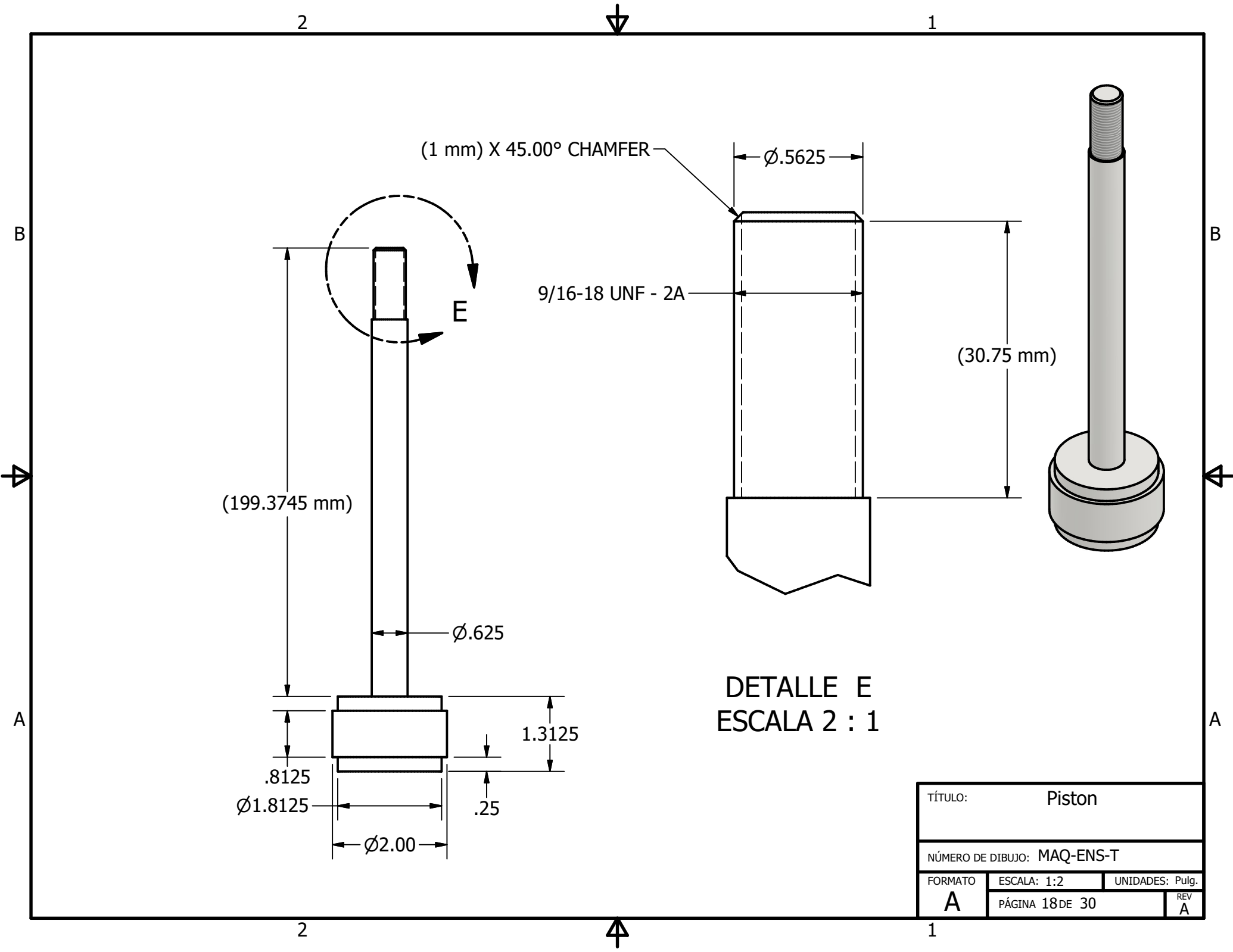
Nota: Los agujeros roscados son todos de las mismas dimensiones y de la misma rosca, se reconocen por compartir el mismo eje.

Nota: El agujero pasante es el mismo, se reconoce por el eje.

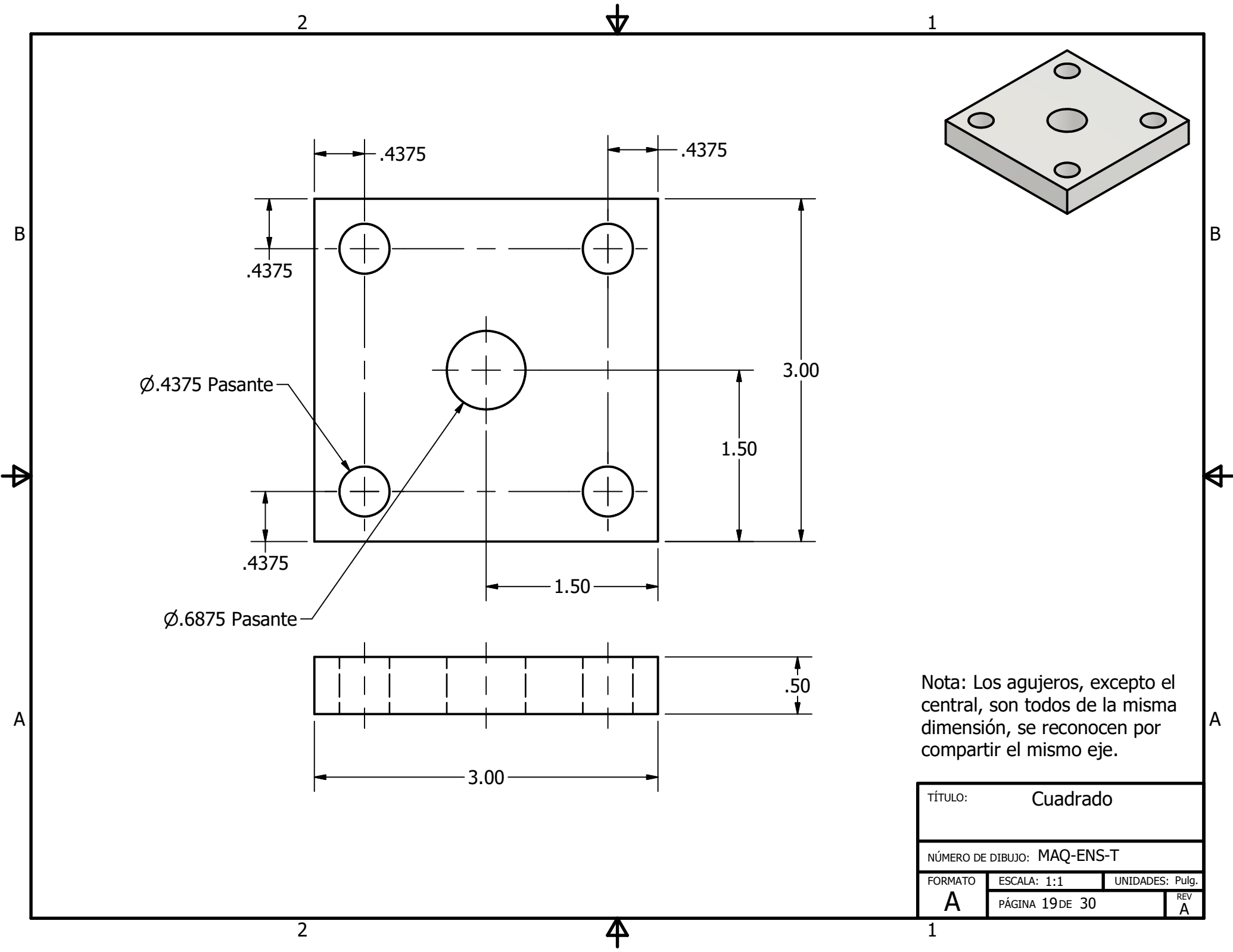
TÍTULO: Base cilindro		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: Pulg.
<b>A</b>	PÁGINA 16 DE 30	REV <b>A</b>



TÍTULO:		Cilindro	
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T			
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: Pulg.	REV
<b>A</b>	PÁGINA 17 DE 30		<b>A</b>

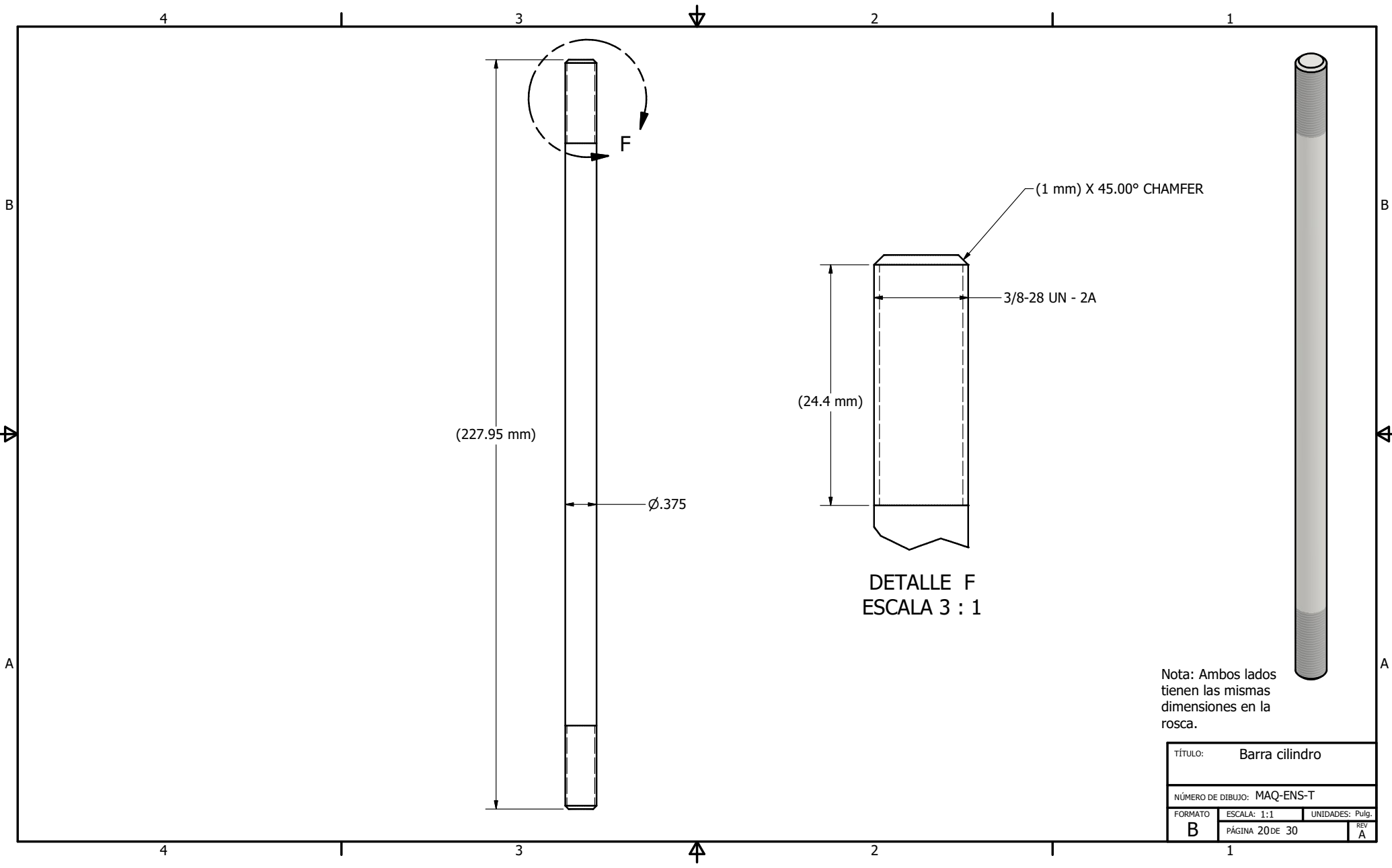


TÍTULO: Piston		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: Pulg.
<b>A</b>	PÁGINA 18 DE 30	REV A



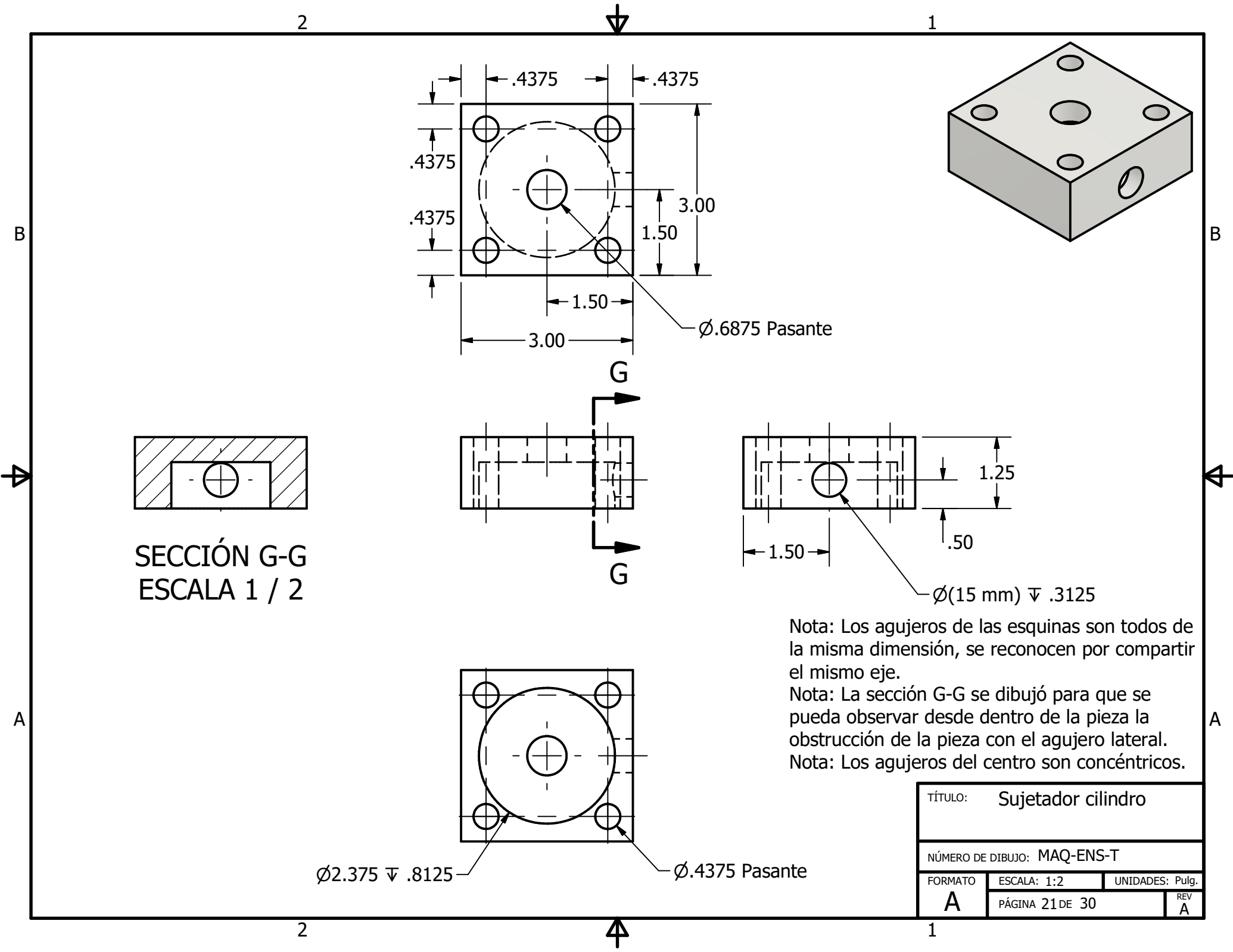
Nota: Los agujeros, excepto el central, son todos de la misma dimensión, se reconocen por compartir el mismo eje.

TÍTULO: Cuadrado		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: Pulg.
<b>A</b>	PÁGINA 19 DE 30	REV A



Nota: Ambos lados tienen las mismas dimensiones en la rosca.

TÍTULO: Barra cilindro		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: Pulg.
<b>B</b>	PÁGINA 20 DE 30	REV <b>A</b>



SECCIÓN G-G  
ESCALA 1 / 2

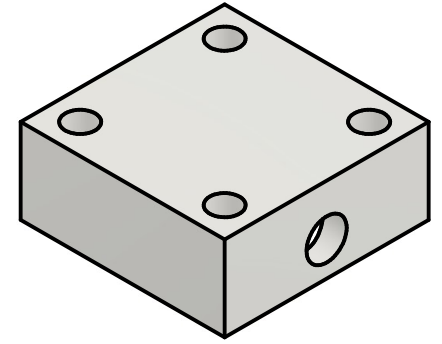
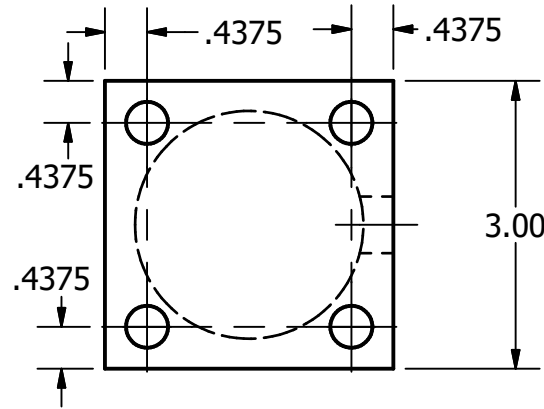
Nota: Los agujeros de las esquinas son todos de la misma dimensión, se reconocen por compartir el mismo eje.  
 Nota: La sección G-G se dibujó para que se pueda observar desde dentro de la pieza la obstrucción de la pieza con el agujero lateral.  
 Nota: Los agujeros del centro son concéntricos.

TÍTULO: Sujetador cilindro		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: Pulg.
A	PÁGINA 21 DE 30	REV A

2

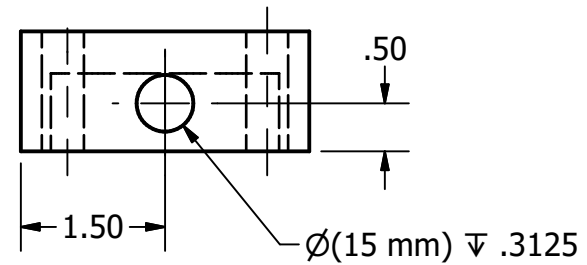
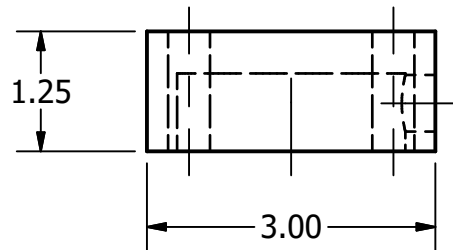
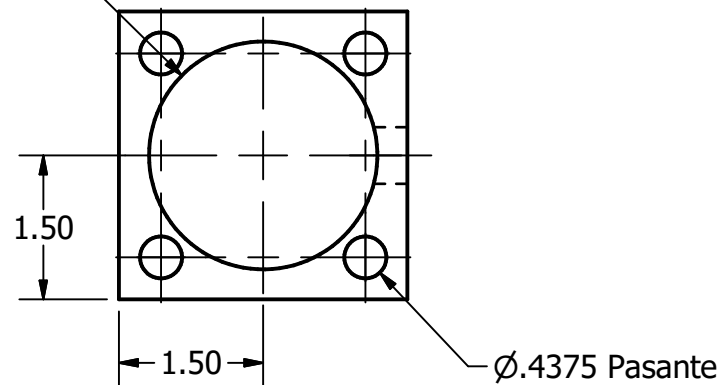


1



B

B


 $\text{Ø}2.375 \nabla .8125$ 


Nota: Los agujeros de las esquinas son todos de la misma dimensión, se reconocen por compartir el mismo eje.

Nota: Es el mismo diseño que el sujetador cilindro, pero sin el agujero para el vástago del pistón.

A

A

TÍTULO: Sujetador cilindro bajo

NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T

FORMATO ESCALA: 1:2 UNIDADES: Pulg.

A

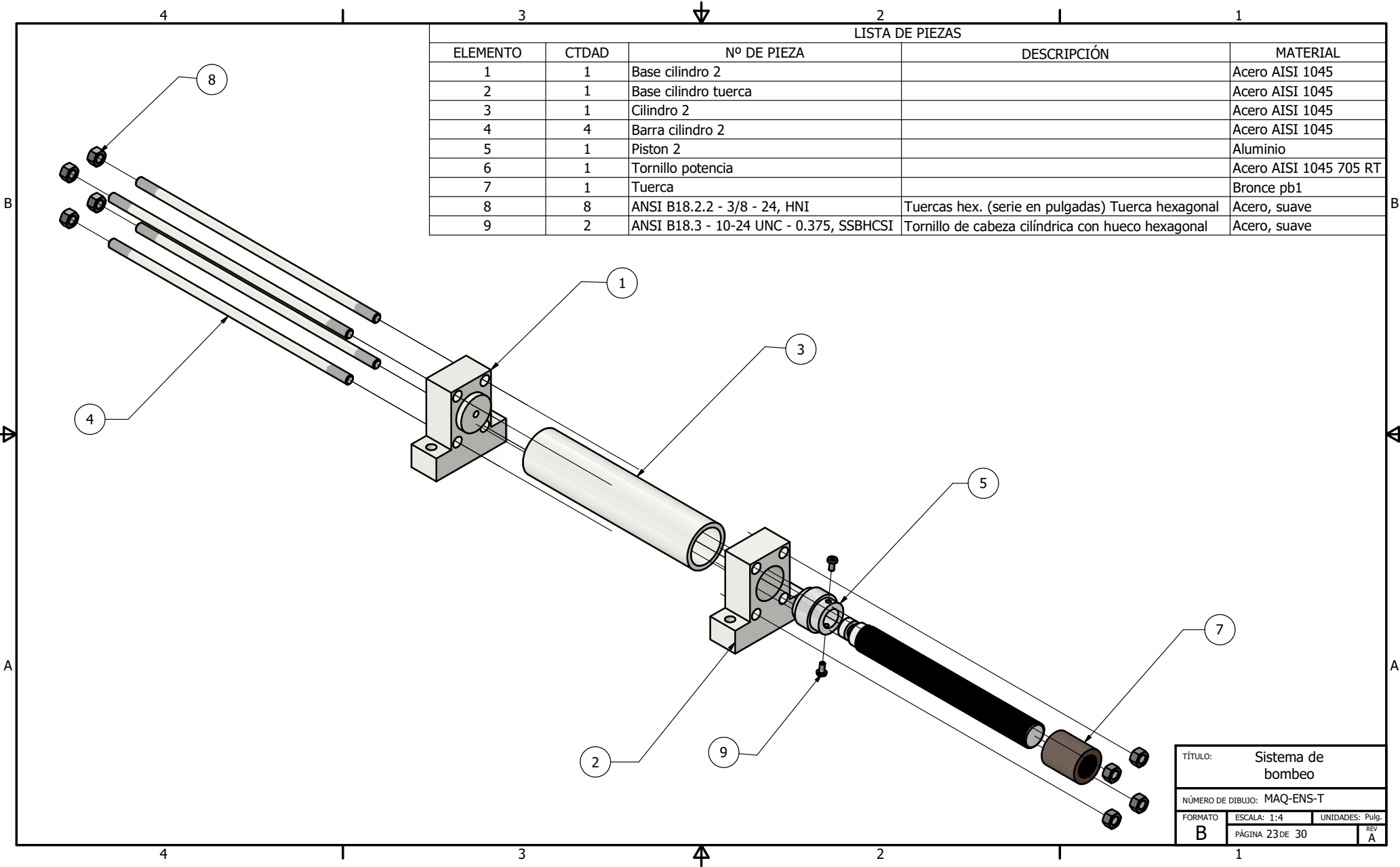
PÁGINA 22 DE 30

REV A

2



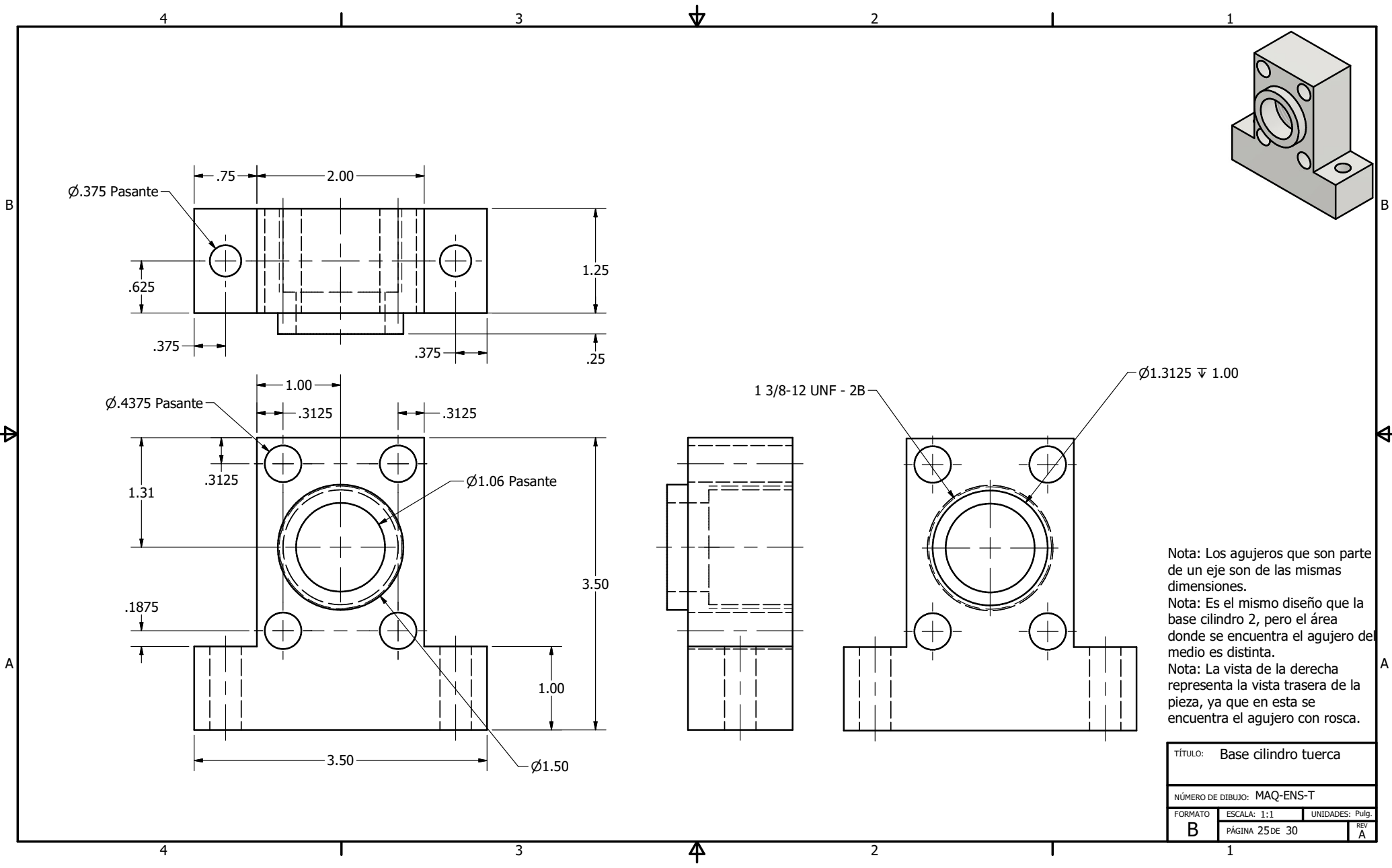
1



LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	Base cilindro 2		Acero AISI 1045
2	1	Base cilindro tuerca		Acero AISI 1045
3	1	Cilindro 2		Acero AISI 1045
4	4	Barra cilindro 2		Acero AISI 1045
5	1	Piston 2		Aluminio
6	1	Tornillo potencia		Acero AISI 1045 705 RT
7	1	Tuerca		Bronce pb1
8	8	ANSI B18.2.2 - 3/8 - 24, HNI	Tuercas hex. (serie en pulgadas) Tuerca hexagonal	Acero, suave
9	2	ANSI B18.3 - 10-24 UNC - 0.375, SSBHCSI	Tornillo de cabeza cilíndrica con hueco hexagonal	Acero, suave

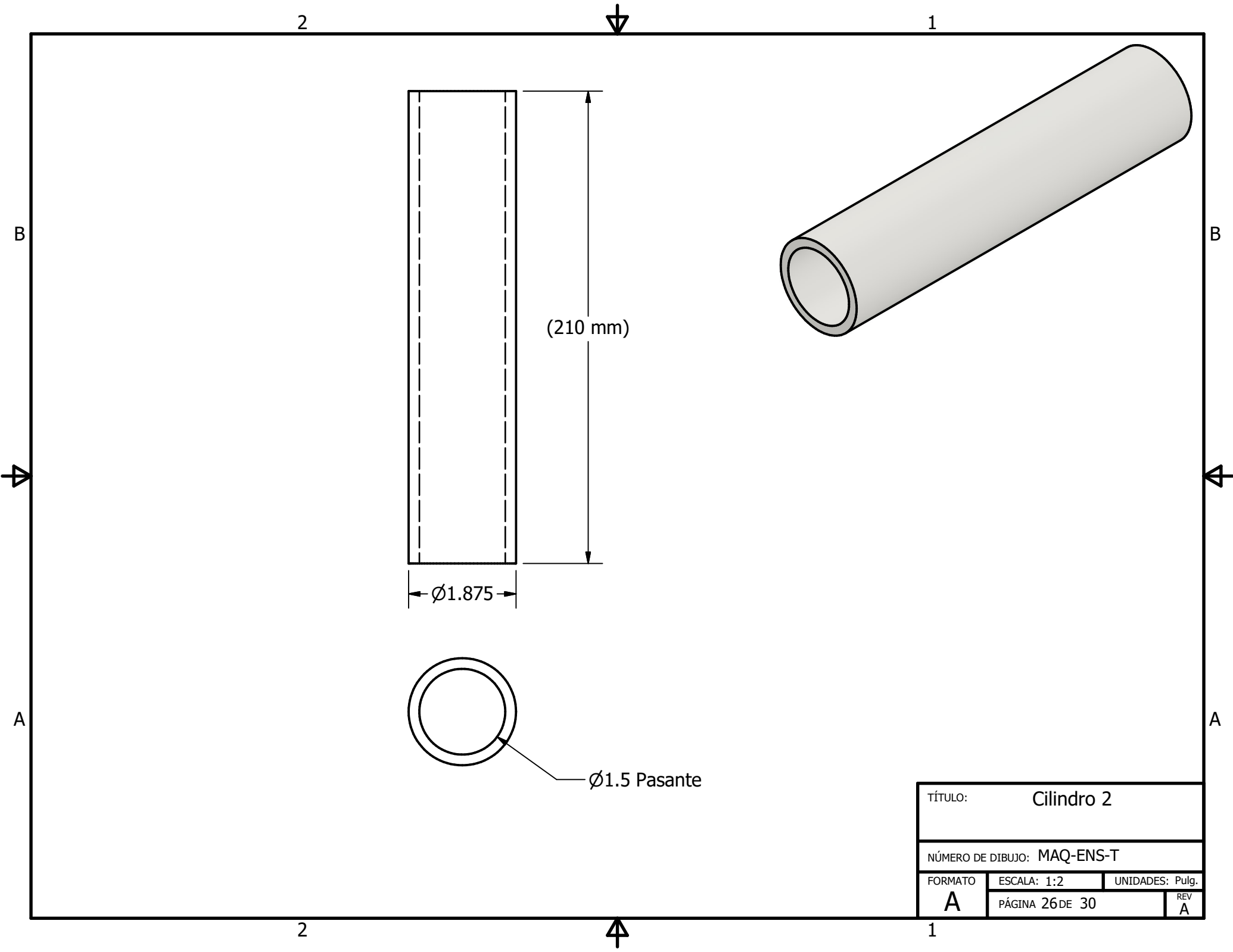
TÍTULO: Sistema de bombeo		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: Pulg.
B	PÁGINA 23 DE 30	REV A



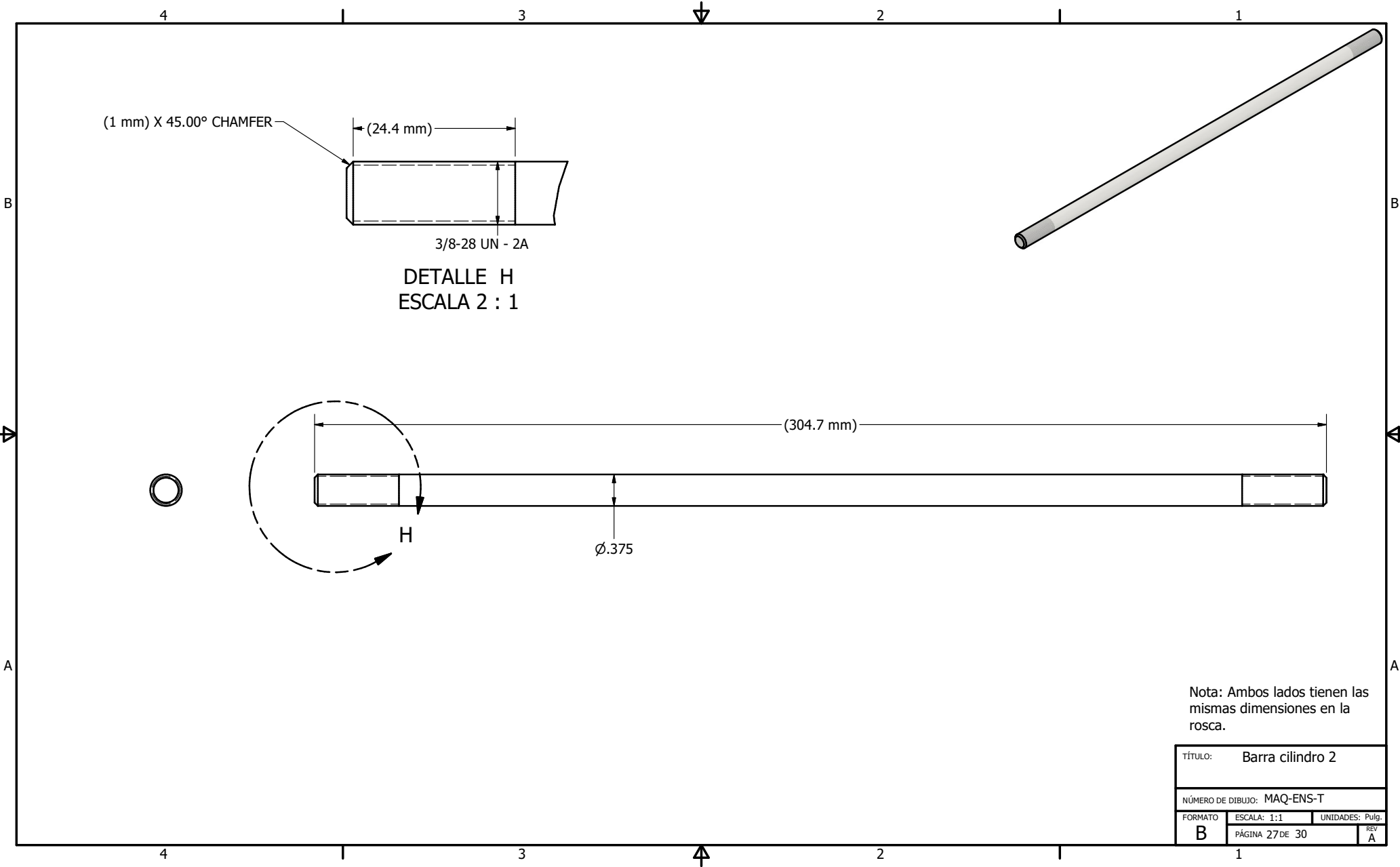


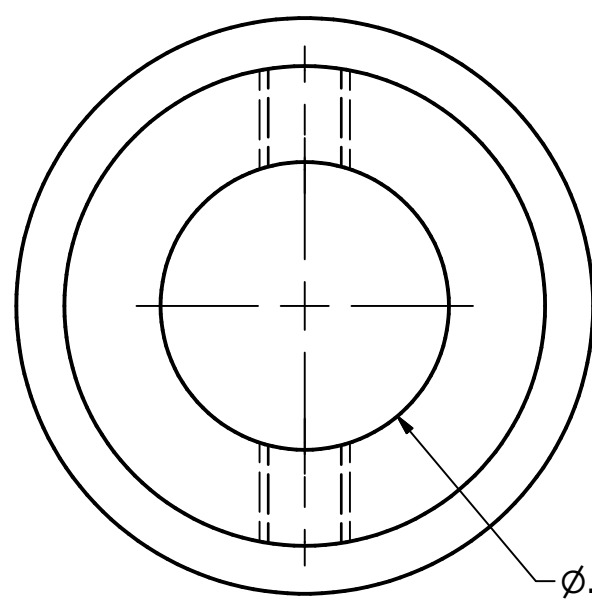
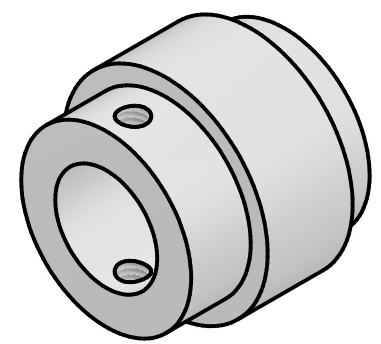
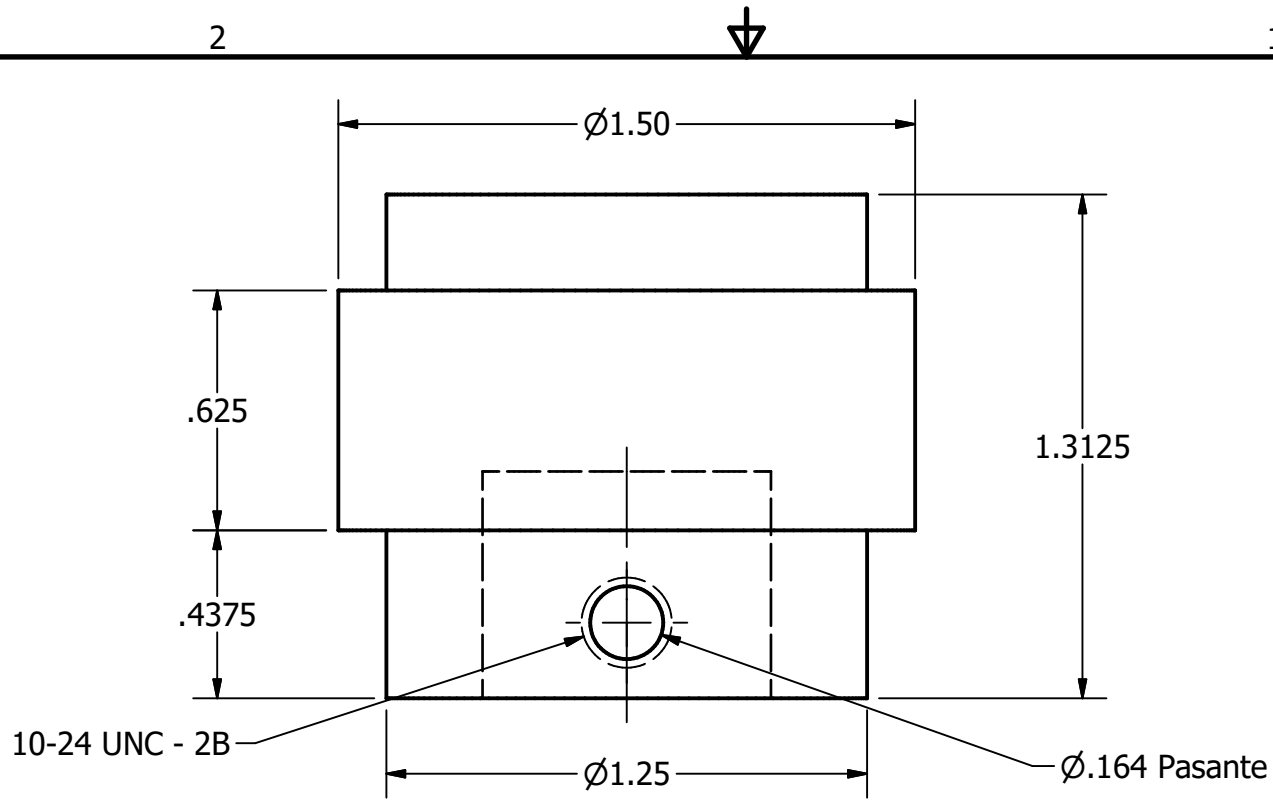
Nota: Los agujeros que son parte de un eje son de las mismas dimensiones.  
 Nota: Es el mismo diseño que la base cilindro 2, pero el área donde se encuentra el agujero del medio es distinta.  
 Nota: La vista de la derecha representa la vista trasera de la pieza, ya que en esta se encuentra el agujero con rosca.

TÍTULO: Base cilindro tuerca			
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T			
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: Pulg.	REV
B	PÁGINA 25 DE 30		A



TÍTULO: Cilindro 2		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: Pulg.
<b>A</b>	PÁGINA 26 DE 30	REV <b>A</b>





Nota: El pistón tiene 2 agujeros, ambos tienen las mismas dimensiones y la rosca que se muestran en el plano.

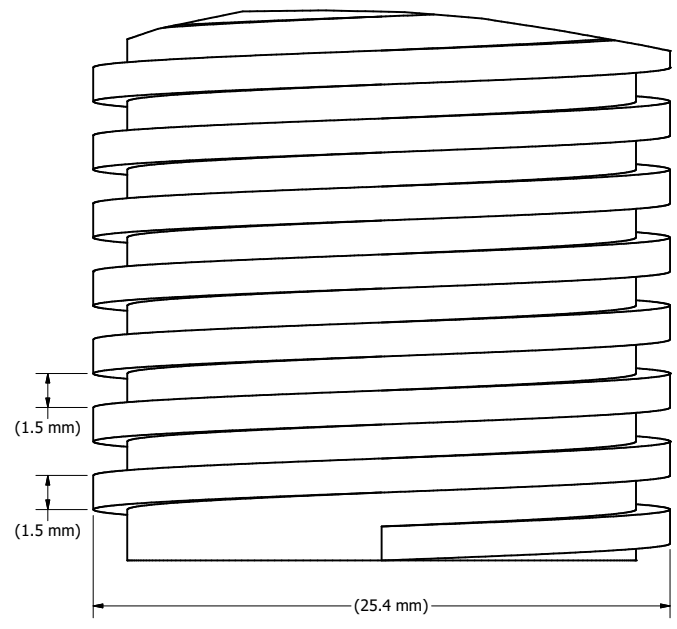
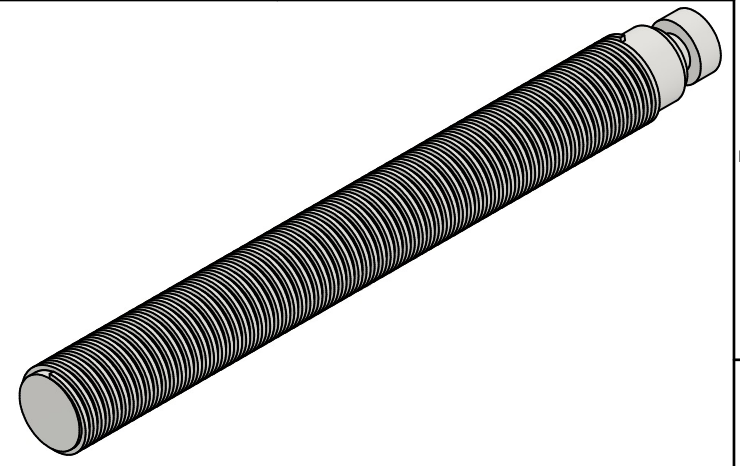
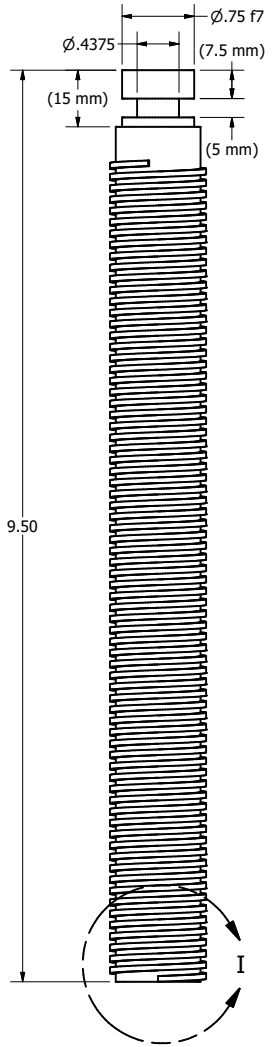
TÍTULO:		Piston 2	
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T			
FORMATO	ESCALA: 2:1	UNIDADES: Pulg.	
<b>A</b>	PÁGINA 28 DE 30	REV <b>A</b>	

2

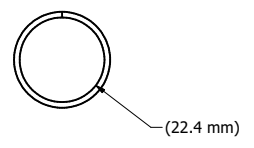
1

2

1

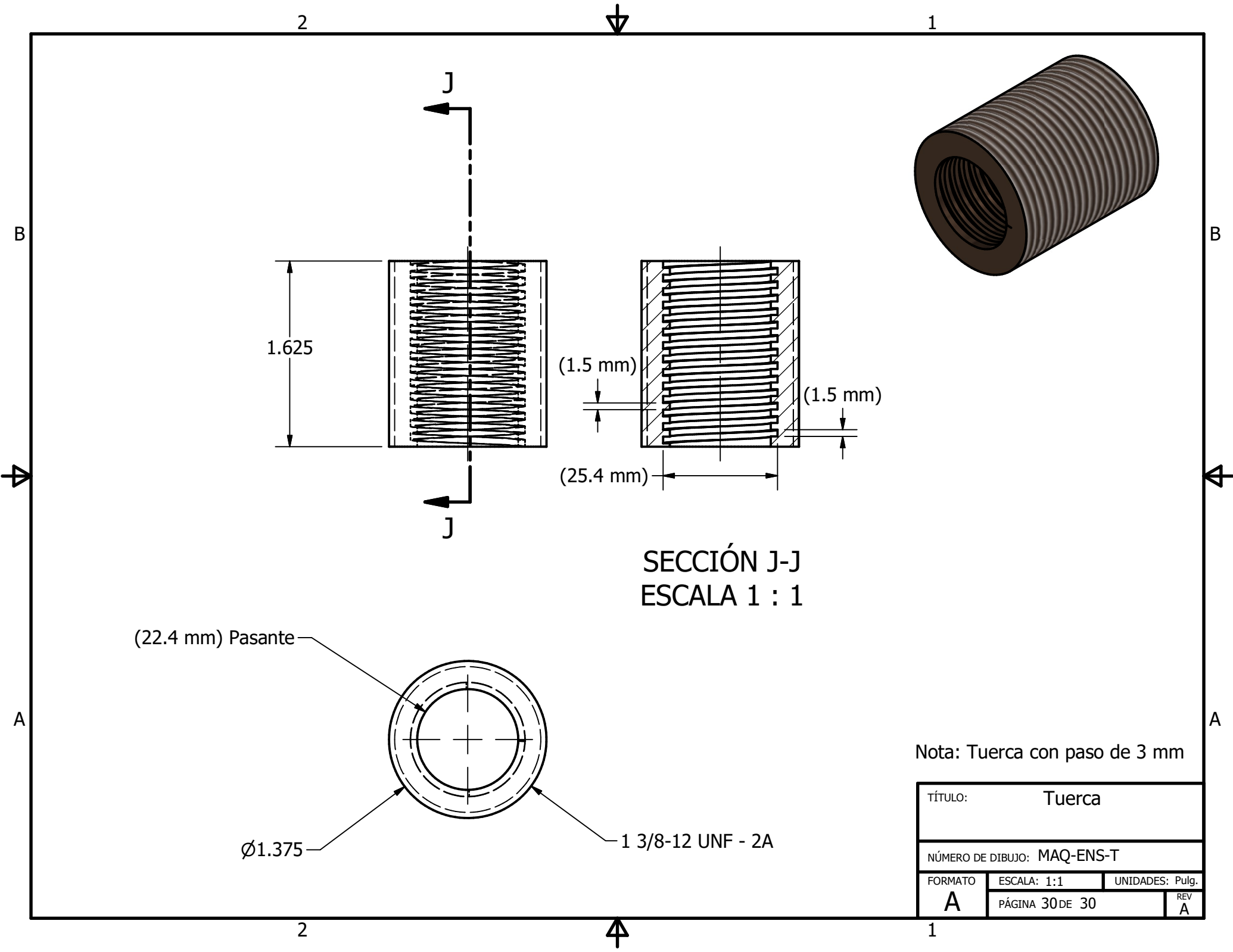


DETALLE I  
ESCALA 6 : 1



Nota: Tornillo con paso de 3 mm

TÍTULO:		Tornillo de potencia	
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T			
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: Pulg.	REV.
C	PÁGINA 29 DE 30		A



SECCIÓN J-J  
ESCALA 1 : 1

(22.4 mm) Pasante

Ø1.375

1 3/8-12 UNF - 2A

Nota: Tuerca con paso de 3 mm

TÍTULO: Tuerca		
NÚMERO DE DIBUJO: MAQ-ENS-T		
FORMATO	ESCALA: 1:1	UNIDADES: Pulg.
<b>A</b>	PÁGINA 30 DE 30	REV <b>A</b>