

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE UNA MÁQUINA DE
TRACCIÓN PARA MATERIALES BLANDOS.

JUAN SEBASTIÁN GALINDO SUAREZ
JOHAN ESTEBAN MONTOYA ÁLVAREZ

UNIVERSIDAD SANTO TOMAS
FACULTAD DE INGENIERÍA
MECÁNICA TUNJA
2021

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA MECÁNICO DE UNA MÁQUINA DE TRACCIÓN PARA MATERIALES BLANDOS.

JUAN SEBASTIÁN GALINDO SUAREZ
JOHAN ESTEBAN MONTOYA ÁLVAREZ

Trabajo de grado presentado como requisito para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Director(es)
Ing. CARLOS ALBERTO LEÓN MEDINA
Ing. JUAN RODRIGO SALAMANCA SARMIENTO

UNIVERSIDAD SANTO TOMAS
FACULTAD DE INGENIERÍA
MECÁNICA TUNJA
2021

DEDICATORIA

A Dios, por habernos otorgado una familia maravillosa, quienes han creído en nosotros siempre dándonos ejemplo de superación, humildad y sacrificio también por permitirnos ser perseverantes y lograr cumplir nuestros objetivos.

A cada persona que ha hecho parte de nuestra vida por ser un apoyo incondicional en todo lo que nos proponemos.

A todas las personas que hicieron posible este trabajo.

AGRADECIMIENTOS

A la universidad que nos dio la bienvenida a este mundo de la ingeniería y las oportunidades que nos brindaron.

A los docentes, a la facultad de Ingeniería Mecánica y a la Universidad Santo Tomás por permitirnos cursar y aprobar los estudios de pregrado y por generar espacios de investigación para la realización del presente proyecto.

A nuestros compañeros de estudio, por todo lo anterior y por los conocimientos que nos otorgaron para ser parte de nuestra formación académica.

A nuestros padres, familia y amigos participantes de la investigación y a todos los docentes que nos guiaron y nos dieron todo el apoyo para realizar esta investigación.

CONTENIDO

	Pág.
1. OBJETIVOS	14
1.1 OBJETIVO GENERAL	14
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
2. ALCANCE	15
3. MARCO TEORICO	16
3.1 MARCO DE REFERENCIA	16
3.2 MARCO HISTÓRICO	16
3.3 MARCO CONCEPTUAL	19
3.4 MARCO LEGAL	28
4. CALCULOS, DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES PARA LA MAQUINA DE TRACCIÓN	29
4.1 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN Y SELECCIÓN	29
Alternativa 1: sistema de dos columnas con transmisión mecánica por piñones	29
Alternativa 2: sistema de dos columnas con tornillo de potencia rosca cuadrada	30
Alternativa 3: sistema de 4 columnas y accionamiento hidráulico	31
4.2 SIMBOLOGÍA	33
4.3 CÁLCULOS Y DISEÑO DE LOS COMPONENTES PARA LA MÁQUINA DE TRACCIÓN	35
4.3.1 Cálculos de las Probetas	35
4.4 CÁLCULOS DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL TORNILLO DE ACERO SEGÚN GOODMAN MODIFICADO	42
4.5 CÁLCULO DEL TORNILLO SIN FIN Y SU CORONA	44
4.5.1 Tornillo sin fin	44
4.5.2 Cálculo de la corona	46
4.6 CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENAS	47
4.7 SELECCIÓN DE CADENA Y PIÑONES	48
4.8 DISEÑO DE LA MÁQUINA DE TRACCIÓN PARA POLÍMEROS	51
4.8.1 Diseño del pórtico	51
4.8.2 Diseño de la mesa	53
4.8.3 Diseño de la caja reductora	53
4.8.4 Diseño de la mordaza	55
4.8.5 Diseño de máquina de tracción para polímeros	56
5. CONSTRUCCION	57
5.1 CONSTRUCCIÓN DEL PÓRTICO	57
5.1.1 Construcción de las tuercas de soporte superior e inferior para caja reductora	57
5.1.2 Construcción del tornillo de potencia	58
5.1.3 Construcción de soporte superior	58

5.1.4 Construcción soporte inferior	59
5.1.5 Construcción de placas soporte inferior	60
5.1.6 Ensamble para prueba de ajuste de componentes	60
5.1.7 Roscado de los 56 agujeros de la caja inferior	61
5.2 CONSTRUCCIÓN DE LA MESA	61
5.3 CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA REDUCTORA	62
5.3.1 Construcción de cama de rodamiento de rodillos para caja reductora	62
5.3.2 Perforación y roscado de placa base de rodamiento caja reductora	63
5.3.3 Acondicionamiento de la corona	63
5.3.4 Construcción paredes de caja reductora	64
5.3.5 Construcción vástago de corona y pistón de mordaza inferior.	65
5.4 CONSTRUCCIÓN DE LAS MORDAZAS Y TORNILLO DE SUJECION	68
5.5 CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA DE TRACCIÓN PARA POLIMEROS	69
6. CONCLUSIONES	71
7. RECOMENDACIONES	72
9. REFERENCIAS	73

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Evaluación de las alternativas	32

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Diagrama esfuerzo deformación (DEINGENIERIAS, 2019)	21
Figura 2. Diagrama esfuerzo deformación de materiales dúctiles y frágiles (DEINGENIERIAS, 2019)	23
Figura 3. Curva esfuerzo- deformación de materiales plásticos (BELTRÁN RICO, MARCILLA GOMIS , 2012)	26
Figura 4. Maquina universal para ensayo de tracción (FERNANDEZ, 2014)	27
Figura 5. Alternativa 1	30
Figura 6. Alternativa 2	31
Figura 7. Alternativa de diseño 3	32
Figura 8. Medidas de las probetas.	35
Figura 9. Selección de cadena	49
Figura 10. Pórtico. Fuente: Autores	52
Figura 11. Mesa y Moto-reductor. Fuente: Autores	53
Figura 12. Caja reductora	55
Figura 13. Diseño maquina	56
Figura 14. Tuercas soporte	
Figura 15. Maquinado tuercas soportes	58
Figura 16. Maquinado Tornillo	
Figura 17. Tornillos	58
Figura 18. Maquinado de placa	
Figura 19. Placa superior	59
Figura 20. Alineación de soporte	
Figura 21. Soporte	59
Figura 22. Construcción de placa inferior	
Figura 23. Placa inferior	60
Figura 24. Prueba de ensamble	
Figura 25. Ensamble de componentes	60
Figura 26. Roscado de agujeros	
Figura 27. Placa roscada	61
Figura 28. Construcción de la mesa	
Figura 29. Mesa	62
Figura 30. Maquinado para cama de rodamiento	
Figura 31. Cama para rodamiento	62
Figura 32. Perforación de la cama del rodamiento	
Figura 33. Roscado de la cama del rodamiento	63
Figura 34. Maquinado de la corona	
Figura 35. Instalación de rodamiento en la corona	64
Figura 36. Ajuste de pista en pared de la caja reductora	
Figura 37. Anillo refuerzo pared	64

Figura 38. Construcción de tapa de rodamiento	
Figura 39. Tapa y pared de caja reductora	65
Figura 40. Construcción de pistón	
Figura 41. Construcción de vástago	66
Figura 42. Vástago y pistón	66
Figura 43. Construcción de convertidor	
Figura 44. Tapa del convertidor	67
Figura 45. Agujeros de convertidor	67
Figura 46. Construcción mordaza	
Figura 47. Mordaza	68
Figura 48. Construcción tornillo sujetador	68
Figura 49. Construcción de muelas	
Figura 50. Ubicación de muelas	69
Figura 51. Construcción de probeta	
Figura 52. Probeta	69
Figura 53. Máquina para ensayos de tracción	70

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo 1	77
Anexo 2	78
Anexo 3	79
Anexo 4	80
Anexo 5	81
Anexo 6	82
Anexo 7	83
Anexo 8	84
Anexo 9	85
Anexo 10	86
Anexo 11	87
Anexo 12	88
Anexo 13	89
Anexo 14	90
Anexo 15	91
Anexo 16	92
Anexo 17	93
Anexo 18	94
Anexo 19	95
Anexo 20	96
Anexo 21	97
Anexo 22	98
Anexo 23	99
Anexo 24	100
Anexo 25	101
Anexo 26	102
Anexo 27	103
Anexo 28	104

RESUMEN

Este proyecto presenta el diseño y construcción de una máquina de ensayos de tracción para materiales poliméricos. Analizando las diferentes alternativas para el tipo de accionamiento y de estructura que presentan las máquinas para ensayos de tracción. Se llevó a cabo un diseño de la maquina teniendo en cuenta la información encontrada en bases de datos, catálogos comerciales, libros y la norma NTC 595 para la realización de ensayos de tracción. Además, se muestra la selección y diseño de los componentes que conforman la estructura de la máquina, teniendo en cuenta la capacidad de esta, como tornillos, vigas, placas, y mordazas para el ensayo de tracción, de igual manera se eligieron los elementos que conforman el sistema de transmisión de potencia. Se emplearon los procesos de manufactura requeridos para la construcción y armado de la máquina. La máquina construida cuenta con un accionamiento mecánico, con capacidad de 5 toneladas, permite efectuar ensayos de tracción.

ABSTRACT

This project presents the design and construction of a tensile testing machine for polymeric materials. Analyzing the different alternatives for the type of drive and structure that traction testing machines present. A design of the machine was carried out taking into account the information found in databases, commercial catalogs, books and the NTC 595 standard for carrying out tensile tests. In addition, the selection and design of the components that make up the structure of the machine is shown, taking into account its capacity, such as screws, beams, plates, and jaws for the tensile test, in the same way the elements that make up the power transmission system. The manufacturing processes required for the construction and assembly of the machine were used. The built machine has a mechanical drive, with a capacity of 5 tons, allowing tensile tests to be carried out.

INTRODUCCIÓN

El estudio de las propiedades de los materiales poliméricos, es un tema que día a día coge más fuerza debido a la demanda de la sociedad, la cual ha permitido alcanzar avances tecnológicos que a su vez requieren de materiales que cumplan con condiciones apropiadas para su debido uso, las propiedades se pueden conocer mediante el desarrollo de ensayos destructivos, dicho ensayo es objeto de estudio aplicado en el programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad Santo Tomas en la asignatura de materiales.

La Facultad de Ingeniería Mecánica de la universidad Santo Tomas no cuenta con un equipo para desarrollar ensayos que corresponden al área de materiales por lo tanto es necesario recurrir a las instalaciones de practica asignadas a la facultad de Ingeniería Civil, por lo anterior surge la iniciativa de DISEÑAR Y CONSTRUIR EL SISTEMA MECÁNICO DE UNA MÁQUINA DE TRACCIÓN PARA MATERIALES POLIMERICOS que permita a los estudiantes afianzar conocimientos en esta área que es fundamental para su proceso académico.

Este trabajo se realizó en cuatro pasos, el primero se basó en evaluar los distintos estudios de investigación acerca de las máquinas de tracción y así seleccionar una alternativa para el diseño y construcción del sistema mecánico. El segundo paso se basó en el diseño, selección de materiales y cálculos para una máquina de tracción para polímeros con su debida norma (NTC 595), ya que estas probetas se deben someter a esfuerzos y velocidades dependiendo la necesidad que se quiera resolver; esto dio lugar al tercer paso que consistió en la construcción de la máquina. Por último, se validó el funcionamiento del equipo que se hizo con la comparación de los resultados teóricos con los datos arrojados por la maquina construida.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Determinar el diseño y la construcción del sistema mecánico de una máquina de tracción para materiales poliméricos.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Evaluar el aporte de los estudios de investigación sobre máquinas de tracción en aras de seleccionar una alternativa de diseño y construcción del sistema mecánico de este.
- Definir el diseño del sistema mecánico de una máquina de tracción de materiales polímeros por medio del software de modelado Autodesk Inventor.
- Precisar la selección de materiales y la construcción del sistema mecánico de una máquina de tracción para materiales poliméricos
- Validar el funcionamiento de la máquina de tracción para materiales poliméricos.

2. ALCANCE

La trascendencia del diseño y la construcción de esta máquina radica en poder brindarle la oportunidad a la comunidad poder verificar mediante ensayos de tracción las propiedades mecánicas de los polímeros que suelen usar en sus respectivos proyectos. Se realizó la búsqueda de antecedentes del proyecto, con el fin de diseñar y construir un sistema mecánico para una máquina de ensayos de tracción de polímeros. Esto planteó alternativas que ayudaron a realizar una selección del diseño de la máquina propuesta teniendo en cuenta los materiales, costos y tiempo de construcción, seguridad del operador y ergonomía.

Los materiales que se van a tener en cuenta para las pruebas serán los correspondientes a materiales de primer, segundo y tercer grado según la norma (NTC 595). Con el manual de pre-operación se pretende darle al operador una fundamentación teórica complementaria a la adquirida en clase y parámetros necesarios para realizar con éxito dichas prácticas de laboratorio. Con la máquina que se implementó se proyectó realizar los ensayos mecánicos destructivos de tensión en probetas de polímeros y observar el comportamiento de sus propiedades ante la aplicación de fuerzas externas a través del tiempo.

3. MARCO TEORICO

En este apartado se presenta la teoría y definición de los términos que se emplean en el documento, se presentan los tipos de probetas, ensayos y máquinas para los materiales plásticos, además se presentan las técnicas para realizar los ensayos de tracción y tipos de máquinas explicándolo de manera generalizada. Se consultan diferentes fuentes primarias y secundarias en donde se expone la investigación y el diseño del estudio, ampliando la teoría y los factores que se tienen en cuenta para el estudio acomodando la información científica existente sobre lo que se va a dar solución.

3.1 MARCO DE REFERENCIA

Se desarrolla una investigación aplicada empleando metodologías cuantitativas y cualitativas, para resolver el determinado problema, con el enfoque que se apliquen conocimientos básicos de la ingeniería mecánica en el área de diseño y construcción de máquinas, poniendo en práctica la búsqueda y desarrollo de esquemas o planes de mantenimiento mecánico, orientando todo hacia el ámbito general de la ciencia de los materiales mediante el análisis de las propiedades de los polímeros, encaminando el equipo para realizar prácticas de ensayos de tracción.

Con este diseño de investigación se propuso el problema a solucionar, con la recolección de información mediante las bases de datos, con tal de obtener antecedentes del tema en este proyecto, seguido de una propuesta que dará apertura al desarrollo del problema planteado y por último se presentó la solución al tema de máquina de tracción para el estudio de las propiedades para los materiales poliméricos.

3.2 MARCO HISTÓRICO

En la construcción es necesario hacer uso correcto de los materiales ya que mediante este procedimiento se evidencia el conocimiento de cada una de las propiedades que estos poseen, haciendo una caracterización mecánica de cada uno de los materiales con el fin de decidir qué material será el indicado para desempeñar dicha tarea. El equipo utilizado para poder determinar dicha caracterización o el indicado para determinar las propiedades mecánicas es llamado maquina universal de ensayos, y con ella es posible someter a distintas cargas los materiales a tensión y compresión.

Con respecto a los dispositivos para realizar ensayos de tensión más reciente se encuentra:

- **Diseño y construcción de una máquina para realizar el ensayo de tensión mecánica:** En este trabajo realizado se diseñó y se construyó una maquina una maquina capaz de realizar ensayos de tracción. El primer paso fue realizar visitas a empresas para hacer una revisión de las maquinas que estos poseen y ahí estudiar el funcionamiento total de los sistemas, funcionamiento, capacidad y forma. De este análisis, se pudo tomar una decisión acerca de qué tipo de máquina se va a construir, siendo así será una maquina con capacidad de 2 Toneladas, accionada por medio de un cilindro hidráulico, un sistema de adquisición de datos por software y enfocada a realizar ensayos de tracción en alambres y alambros. (NOGALES, NOROÑA, 2008).¹
- **Diseño y construcción de una máquina básica de ensayos destructivos de tracción y torsión:** En este trabajo se realiza una fusión de dos tipos de ensayos en una sola máquina, como lo son el de tensión y el de torsión, además adaptan un sistema de adquisición de datos con tecnología de punta importado directamente de Inglaterra, Alemania, Italia y Estados Unidos. Como es común los ensayos de tracción y compresión se realizan por separado, lo que pretende este proyecto es disminuir gastos de adquisición de dos máquinas y aumentando la capacidad del trabajo y además esta máquina podría ser adaptable a otros tipos de ensayos como flexión, entre otros. (MORENO, LÓPEZ, MALAGÓN, HENAO, 2006)²
- **Diseño, construcción y validación del prototipo de una máquina para ensayos de resistencia de materiales:** En este trabajo se realiza un diseño, construcción y validación del prototipo de una máquina universal de ensayos. Se hace un análisis de diferentes alternativas para el accionamiento y diferentes tipos de estructura que existen para las máquinas de ensayos teniendo en cuenta la norma ASTM para ensayos de tensión, compresión y flexión a tres puntos. Por último, se hace el diseño y selección de los elementos de la maquina teniendo en cuenta que tendrá una capacidad de 100 KN y una estructura de doble espacio y accionamiento hidráulico. Finalmente se encontró que el porcentaje de error relativo entre los resultados del prototipo y la máquina universal fue menor al 2 % y mediante la prueba estadística t-student, se verificó que no existen diferencias estadísticamente significativas entre las dos máquinas. (HERRERA, OTERO, 2015)³

¹ NOGALES, NOROÑA, M. [En línea]. [18 de marzo de 2018]. Disponible en: <<http://repositorio.espe.edu.ec/jspui/bitstream/21000/3499/1/T-ESPEL-0516.pdf>>

² MORENO, LÓPEZ, MALAGÓN, HENAO, G. 2006. [En línea]. [18 de marzo de 2018]. Disponible en:

<https://www.academia.edu/26813643/DISE%C3%91O_Y_CONSTRUCCI%C3%93N_DE_UNA_M%C3%81QUINA_B%C3%81SICA_DE_ENSAYOS_DESTRUCTIVOS_DE_TRACCI%C3%93N_Y_TORSI%C3%93N>

³ HERRERA, OTERO, E. D. 2015. [En línea]. [14 de mayo de 2020]. Disponible en: <<https://repositorio.unicordoba.edu.co/bitstream/handle/ucordoba/687/TESIS-DISE%C3%91O%20CONSTRUCCI%C3%93N%20Y%20VALIDACI%C3%93N%20DEL%20PROTOTIPO%20DE%20UNA.pdf?sequence=1&isAllowed=y>>

- Diseño de un banco de pruebas bifuncional para realizar ensayos de tracción y torsión en el laboratorio de materiales de la facultad de ingeniería mecánica y de energía-unac:** El presente trabajo de investigación se describe el diseño de un banco de pruebas bifuncional, cuyo propósito es mejorar la formación académica de los estudiantes de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía UNAC, en las experiencias de ensayos de tracción y torsión, lográndose a través de un actuador lineal - rotatorio. Para esto se seleccionó los materiales de las probetas, el modelo estructural adecuado, motor eléctrico, actuadores y accesorios. Así mismo se realizó el diseño y cálculo para determinar la estructura y componentes mecánicos del banco de pruebas. Esta tesis requirió de una investigación tipo tecnológica y de nivel de investigación aplicada, así como de un diseño de investigación no experimental. En la presente investigación se utilizaron los instrumentos de recolección de datos que se usó fueron fichas bibliográficas, hemerográficas, etc. Para la contrastación de la hipótesis se realizó la comparación con los resultados obtenidos y ciertamente con los antecedentes de otros trabajos de investigación. Los resultados que se han obtenido de acuerdo a las etapas descritas en nuestra metodología han ido de la mano y concordancia con nuestros objetivos, donde se concluye el diseño de un banco de pruebas de 78000 N para el ensayo tracción y 1015Nm para el ensayo de torsión (GARAY, QUISPE, 2017).⁴
- Diseño mecánico de una máquina universal de ensayos para polímeros:** Creación de un diseño mecánico de una Máquina Universal de ensayos para polímeros. Se apoyan en la resistencia de los materiales por medio de la aplicación de cargas con el fin de determinar la calidad de los productos de una empresa. (GALLEGO, CLAROS, 2007).⁵
- Actualización de una máquina para ensayos de tracción y compresión a polímeros producidos por la empresa Gert S.A.:** Actualización y puesta en marcha una máquina universal de tracción y compresión Instron 4302. Consiste en la Incorporación de controladores manejados de forma remota por computadora con el fin de generar mayor eficiencia la hora de visualizar los resultados del ensayo (FIERRO, LOZANO, 2019).⁶
- Desarrollo de una prensa para ensayos de tensión en polímeros:** Se presenta el desarrollo de una prensa de tensión para polímeros. La máquina fue diseñada y construida por estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Corporación Universitaria Autónoma de Nariño, en Colombia. Para diseñar la máquina se siguió la metodología clásica de diseño mecánico propuesta por Shigley. El diseño se centró en el uso de componentes locales y procesos de mecanizado

⁴ GARAY, QUISPE, R. J. Diciembre de 2017. [En línea]. [14 de mayo de 2020]. Disponible en: <[http://repositorio.unac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12952/4253/GARAY%20PR%
c3%8dNCIP%20y%20QUISPE%20TIRADO_titulo%20mecanico_2017%20.pdf?sequence=1&isAllowed=y](http://repositorio.unac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12952/4253/GARAY%20PR%c3%8dNCIP%20y%20QUISPE%20TIRADO_titulo%20mecanico_2017%20.pdf?sequence=1&isAllowed=y)>

⁵ GALLEGU, CLAROS, P. Noviembre de 2007. [En línea]. [14 de mayo de 2020]. Disponible en: <<http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/1113/621815G1>>

⁶ FIERRO, LOZANO, R. 2019. [En línea]. [14 de mayo de 2020]. Disponible en: <<https://red.uao.edu.co/bitstream/handle/10614/11256/T08658.pdf?sequence=5&isAllowed=y>>

comunes. Según las evaluaciones preliminares, el prototipo se desempeña satisfactoriamente de acuerdo con sus parámetros de diseño, es decir, una capacidad de carga de 18.261 N y una velocidad máxima de 510 mm/min. Este proyecto demuestra cómo componentes especializados se pueden desarrollar con tecnología asequible en el propósito de satisfacer las necesidades experimentales en los programas educativos de los países en vías de desarrollo. (OBANDO, SEPULVEDA, PIAMBAC, MORAN, 2020).⁷

- **Caracterización de las partes termoformadas y su incidencia en las propiedades mecánicas para la fabricación de guardachoques con polipropileno de alto impacto en la empresa carrocería construcciones mecánicas albán en la ciudad de Iatacunga:** El presente proyecto experimental se basó en el análisis y en la determinación de las propiedades mecánicas de partes termoformadas de polipropileno de alto impacto, bajo la variación de los parámetros en el proceso de termoformado; espesor, temperatura y presión de vacío, a fin de establecer los parámetros más idóneos del proceso de termoformado que brinden las mejores propiedades mecánicas de las piezas termoformadas para su aplicación en la fabricación de guardachoques. Los ensayos de tracción, flexión e impacto se desarrollaron bajo las normas ASTM D638, ASTM D790 y ASTM D1709 respectivamente.

Las probetas se las fabricó sometiendo el polipropileno al proceso de termoformado al vacío variando los diferentes parámetros de termoformado, obteniendo 8 grupos de probetas, y el dimensionamiento de las probetas se lo realizó según lo establecido en la norma. De los ensayos realizados se pudo determinar las propiedades mecánicas, los datos fueron tabulados, procediendo a la selección de la mejor y óptima combinación de los parámetros en el proceso de termoformado, siendo la mejor combinación un espesor de 4mm, temperatura de 200°C y una presión de vacío de 50 Psi, presentando buenas propiedades mecánicas, una aceptable absorción de energía al impacto, y además de una buena distribución de esfuerzos en el material. (ORTIZ, 2018).⁸

3.3 MARCO CONCEPTUAL

Las máquinas para realizar los ensayos de tracción poseen sistemas como lo es el generador, sistema de transmisión y el sistema de medición y adquisición de datos, todos trabajando de la mano en la misma máquina y como en este caso este conjunto de sistemas se puede emplear para realizar mediciones en el proceso de ensayos para materiales como los polímeros. La máquina de ensayos a tracción somete las probetas de polímeros a una fuerza axial en el ensayo de tracción para determinar sus propiedades y este proceso tiene como objetivo examinar la resistencia de distintos tipos de plásticos.

⁷ OBANDO, SEPULVEDA, PIAMBAC, MORAN, S. 2020. [En línea]. [14 de mayo de 2020]. Disponible en: <<https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=8051530>>

⁸ ORTIZ, J. F. 2018. [En línea]. [14 de mayo de 2020]. Disponible en: <<http://repositorio.uta.edu.ec/jspui/handle/123456789/27906>>

A continuación, se mostrará los fundamentos teóricos para la interpretación de los datos obtenidos en los ensayos de tracción:

ESFUERZO: En mecánica de materiales se define el esfuerzo como la fuerza a la que está sometida cada unidad de área del material a prueba. (DEINGENIERIAS, 2019)

DEFORMACIÓN: Se define como el cambio que sufre el material con respecto a su forma original al momento de estar sometido a esfuerzos.

Existen dos tipos de deformación:

DEFORMACIONES ELÁSTICAS: Las deformaciones elásticas se presentan cuando un material deformado aún conserva sus propiedades de elasticidad que tratan de recuperar la forma original de un material.

DEFORMACIONES PLÁSTICAS: Las deformaciones plásticas son aquellas deformaciones permanentes, en las que un material pierde sus propiedades elásticas y se comporta plásticamente. (DEINGENIERIAS, 2019).

DIAGRAMA ESFUERZO DEFORMACIÓN:

Fórmulas de esfuerzo y deformación:

$$\sigma = \frac{P}{A_0} \qquad \epsilon = \frac{\Delta L}{L_0}$$

Donde:

σ = Esfuerzo

ϵ = Deformación unitaria

P= Carga aplicada

A_0 = Área de sección transversal inicial

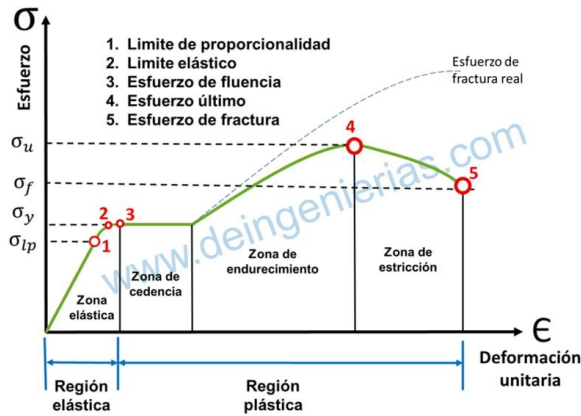
ΔL = Variación de longitud

L_0 = Longitud inicial

El diagrama esfuerzo deformación es una representación gráfica, que representa los esfuerzos que sufre un material en función de la deformación que experimenta al mismo tiempo. Esta representación gráfica comprende varios puntos importantes con sus respectivos valores que serán de gran utilidad para la toma de decisiones en la ingeniería al momento de elegir el material que más se adapte. (DEINGENIERIAS, 2019).

Se presenta el diagrama esfuerzo de tensión – deformación y sus respectivas partes críticas:

Figura 1. Diagrama esfuerzo deformación (DEINGENIERIAS, 2019)



Fuente: Deingenierias, 2019

PARTES DEL DIAGRAMA: El diagrama presenta varios puntos y regiones que representan un estado del material sometido.

PUNTOS CRÍTICOS:

LÍMITE DE PROPORCIONALIDAD: Este punto es justo cuando un material es sometido a un esfuerzo de tracción, y al principio este se opone a la deformación y recobra su forma original siempre y cuando la fuerza no exceda su límite de proporcionalidad.

Este es el punto en el que el material está al límite de ser elástico, si el esfuerzo que experimenta se excede, el material aún puede comportarse elásticamente pero ya no recobrar su forma original (DEINGENIERIAS, 2019).

LÍMITE DE ELASTICIDAD: Posteriormente del límite de proporcionalidad el material nota una deformación todavía elástica, esto quiere decir que todavía trata de resistir al esfuerzo y recuperar su forma; no obstante, este es un punto bastante cercano al punto de fluencia (DEINGENIERIAS, 2019).

PUNTO DE FLUENCIA: Para este punto de fluencia es el cual, el material abandona su propiedad elástica; ya que el esfuerzo ha dominado su capacidad y de este punto en adelante el material se actuará como un material plástico, esto significa que ya no trata de recuperar su forma original (DEINGENIERIAS, 2019).

ESFUERZO MÁXIMO O ÚLTIMO: También llamado esfuerzo último, en esta etapa el material a alcanzó su capacidad máxima para resistir al esfuerzo que actúa sobre ella, si la fuerza se sigue ejerciendo, siendo así a partir de ahora el material se agrietará hasta llegar al esfuerzo de rotura (DEINGENIERIAS, 2019).

ESFUERZO DE ROTURA: El esfuerzo de rotura o también llamado como el esfuerzo de fractura; este punto es aquel en el que el material sometido al esfuerzo llega se fractura definitivamente. (DEINGENIERIAS, 2019).

REGIONES DEL DIAGRAMA ESFUERZO- DEFORMACIÓN: En la representación esfuerzo deformación, existen dos regiones importantes que simbolizan las propiedades que ensaya un material cuando está sometido a esfuerzos; las cuales son: la región elástica y la región plástica (DEINGENIERIAS, 2019).

REGIÓN ELÁSTICA: La región elástica abarca desde el inicio hasta el punto límite de elasticidad, en dicha región el material muestra un comportamiento plástico, con mayor intensidad entre el punto inicial y el límite de proporcionalidad.

Es importante destacar que entre el punto inicial y el punto límite de proporcionalidad se cumple la ley de HOOK que establece que la fuerza de tracción es directamente proporcional a la deformación (DEINGENIERIAS, 2019).

REGIÓN PLÁSTICA: La región plástica se produce en el momento que el material llega al punto de fluencia, pasando por el punto de esfuerzo máximo hasta el punto en que se fractura el material. En esta región el material sufre una deformación permanente (DEINGENIERIAS, 2019).

ZONAS IMPORTANTES DEL DIAGRAMA ESFUERZO DEFORMACIÓN: Desde que un material empieza a experimentar un esfuerzo sobre ella hasta que llega a fracturarse, podemos identificar varias zonas críticas:

ZONA ELÁSTICA: Es la zona que anteriormente ya mencionamos, en la que el material se comporta elásticamente (DEINGENIERIAS, 2019).

ZONA DE CEDENCIA: Esta zona se presenta justo después al punto de fluencia, en esta zona el material experimenta una deformación permanente plástica con un esfuerzo constante, hasta llegar a un punto en el que para seguir deformando al material requerirá un aumento en la intensidad del esfuerzo que lo deforma (DEINGENIERIAS, 2019).

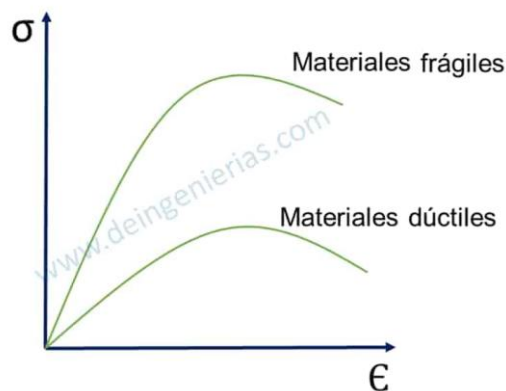
ZONA DE ENDURECIMIENTO: Esta zona se presenta después de que el material haya experimentado una deformación con esfuerzo constante; llega un punto en el que es necesario aumentar el esfuerzo para sacarla de la zona de cedencia; desde que se aumenta esfuerzo, el material experimenta una deformación y al mismo tiempo experimenta un endurecimiento, es decir aumenta su grado de dureza hasta llegar al punto de esfuerzo máximo (DEINGENIERIAS, 2019).

ZONA DE ESTRICCIÓN: La zona de estricción comprende desde el punto de esfuerzo máximo hasta el punto de esfuerzo de rotura. En esta zona el material no puede soportar ni un esfuerzo constante, solo decreciente; el material empieza a

formar un cuello en una región y a partir de ello llega a fracturarse cuando el esfuerzo sigue actuando sobre ella (DEINGENIERIAS, 2019).

DIAGRAMA ESFUERZO DEFORMACIÓN DE MATERIALES DÚCTILES Y FRÁGILES: Para la representación gráfica del esfuerzo vs deformación hay una diferencia clara entre los materiales dúctiles y materiales frágiles; los materiales dúctiles presentan menor pendiente en cambio los materiales frágiles mayor pendiente; esto se debe a las propiedades elásticas que naturalmente presentan los materiales dúctiles (DEINGENIERIAS, 2019).

Figura 2. Diagrama esfuerzo deformación de materiales dúctiles y frágiles (DEINGENIERIAS, 2019)



Fuente: Deingenierias, 2019

LEY DE HOOKE: La ley de HOOKE hace referencia que las fuerzas de tensión en materiales elásticos, hacen que se cumpla esta ley; esta ley establece una relación entre el esfuerzo y la deformación que experimenta un cuerpo cuando está sometido a una carga.

El esfuerzo y deformación son directamente proporcionales, esto quiere decir que entre más esfuerzo resista un material, la deformación es mayor y cuanto menor esfuerzo resiste, menor es la deformación.

La ley de Hook se cumple hasta que el material alcanza su límite de proporcionalidad; a partir de dicho punto los materiales dejan de comportarse elásticamente.

Existe una constante de proporcionalidad entre el esfuerzo y la deformación y se conoce como el módulo de elasticidad o módulo de Young y se pueden expresar como la tangente del ángulo que existe entre la recta de proporcionalidad y el eje de las abscisas. (DEINGENIERIAS, 2019).

MÓDULO DE YOUNG: El módulo de Young también se conoce como el módulo de elasticidad longitudinal, es una constante que poseen los materiales; esta constante refleja el grado de elasticidad que posee un determinado material.

Los materiales con mayor módulo de Young son menos elásticos, es decir más rígidos y los materiales con menor módulo de Young poseen mayor elasticidad (DEINGENIERIAS, 2019).⁹

POLIMERO: Un polímero es una macromolécula consecuencia de la conexión de un considerable número de pequeñas unidades químicas simples o estructurales a las que se denominan monómeros, las cuales se unen a través de enlaces primarios, covalentes, lineales que se repiten a lo largo formando enormes cadenas de diferentes formas; siendo también posible encontrar arreglos tridimensionales (BILLMEYER Fred W, 1975).¹⁰

Un polímero puede tener entre 10000 a 1000000 unidades manométricas. Esta cadena generalmente está constituida de átomos de carbono englobando una gran variedad de materiales tanto naturales como el almidón, la celulosa, el algodón, las pieles y lana; sintéticos como fibras sintéticas que popularmente son conocidos como plásticos, cauchos, pinturas, adhesivos, etc. Entre los polímeros más comunes y de mayor fabricación tenemos al poliestireno y el polipropileno que resulta de la polimerización del estireno (Serope Kalpakjian, Steven R. Schmid, 2002).¹¹

Debido a sus múltiples propiedades únicas y variadas, los polímeros se han tornado a reemplazar a los componentes metálicos en diversas aplicaciones como en la automoción, aeronáutica, artículos deportivos, electrodomésticos, juguetes, etc. Los polímeros en la fabricación de automóviles reducen el peso del mismo en un 10 a 15%, mejorando el rendimiento y reduciendo el consumo de energía (JAMES Newell , 2009).

Esta sustitución es debida a las propiedades o características que poseen los polímeros como (JAMES Newell , 2009):¹²

- Resistencia a la corrosión y productos químicos.
- Baja conductividad eléctrica y térmica. - Baja densidad.
- Resistencia a la tracción, especialmente cuando es reforzado.
- Facilidad de moldeado y simplicidad de manufactura.

⁹ DEINGENIERIAS. [En línea]. [25 de agosto de 2020]. Disponible en: <<https://deingenierias.com/el-acero/diagrama-esfuerzo-deformacion/>>

¹⁰ BILLMEYER Fred W. CIENCIA DE LOS POLIMEROS. Barcelona: Editorial Reverté. 1975. p. 174

¹¹ SEROPE KALPAKJIAN, STEVEN R. SCHMID. Manufactura, ingeniería y tecnología. Mexico: PEARSON Educación. 2002. p. 231

¹² JAMES, Newell. CIENCIA DE MATERIALES APLICACIONES EN INGENIERIA. Mexico: Alfaomega Grupo Editor, S.A. 2009. p. 158

- Reducción de ruido.
- Menor o bajo costo.
- Resistencia y rigidez al impacto limitada.
- Elevado coeficiente de dilatación térmica.

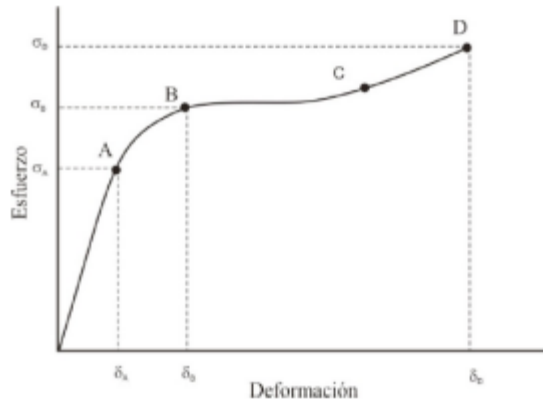
PROPIEDADES MECÁNICAS EN POLÍMEROS: La medición y evaluación de las propiedades mecánicas de un determinado material es esencial para determinar la factibilidad de un material para cumplir con una función específica. Para que no existan inconsistencias al momento de medir e interpretar los resultados de las propiedades del material, se establecen normas para realizar los ensayos, medir los datos y la interpretación de los mismos (FERNANDEZ, 2014).¹³

Los polímeros generalmente muestran diferentes comportamientos, son frágiles - elásticos a bajas temperaturas, y viscosos, gomosos, viscos elásticos a altas temperaturas en el proceso de fabricación. En sus distintas aplicaciones los polímeros son sometidos a distintos tipos de carga, por lo que son importantes las propiedades mecánicas para seleccionar el adecuado material para una aplicación determinada. Las propiedades mecánicas de los polímeros fundamentalmente dependen de su estructura, composición química y proceso de conformado; así como también influyen otros factores como la temperatura y la velocidad de aplicación de los esfuerzos sometidos (LUIS & FLORES SUAQUITA, 2015).

Debido a la velocidad elevada con la que se aplica una carga durante tiempos prolongados el comportamiento en una aplicación puede extrapolarse a través de ensayos. En estos ensayos estudiamos el comportamiento y la deformación que sufre un material bajo la aplicación de cargas o esfuerzos en función del tiempo, variando la respuesta del material dependiendo del tipo de esfuerzo al que el material es sometido. Es importante estudiar el comportamiento del material ante el esfuerzo al que será sometido caracterizando al material en una aplicación determinada. Estudiando el comportamiento de los materiales cuando son sometidos a esfuerzos realizando ensayos a corto plazo como: Ensayos de tracción, flexión e impacto (BELTRÁN RICO, MARCILLA GOMIS , 2012).

¹³ FERNANDEZ, F. A. 2014. [En línea]. [25 de agosto de 2020]. Disponible en: <<https://dialnet.unirioja.es/servlet/tesis?codigo=93795>>

Figura 3. Curva esfuerzo- deformación de materiales plásticos (BELTRÁN RICO, MARCILLA GOMIS , 2012)



Fuente: BELTRÁN RICO, MARCILLA GOMIS , 2012

La grafica nos muestra como el material se deforma al estar sometido a esfuerzos. La pendiente en el tramo AO se conoce como el módulo de Young. Las deformaciones ubicadas bajo el punto A son relativamente pequeñas, entre los puntos A y B existe una mayor deformación debido al estiramiento de las moléculas pero siendo aún deformaciones elásticas, pero en el punto B las deformaciones son plásticas dejando de ser elásticas siendo este punto conocido como límite elástico o punto de fluencia siendo el esfuerzo limite o deformación limite debido que las deformaciones son irreversibles a partir de este punto, lo que ocurre por el deslizamiento de las moléculas que no pueden retornar a su posición inicial. El tramo BC es relativamente horizontal debido que el material se vuelve dúctil fluyendo en función del aumento del esfuerzo aplicado, a partir del punto C el esfuerzo debe ser mayor para que el material continúe deformándose ya que el material sufre un ligero reforzamiento. El punto D es la máxima resistencia que tiene el material antes de romperse recibiendo el nombre de resistencia a la rotura y la deformación en ese punto es el alargamiento de rotura (BELTRÁN RICO, MARCILLA GOMIS , 2012).¹⁴

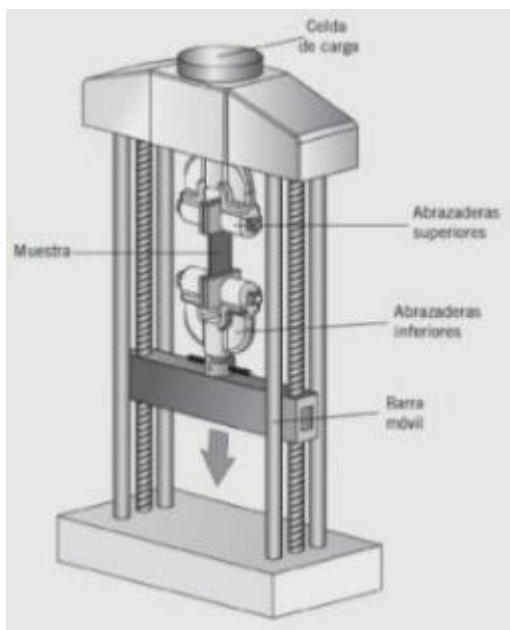
ENSAYO DE MATERIALES: En la caracterización de los materiales poliméricos se determinan las propiedades mecánicas utilizando ensayos destructivos. Para el proceso de ensayo se analizan las características y el comportamiento del material tomando una determinada cantidad de muestras. Los ensayos son realizados con el uso de equipos adecuados y normalizados bajo la aplicación de normas como la ASTM (Sociedad Americana para Ensayos y Materiales), desarrolladas para la

¹⁴ BELTRÁN RICO, MARCILLA GOMIS , M. Tecnología de los polímeros. Procesado y propiedades. San Vicente del Raspeig- España: une. 2012. p.124

caracterización de materiales a través de ensayos (DAVILA, GALEAS, GUERRERO, PONTON, ROSAS, SOTOMAYOR, 2011).¹⁵

ENSAYO DE TRACCIÓN: El ensayo de tracción permite conocer una gran información respecto al material, su respuesta cuando una fuerza tiende a estirarlo, su resistencia a la tracción, la elongación y su módulo de Young. Para realizar el ensayo de tracción el material es asegurado a dos brazos con mordazas una fina y otra móvil, también se conecta a una celda de carga. El brazo móvil se mueve hacia abajo a velocidad constante, empujando el material mientras se determina la carga máxima aplicable y la deformación máxima antes de romperse. La norma técnica que se aplica en este ensayo es la norma ASTM D638 Ensayos de Tracción de Plásticos y Coeficiente de Poisson, especificando las dimensiones de las probetas a ensayar las cuales deben estar libres de defectos superficiales visibles, fisuras o imperfecciones (BELTRÁN RICO, MARCILLA GOMIS , 2012).¹⁶

Figura 4. Maquina universal para ensayo de tracción (FERNANDEZ, 2014)



Fuente: Fernández 2014

¹⁵ DAVILA, GALEAS, GUERRERO, PONTON, ROSAS, SOTOMAYOR, J. 12 de 2011. [En línea]. [25 de agosto de 2020]. Disponible en: <<https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/4532>>

¹⁶ Ibid. p. 143

3.4 MARCO LEGAL

- ASTM E8 Métodos de prueba estándar para las pruebas de tensión de los materiales metálicos.

Describe métodos de prueba de tracción para determinar el límite elástico, punto de alargamiento de rendimiento, resistencia a la tracción, elongación y reducción de área de productos metálicos. Se aplica a los materiales metálicos en cualquier forma, incluyendo: hojas, láminas, alambre, varilla, barra, tubo, y el tubo. Para cada uno de estos tipos de muestras, la norma define geometrías y dimensiones adecuadas, que requieren soluciones específicas de agarre que son críticos para la realización de una prueba exitosa. Los tipos más comunes de los especímenes son rectangulares y redondas.

- ASTM D638 Método de prueba estándar para determinar las propiedades de tracción de los plásticos

Este método de prueba se diseñó con el fin de generar datos de propiedades tracción para el control y la especificación de materiales plásticos. Estos datos también son útiles para la caracterización cualitativa, además de la investigación y el desarrollo.

Algunas especificaciones de materiales requieren el uso de este método de prueba, pero con algunas modificaciones en los procedimientos que tienen prioridad para cumplir con la especificación. Por lo tanto, se recomienda consultar la especificación del material específico antes de utilizar este método de prueba.

- NTC 595 Método de prueba estándar para determinar las propiedades de tracción de los plásticos

Este método comprende la determinación de las propiedades tensiles de plásticos reforzados y no reforzados en probetas de ensayo con forma de mancuerna estándar cuando se ensayan en condiciones definidas de pretratamiento, temperatura, humedad y velocidad de la máquina de ensayo.

4. CALCULOS, DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES PARA LA MAQUINA DE TRACCIÓN

4.1 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN Y SELECCIÓN

Para esta fase se propuso 3 alternativas de diseño considerando las configuraciones típicas de las máquinas de ensayos para polímeros, analizando ventajas y desventajas, teniendo en cuenta parámetros como costos de construcción, tiempo de construcción, rigidez de la estructura, seguridad del operario y facilidad de mantenimiento. Teniendo en cuenta que cada uno de los componentes de la maquina se dimensionan dado a las cargas, función que desempeñarán, y seguido de sus cálculos que nos dicen si será viable la construcción del elemento. Finalmente se eligió la alternativa que cumple los requerimientos anteriores y además es la apropiada de acuerdo al presupuesto y el alcance del proyecto.

Alternativa 1: sistema de dos columnas con transmisión mecánica por piñones

El tipo de accionamiento para esta alternativa es de manera mecánica mediante un sistema de piñones que transmiten el movimiento hacia los tornillos que tendrán una velocidad deseada por el operario. Una celda de carga estará sujeta a la mordaza superior que arrojará el dato de la fuerza a la que se somete la probeta.

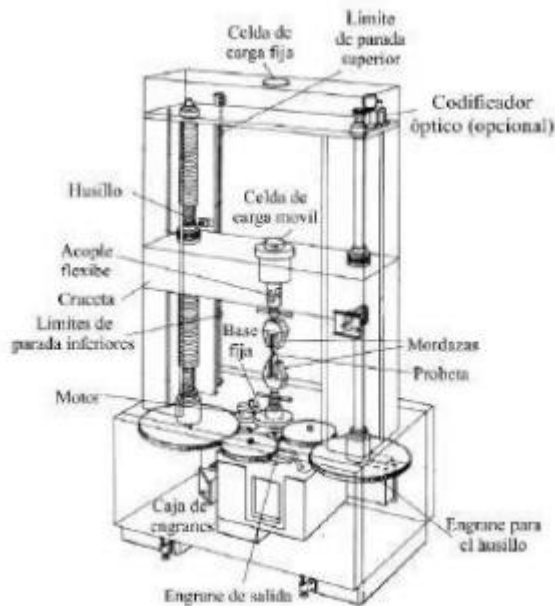
Ventajas:

- Posibilitan bajas velocidades de desplazamiento
- Ofrecen precisión aun así con grandes velocidades y con cargas diferentes.
- El mantenimiento de este sistema es económico.

Desventajas:

- No puede transmitir potencia entre distancias grandes entre centros.
- El sistema no ofrece cargas sostenidas.
- El costo de este sistema es muy elevando en cuanto al presupuesto planteado inicialmente.

Figura 5. Alternativa 1



Fuente: (Ledesma Silva Gabriel Daniel, 2019)

http://somim.org.mx/memorias/memorias2019/articulos/A5_43.pdf

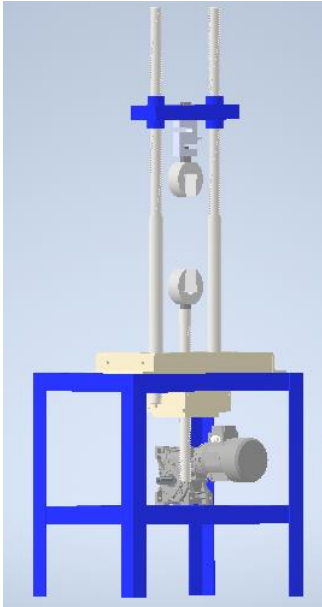
Alternativa 2: sistema de dos columnas con tornillo de potencia rosca cuadrada

Para esta configuración la probeta es tensionada por un mecanismo de dos tornillos de potencia de rosca cuadrada que son los encargados de mover un travesaño, donde se encuentra la mordaza móvil y con ella una celda de carga, mientras que la mordaza de la parte inferior estará fija a una placa que hace parte del equipo. El sistema de transmisión de potencia es mediante el sistema tornillo sin fin corona que convierte el movimiento rotatorio en desplazamiento axial en los tornillos.

Ventajas:

- Velocidades muy bajas.
- Fácil construcción y operación.
- Costos bajos de construcción.

Figura 6. Alternativa 2



Fuente: Autores

Alternativa 3: sistema de 4 columnas y accionamiento hidráulico

Para esta configuración será una estructura doble espacio que tendrá unas placas que son accionadas por un sistema hidráulico que cuenta con un marco estructural de 4 columnas de acero. Las barras fijas tendrán ancladas la mordaza inferior y las cuales son sujetas a una mesa de apoyo donde a su vez la mesa deberá tener suficiente robustez ya que el cilindro hidráulico estará realizando su trabajo.

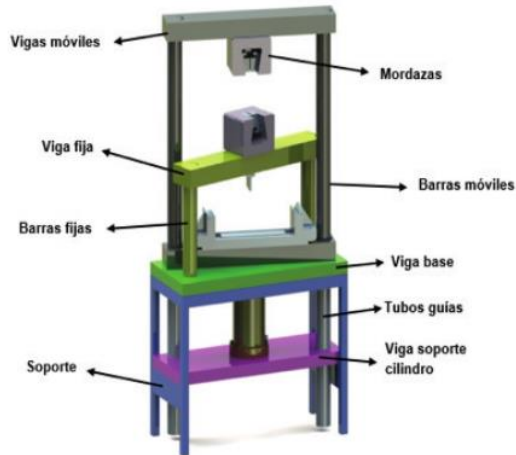
Ventajas:

- Mayor rigidez estructural
- Doble espacio para realizar ensayos de compresión

Desventajas:

- Mayor costo de construcción.
- El cilindro requiere constante mantenimiento.

Figura 7. Alternativa de diseño 3



Fuente: (Demóstenes J. Durango, 2015)

La matriz de decisión presentada fue la herramienta que nos ayudó a tomar la decisión racional ante las alternativas posibles, también permitió considerar 3 configuraciones de componentes y de sistemas para la máquina de ensayos. Se eligió sistemas que cumplan los requerimientos estipulados anteriormente ya que se planteó configuraciones con componentes fáciles de adquirir localmente y que cumplan con las demandas mecánicas para el desarrollo del proyecto.

Tabla 1. Evaluación de las alternativas

MATRIZ DE DECISIÓN							
Parámetros de diseño	I	Diseño 1		Diseño 2		Diseño 3	
		Calif.	IP	Calif.	IP	Calif.	IP
Costo de construcción	30	4	120	9	270	4	120
Tiempo de construcción	20	6	120	8	160	4	80
Rigidez de la estructura	20	3	60	8	160	7	140
Seguridad de operador	20	4	80	7	140	3	60
Mantenimiento	10	6	60	8	80	2	20
Total	100	23	440	40	810	20	420
Índice porcentual	100		44		81		42

Fuente: Autores

Donde:

I: Porcentaje de importancia del ítem

IP: Importancia ponderada.

En la alternativa escogida la probeta es tensionada por un mecanismo de dos tornillos de potencia de rosca cuadrada que mueven un travesaño, al cual se une la

celda de carga que contiene la mordaza superior en este caso la mordaza móvil, y la mordaza fija ira sujeta a una placa que hace parte del equipo.

Esta alternativa se elige ya que al ser de doble columna nos asegura que la maquina tendrá rigidez, buena capacidad de carga y un amplio y cómodo espacio de trabajo, el sistema de tornillos de rosca cuadrada nos ofrece una gran ventaja mecánica por lo que el mecanismo resulta resistente y el sistema de caja reductora facilitará el manejo de velocidades bajas.

4.2 SIMBOLOGÍA

A = Área de la probeta

T = Espesor de la probeta

W = Ancho de sección estrecha

σ = Esfuerzo máximo o carga de rotura

L = Longitud de la sección estrecha

E = Módulo de Elasticidad

δ = Deformación

D = Diámetro mayor

dm = Diámetro medio

$f = f_c$ = Coeficiente de fricción

dc = Diámetro del collarín

dr = Diametro interno

p = Paso

e = Espesor del filete

D' = Diametro de la tuerca

e' = Espesor de la tuerca

h = Altura del filete

N = Hilos por pulgada

n = Número de roscas en contacto

l = Avance

F = Fuerza

T_R = Par de torsion para subir la carga

T_L = Par de torsion para bajar la carga

e_- = Eficiencia global

τ = Esfuerzo cortante

$\tau_{m\acute{a}x}$ = Esfuerzo cortante maximo

σ_B = Esfuerzo de apoyo

σ_b = Esfuerzo flexionante

σ = Esfuerzo axial

σ' = Esfuerzo Von Mises

σ_a = Esfuerzo alternante

σ_m = Esfuerzo medio

S_{ut} = Esfuerzo último de la tensión

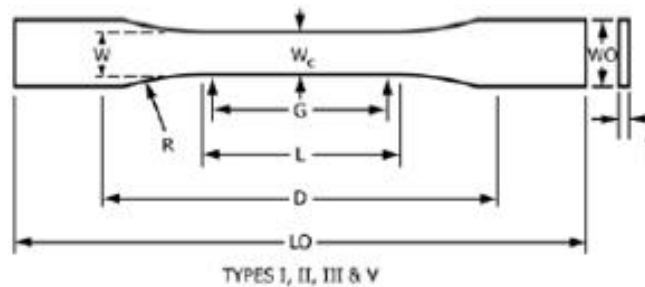
S'_e = Resistencia a la fatiga prima
 K_a = Factor de Superficie
 k_c = Factor de modificación de la carga
 k_e = Factor de Confiabilidad
 k_b = Factor de Tamaño
 n = Factor de seguridad
 M = Módulo
 $N_$ = Número de Dientes de la corona
 P = Paso del tornillo sin fin
 H = Altura del diente del tornillo sin fin
 d_p = Diámetro primitivo
 d_e = Diámetro exterior
 d_f = Diámetro de fondo
 α = Ángulo del filete Alfa
 L = Altura de la cabeza del filete
 I = Altura del pie del diente
 β = Angulos de presión
 T = Ancho del fondo del filete
 LR = Longitud de la parte roscada
 F = Extremos sin rosca
 r = Radio de la cabeza
 δ = Delta que es el Ángulo total entre flancos
 DP = Diámetro primitivo
 DE = Diámetro exterior
 $H_$ = Altura del diente de la corona
 $D1$ = Diámetro mayor y sobre aristas
 A = Ancho de la rueda
 R = Concavidad periférica
 r = Radio dela cabeza
 E = Distancia entre centros
 V_R = Velocidad del reductor
 V_C = Velocidad de la corona
 V_P = Velocidad de la prueba
 P_D = Potencia de diseño
 P_m = Potencia de motor
 F_s = Factor de diseño
 n_1 = Velocidad de entrada
 n_c = Velocidad de maquina conducida
 n_2 = Velocidad de maquina conducida media
 $R_$ = Relación deseada
 N_1 = Número de dientes de la catarina motriz
 N_2 = Número de dientes de la catarina conducida
 $p_$ = Paso de la cadena

D_1 = Diámetros de paso de la catarina 1
 D_2 = Diámetros de paso de la catarina 2
 C = Distancia entre centros nominal
 L = Longitud de la cadena
 C_t = Distancia teórica entre centros
 θ_1 = Ángulos de contacto 1
 θ_2 = Ángulos de contacto 2
 V = Velocidad lineal de la cadena

4.3 CÁLCULOS Y DISEÑO DE LOS COMPONENTES PARA LA MÁQUINA DE TRACCIÓN

4.3.1 Cálculos de las Probetas. Se define el diámetro de la probeta usando el método de prueba estándar para propiedades de tracción de los plásticos según la Norma NTC 595 usando las probetas de Tipo I, II, III tal como lo señala la Figura 8.¹⁷

Figura 8. Medidas de las probetas.



TYPES I, II, III & V

Specimen Dimensions for Thickness, T , mm (in.)^A

Dimensions (see drawings)	7 (0.28) or under		Over 7 to 14 (0.28 to 0.55), incl		4 (0.16) or under		Tolerances
	Type I	Type II	Type III	Type IV ^B	Type V ^{C,D}		
W —Width of narrow section ^{E,F}	13 (0.50)	6 (0.25)	19 (0.75)	6 (0.25)	3.18 (0.125)	± 0.5 (± 0.02) ^{B,C}	
L —Length of narrow section	57 (2.25)	57 (2.25)	57 (2.25)	33 (1.30)	9.53 (0.375)	± 0.5 (± 0.02) ^C	
W_O —Width overall, min ^D	19 (0.75)	19 (0.75)	29 (1.13)	19 (0.75)	—	+ 6.4 (+ 0.25)	
W_O —Width overall, min ^D	—	—	—	—	9.53 (0.375)	+ 3.18 (+ 0.125)	
L_O —Length overall, min ^H	165 (6.5)	183 (7.2)	246 (9.7)	115 (4.5)	63.5 (2.5)	no max (no max)	
G —Gage length ^I	50 (2.00)	50 (2.00)	50 (2.00)	—	7.62 (0.300)	± 0.25 (± 0.010) ^C	
G —Gage length ^I	—	—	—	25 (1.00)	—	± 0.13 (± 0.005)	
D —Distance between grips	115 (4.5)	135 (5.3)	115 (4.5)	65 (2.5) ^F	25.4 (1.0)	± 5 (± 0.2)	
R —Radius of fillet	76 (3.00)	76 (3.00)	76 (3.00)	14 (0.56)	12.7 (0.5)	± 1 (± 0.04) ^C	
R_O —Outer radius (Type IV)	—	—	—	25 (1.00)	—	± 1 (± 0.04)	

Fuente: <https://apandales4.files.wordpress.com/2014/02/ntc5951.pdf>

¹⁷ Cálculos de las Probetas. En línea]. [25 de agosto de 2020]. Disponible en: <<https://apandales4.files.wordpress.com/2014/02/ntc5951.pdf>>

Para hallar el área de la probeta se convierten, en primera medida, las unidades de milímetros a metros en las variables del espesor de la probeta y el ancho de sección estrecha como lo expresa la Ecuación 1:

$$A = T * W \quad (1)$$

$$A_I = 0.007m * 0.013m$$

$$A_I = 0.000091 m^2$$

$$A_{II} = 0.007m * 0.06m$$

$$A_{II} = 0.000042 m^2$$

$$A_{III} = 0.014m * 0.019m$$

$$A_{III} = 0.000266 m^2$$

Al tener el área calculada de cada probeta, se procede a determinar cuál es la fuerza que se debe aplicar para la prueba de tracción, expresado en la Ecuación 2. Para el esfuerzo máximo o carga de rotura se usa el Polietileno (PE) de Alta densidad con un esfuerzo de 21-38 MPa, y de igual manera, se emplea el Polipropileno (PP) con una carga de rotura de 28 -41 MPa y el Politetrafluor-etileno (PTFE) que tienen un esfuerzo de 14-48 MPa (Universitat Politècnica de València, s.f.); ya que, estos termoplásticos serán los usados en las pruebas de la máquina de tracción. Posteriormente, se muestra en la Ecuación 2 el cálculo de la fuerza de rotura que se emplea para cada uno de los materiales propuestos anteriormente.

$$P = \sigma * A \quad (2)$$

$$P_I = 38 MPa * 0.000091 m^2$$

$$P_I = 1596 N$$

$$P_{II} = 41 MPa * 0.000042 m^2$$

$$P_{II} = 1722 N$$

$$P_{III} = 48 MPa * 0.000266 m^2$$

$$P_{III} = 12768 N$$

En este punto, se calcula la deformación que van a tener estos materiales. Enseguida, se resuelve la Ecuación 3, la cual tiene como variables el esfuerzo cortante, el módulo de Elasticidad del PTFE, PP, PE (Universitat Politècnica de València, s.f.) y la longitud de la sección estrecha que se pasará de milímetros a metros para mantener todas las variables con las mismas unidades, tal como se muestra a continuación:

$$\delta = \sigma * \frac{L}{E} \quad (3)$$

$$E_I = 0.55 GPa$$

$$E_{II} = 1.5 GPa$$

$$E_{III} = 1.2 \text{ GPa}$$

$$\delta_I = 48 \text{ MPa} * \frac{0.057 \text{ m}}{0.55 \text{ GPa}}$$

$$\delta_I = 0,00497 \text{ m}$$

$$\delta_{II} = 41 \text{ MPa} * \frac{0.057 \text{ m}}{1.5 \text{ GPa}}$$

$$\delta_{II} = 0,00156 \text{ m}$$

$$\delta_{III} = 38 \text{ MPa} * \frac{0.057 \text{ m}}{1.2 \text{ GPa}}$$

$$\delta_{III} = 0,00181 \text{ m}$$

Como siguiente paso se hace los cálculos del tornillo de acero; el cual, se empieza con la selección del diámetro mayor y los hilos por pulgada del tornillo, según el criterio de los investigadores

$$D = 42 \text{ mm}$$

$$N = 3$$

Se procede al cálculo del paso de la rosca cuadrada tal como se muestra en la Ecuación 4 (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$p = 0.2 * D \quad (4)$$

$$p = 0.2 * 42 \text{ mm}$$

$$p = 8.4 \text{ mm}$$

Ya con el paso calculado se procede a tomar el espesor o altura del filete del tornillo, mostrada en la Ecuación 5 (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$e = h = 0.5 * p$$

$$e = h = 0.5 * 8.4 \text{ mm}$$

$$e = h = 4.2 \text{ mm}$$

Con estos valores tomados, se procede a calcular el diámetro interno del tornillo como se puede ver en la Ecuación 6 (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$dr = D - (2 * h) \quad (6)$$

$$dr = 42 \text{ mm} - (2 * 4.2 \text{ mm})$$

$$dr = 33.6 \text{ mm}$$

Con los datos anteriormente calculados, se prosigue a conocer los datos del diámetro para tornearse la tuerca y espesor del vano de la misma, como se muestra a continuación en la Ecuación 7 y Ecuación 8 (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$D' = dr + 0.125(p) \quad (7)$$

$$D' = 33.6 \text{ mm} + 0.125(8.4 \text{ mm})$$

$$D' = 34.65 \text{ mm}$$

$$e' = e + 0.05 \quad (8)$$

$$e' = 4.2 \text{ mm} + 0.05$$

$$e' = 4.25 \text{ mm}$$

Al ser el tornillo de potencia de acero, se define el coeficiente de fricción (Aname Instrumentación Científica, s.f.), el diámetro del collarín (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 403) y la fuerza máxima a la que estará sometido, los cuales son variables iniciales para más adelante calcular los esfuerzos sometidos al tornillo de potencia y conocer el factor de seguridad.

$$f = 0,09$$

$$dc = 0 \text{ mm}$$

$$F = 24.517 \text{ KN}$$

Los cálculos de los esfuerzos se empiezan con la profundidad y el ancho de la rosca que son los mismos y resultan iguales a la mitad del paso, es decir, $e = 4.2\text{mm}$. Como siguiente paso, se hace los cálculos de los esfuerzos del tornillo de acero, comenzando con el diámetro medio propuesto en la Ecuación 9 y el avance en la Ecuación 10 (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 405).

$$dm = D - \frac{p}{2} \quad (9)$$

$$dm = 42 \text{ mm} - \frac{8.4 \text{ mm}}{2}$$

$$dm = 37.8 \text{ mm}$$

$$l = e * p \quad (10)$$

$$l = 4.2 \text{ mm} * 8.4 \text{ mm}$$

$$l = 35.28 \text{ mm}$$

Para determinar el par de torsión para subir la carga, Budynas (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, págs. 402,403) resuelve este proceso mediante el uso de las ecuaciones 8-1 y 8-6, con el fin de hacer girar el tornillo contra la carga que se muestra en la Ecuación 11.

$$T_R = \frac{F * dm}{2} * \left(\frac{l + \pi * f * dm}{\pi * dm - f * l} \right) + \frac{F * fc * dc}{2} \quad (11)$$

$$T_R = \frac{24.517 \text{ KN} * (37.8 \text{ mm})}{2} * \left(\frac{35.28 \text{ mm} + \pi * (0,09) * (37.8 \text{ mm})}{\pi * (37.8 \text{ mm}) - 0,09 * (35.28 \text{ mm})} \right) + \frac{24.517 \text{ KN} * (0,09) * 0 \text{ mm}}{2}$$

$$T_R = 184.291 \text{ Nm}$$

A partir de las ecuaciones 8-2 y 8-6 de Budynas y Otros (2008, págs. 402-403), se encuentra que el par de torsión para bajar mostrado en la Ecuación 12.

$$T_L = \frac{F * dm}{2} * \left(\frac{\pi * f * dm - l}{\pi * dm + f * l} \right) + \frac{F * fc * dc}{2} \quad (12)$$

$$T_L = \frac{24.517 \text{ KN} * (37.8 \text{ mm})}{2} * \left(\frac{\pi * (0,09) * 37.8 \text{ mm} - 35.28 \text{ mm}}{\pi * (37.8 \text{ mm}) + 0,09 * (35.28 \text{ mm})} \right) + \frac{24.517 \text{ KN} * (0,09) * (0 \text{ mm})}{2}$$

$$T_L = -93.459 \text{ Nm}$$

Calculado el par de torsión para subir la carga, se puede hallar con la Ecuación 13 (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008) la eficiencia global al elevar la carga.

$$e_- = \frac{F * l}{2\pi * T_R} \quad (13)$$

$$e_- = \frac{24.517 \text{ KN} * (35.28 \text{ mm})}{2\pi * (184.291 \text{ Nm})}$$

$$e = 0,747$$

Ahora se busca el esfuerzo cortante en el cuerpo con el uso de la ecuación 8-7, la cual es semejante a la Ecuación 14 usada por Budynas. (2008, pág. 404):

$$\tau = \frac{16 * T_R}{\pi * d_r^3} \quad (14)$$

$$\tau = \frac{16 * (184.291 \text{ Nm}) * (10^3)}{\pi * (33.6 \text{ mm}^3)}$$

$$\tau = 24.743 \text{ MPa}$$

Enseguida se halla el esfuerzo axial normal nominal, el cual se interpreta en la Ecuación 8-8, también conocida como Ecuación 15. (G. Budynas & Keith Nisbett, 2008, pág. 404):

$$\sigma = -\frac{4 * F}{\pi * d_f^2} \quad (15)$$

$$\sigma = -\frac{4 * (24.517 \text{ KN}) * (10^3)}{\pi * (33.6 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma = -27.650 \text{ MPa}$$

Al estimar los esfuerzos con las ecuaciones anteriores, se sustituye F por 0.38F y el número de roscas en contacto se igualan a 1, con estos datos se obtendrá el nivel máximo de esfuerzos en la combinación rosca-tuerca (G. Budynas & Keith Nisbett, 2008, pág. 405), por tal motivo el esfuerzo de apoyo se calcula con la Ecuación 8-10, que es equivalente a la Ecuación 16. (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 404):

$$\sigma_B = -\frac{2 * (0,38F)}{\pi * dm * (n) * p} \quad (16)$$

$$\sigma_B = -\frac{2 * (0,38) * (24.517 \text{ KN}) * (10^3)}{\pi * (37.8 \text{ mm}) * (1) * 8.4 \text{ mm}}$$

$$\sigma_B = -18.679 \text{ MPa}$$

La Ecuación 8-8 define el esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca que soporta 0.38F y el número de roscas de contacto se asemejan a 1, lo cual se ve representado con la Ecuación 17 (G. Budynas & Keith Nisbett, 2008, pág. 404):

$$\sigma_b = \frac{6 * (0,38F)}{\pi * dr * (n) * p} \quad (17)$$

$$\sigma_b = \frac{6 * (0,38) * (24.517 \text{ KN}) * (10^3)}{\pi * (33.6 \text{ mm}) * (1) * 8.4 \text{ mm}}$$

$$\sigma_b = 63.042 \text{ MPa}$$

Se puede señalar hasta el momento, que el cortante transversal en el extremo de la sección transversal de la raíz es cero debido a la flexión. Sin embargo, existe un esfuerzo cortante circunferencial en el extremo de la sección transversal de la raíz de la rosca, que es el esfuerzo cortante, debido al momento de torsión para subir la carga en el exterior del cuerpo del tornillo, el cual es de 184.291 MPa.

$$\begin{array}{ll}
\sigma_x = 63.042 \text{ MPa} & \tau_{xy} = 0 \\
\sigma_y = 0 & \tau_{yz} = 24.743 \text{ MPa} \\
\sigma_z = -27.65 \text{ MPa} & \tau_{zx} = 0
\end{array}$$

Usando las componentes XYZ del esfuerzo tridimensional, la Ecuación 18 presenta el esfuerzo de Von Mises que es equivalente a la Ecuación 5-14 (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 215):

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} * [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 * (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

$$\begin{aligned}
\sigma' &= \frac{1}{\sqrt{2}} * [(63.042 \text{ MPa} - 0)^2 + (0 - (-27.65 \text{ MPa}))^2 \\
&+ (-27.65 \text{ MPa} - 63.042 \text{ MPa})^2 + 6 * (0 + (24.743 \text{ MPa})^2 + 0)]^{\frac{1}{2}} \\
\sigma' &= 91.206 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

Los esfuerzos principales pueden encontrarse a partir de la Ecuación 3-15 (G.Budynas & Keith Nisbett, 2008, pág. 83); sin embargo, al dibujar el elemento de esfuerzo se observa que no hay esfuerzos cortantes sobre la cara x. Esto significa que σ_x es un esfuerzo principal. Los esfuerzos restantes pueden transformarse usando la ecuación del esfuerzo plano de la Ecuación 3-13 (G.Budynas & Keith Nisbett, 2008, pág. 77). Por lo tanto, los esfuerzos principales se demuestran en la Ecuación 19.

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_z}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{2}\right)^2 + (\tau_{yz})^2} \quad (19)$$

$$\begin{aligned}
\sigma_1, \sigma_2 &= \frac{-27.65 \text{ MPa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-27.65 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (24.743 \text{ MPa})^2} \\
\sigma_1, \sigma_2 &= 1,9 \text{ MPa}; -19,64 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

Se ordenan los esfuerzos principales resultan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
\sigma_1 &= 63.206 \text{ MPa} \\
\sigma_2 &= 14.519 \text{ MPa} \\
\sigma_3 &= -42.168 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

El esfuerzo cortante máximo está dado por la Ecuación 3-16 (G.Budynas & Keith Nisbett, 2008, pág. 83) en el cual se usa el $\tau_{\text{máx}} = \tau_{1/3}$, de donde se adquiere la Ecuación 20.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (20)$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{63.206 \text{ MPa} - (-42.168 \text{ MPa})}{2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 52.605 \text{ MPa}$$

4.4 CÁLCULOS DEL FACTOR DE SEGURIDAD DEL TORNILLO DE ACERO SEGÚN GOODMAN MODIFICADO

Se define que el esfuerzo alternante es igual al esfuerzo medio de la Ecuación 21 usando la Ecuación 6-36 (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 293):

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_a = \sigma_m}{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}} \quad (21)$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{91.206 \text{ MPa} - 0 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 45.603 \text{ MPa}$$

El esfuerzo último de la tensión del acero se toma por estandarización del material (Budynas & Keith Nisbett, 2008, pág. 1020).

$$S_{ut} = 570 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fatiga prima es determinada por la Ecuación 6-8 (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 274), tomando como referencia la Ecuación 22.

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} \quad (22)$$

$$S'_e = 0,5 * 570 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 285 \text{ MPa}$$

Para el factor de modificación de la carga se trabaja axialmente, ya que esta clase de tornillos trabajan bajo este tipo de cargas como lo muestra la Ecuación 6-26 (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 282)

$$k_c = 0,85 \quad \text{Axial}$$

Para que el diseño sea conservador, se utiliza un factor de confiabilidad k_e del 99,9% de fiabilidad que se desea, utilizando la Tabla 6-5 (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, págs. 284-285):

$$k_e = 0,753$$

Para determinar el factor de superficie k_a se realiza mediante la Ecuación 6-19 (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 279), seleccionando un acabado superficial de maquinado (Ecuación 23):

$$\begin{aligned} a &= 4,51 \text{ MPa} && \text{Factor } a \\ b &= -0,265 && \text{Exponente } b \\ k_a &= a * S_{ut}^b && (23) \\ k_a &= 4,51 \text{ MPa} * (570 \text{ MPa})^{-0,265} \\ k_a &= 0,84 \end{aligned}$$

Para determinar el factor de tamaño k_b se realiza mediante la Ecuación 6-20 (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 280), seleccionando $1.24 * d^{-0,107}$ el cual es de $2,79 \text{ mm} \leq D \leq 51 \text{ mm}$ según los parámetros del diámetro del tornillo con la Ecuación 24.

$$k_b = 1.24 * D^{-0,107} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} k_b &= 1.24 * (42)^{-0,107} \\ k_b &= 0,83 \end{aligned}$$

El límite de la resistencia a la fatiga se calcula con la siguiente Ecuación 25, usando la Ecuación 6-18 (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 279)

$$S_e = k_c * k_b * k_a * k_e * S'_e \quad (25)$$

$$\begin{aligned} S_e &= 0,85 * 0,83 * 0,84 * 0,814 * 285 \text{ MPa} \\ S_e &= 137.56 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Ya con los datos obtenidos anteriormente se usa nuevamente la Ecuación 26 para poder determinar el factor de seguridad adecuado para el tornillo de potencia con la ecuación de Goodman Modificado en la Ecuación 6-46 (G. Budynas & Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008, pág. 298)

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (26)$$

$$\frac{45.603 \text{ MPa}}{137.56 \text{ MPa}} + \frac{45.603 \text{ MPa}}{270 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 2,43$$

4.5 CÁLCULO DEL TORNILLO SIN FIN Y SU CORONA

4.5.1 Tornillo sin fin. Como primer paso en el cálculo del tornillo sin fin se empieza a calcular el paso de la rosca como se muestra en la Ecuación 27, consecutivamente se halla la altura del diente expuesta en la Ecuación 28, con ayuda del módulo a elección de los autores que se muestra a continuación (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$M = 4.1 \text{ mm}$$

$$P = \pi * M \quad (27)$$

$$P = \pi * 4.1 \text{ mm}$$

$$P = 12.881 \text{ mm}$$

$$H = 2.167 * M \quad (28)$$

$$H = 2.167 * 4.1 \text{ mm}$$

$$H = 8.885 \text{ mm}$$

Se sigue con el procesamiento de datos del diámetro primitivo en la Ecuación 29; en este el valor a tomar está entre los rangos de 8 a 12 y se toma la cuantía de 11. El diámetro exterior se define en la Ecuación 30. Las dos ecuaciones anteriores usan el módulo de 4.1 mm (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$d_p = (8 \text{ a } 12) * M \quad (29)$$

$$d_p = (11) * M$$

$$d_p = 11 * 4.1 \text{ mm}$$

$$d_p = 45.1 \text{ mm}$$

$$d_e = d_p + (2 * M) \quad (30)$$

$$d_e = 45.1 \text{ mm} + (2 * 4.1 \text{ mm})$$

$$d_e = 53.3 \text{ mm}$$

El diámetro interior del tornillo sin fin se desarrolla con la Ecuación 31 y la Ecuación 32 define el ángulo del filete que presenta un número de entradas en este caso de 1 (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$d_f = d_e - (2 * H) \quad (31)$$

$$d_f = 53.3 \text{ mm} - (2 * 8.885 \text{ mm})$$

$$d_f = 35.531 \text{ mm}$$

$$\alpha = \text{Arctg} \left(\frac{(M * n)}{d_p} \right) \quad (32)$$

$$\alpha = \text{Arctg} \left(\frac{(4.1 \text{ mm} * 1)}{\text{mm}} \right)$$

$$\alpha = 5.194^\circ$$

El espesor del filete se halla con la Ecuación 33 y la altura de la cabeza del filete se toma de la Ecuación 34 (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$e = \frac{P}{2} \quad (33)$$

$$e = \frac{12.881 \text{ mm}}{2}$$

$$e = 6.440 \text{ mm}$$

$$L = M \quad (34)$$

$$L = M = 4.1 \text{ mm}$$

La altura del pie del diente corresponde a la Ecuación 35, a la postre se elige un Beta con filete normal para los ángulos de presión para poder efectuar el ancho del fondo del filete declarado en la Ecuación 36 (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$l = 1,167 * M \quad (35)$$

$$l = 1,167 * 4.1 \text{ mm}$$

$$l = 4.785 \text{ mm}$$

$$\beta = \text{filete normal } 14^\circ 30'.$$

$$T = \left(\left(\frac{(P * \text{Cot}(\beta))}{4} \right) - l \right) * (2 * (\text{tg}(\beta))) \quad (36)$$

$$T = \left(\left(\frac{(12.881 \text{ mm} * \text{Cot}(14.5))}{4} \right) - 4.785 \text{ mm} \right) * (2 * (\text{tg}(14.5)))$$

$$T = 3.965 \text{ mm}$$

De la misma forma, se procede a resolver la longitud de la rosca con la Ecuación 37, se procede a usar un número de dientes de 40. Y, por último, se halla el radio de la cabeza con la Ecuación 38 (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$LR = P * \left(4.5 + \left(\frac{N}{50} \right) \right) \quad (37)$$

$$LR = 12.881 \text{ mm} * \left(4.5 + \left(\frac{40}{50} \right) \right)$$

$$LR = 68.267 \text{ mm}$$

$$r = 0.05 * P \quad (38)$$

$$r = 0.05 * 12.881 \text{ mm}$$

$$r = 0.644 \text{ mm}$$

4.5.2 Cálculo de la corona. En el cálculo de la corona se empieza con el diámetro primitivo ya que se tienen las variables del módulo y número de dientes de la rueda tal como se muestra en la Ecuación 39 (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$DP = M * N \quad (39)$$

$$DP = 4.1 \text{ mm} * 40$$

$$DP = 164 \text{ mm}$$

Con el diámetro primitivo deducido se procede a desarrollar el diámetro exterior con la Ecuación 40 y consecutivamente la altura del diente de la corona con la Ecuación 41 (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$DE = DP + (2 * M) \quad (40)$$

$$DE = 164 \text{ mm} + (2 * 4.1 \text{ mm})$$

$$DE = 172.2 \text{ mm}$$

$$H = 2.167 * M \quad (41)$$

$$H = 2.167 * 4.1 \text{ mm}$$

$$H = 8.885 \text{ mm}$$

Para el diámetro mayor y sobre aristas se elige un tornillo sin fin de filete simple, el cual se refleja en la Ecuación 42, lo que conlleva a usar también la Ecuación 43 que supone el ancho de la corona sin olvidar el uso del paso del tornillo sin fin, ya obtenido anteriormente (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$D1 = DE + (0.4775 * P) \text{ para tornillo sin fin de filete simple y doble.} \quad (42)$$

$$D1 = 210 \text{ mm} + (0.4775 * 12.881 \text{ mm})$$

$$D1 = 178.35 \text{ mm}$$

$$A = 6 + (2.38 * P) \text{ para tornillo sin fin de filete simple y doble.} \quad (43)$$

$$A = 6 + (2.38 * 12.881 \text{ mm})$$

$$A = 36.656 \text{ mm}$$

Para terminar con los cálculos de la corona se pretende ver la concavidad periférica (Ecuación 44), el radio de la cabeza (Ecuación 45) y la distancia entre centros (Ecuación 46) como se presenta a continuación (Metalmecánica Fácil, s.f.):

$$R = (0.5 * d_p) - M \quad (44)$$

$$R = (0.5 * 45.1 \text{ mm}) - 4.1 \text{ mm}$$

$$R = 18.45 \text{ mm}$$

$$r = 0.25 * P \quad (45)$$

$$r = 0.25 * 12.881 \text{ mm}$$

$$r = 3.220 \text{ mm}$$

$$E = \frac{(DP + d_p)}{2} \quad (46)$$

$$E = \frac{(164 \text{ mm} + 12.881 \text{ mm})}{2}$$

$$E = 104.55 \text{ mm}$$

4.6 CÁLCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENAS

Para encabezar la velocidad del moto-reductor, se usa la velocidad que trasmite el motor y la relación que maneja el reductor tal como se muestra en la Ecuación 47; al obtener este dato, se logra a averiguar la velocidad de la corona que se divide sobre el número de dientes de la misma, presentada en la Ecuación 48.

$$V_R = \frac{M}{R1} \quad (47)$$

$$V_R = \frac{1675 \text{ rpm}}{30}$$

$$V_R = 55.8 \text{ rpm}$$

$$V_C = \frac{V_R}{N_-} \quad (48)$$

$$V_C = \frac{55.8 \text{ rpm}}{40}$$

$$V_C = 1.395 \text{ rpm}$$

A continuación, se presenta la velocidad que se verá reflejada a la hora de hacer las pruebas de tracción en los polímeros, teniendo en cuenta que el número de hilos por pulgada que trabaja el pistón de la caja reductora corresponde a 4 como se ve en la Ecuación 49.

$$V_P = \frac{25.4 \text{ mm}}{N} * V_C \quad (49)$$

$$V_P = \frac{25.4 \text{ mm}}{4} * 1.395 \text{ rpm}$$

$$V_P = 8.858 \text{ mm}/\text{min}$$

4.7 SELECCIÓN DE CADENA Y PIÑONES

Se emprende con el factor de diseño (INTERMEC) para hallar la potencia de diseño de la máquina de tracción de polímeros, como se demuestra en la Ecuación 50, la relación que manejará el artefacto se toma con las velocidades definidas por los investigadores (velocidad de entrada, máquina conducida y máquina conducida media), tal como se modela en la Ecuación 51:

$$P_m = 1 \text{ HP}$$

$$F_s = 1.5$$

$$P_D = P_m * F_s \quad (50)$$

$$P_D = 1 \text{ HP} * 1.5$$

$$P_D = 1.5 \text{ HP}$$

$$n_1 = n_c = n_2 = 55.833 \text{ rpm}$$

$$R_- = \frac{n_1}{n_2} \quad (51)$$

$$R_- = \frac{55.833 \text{ rpm}}{55.833 \text{ rpm}}$$

$$R_- = 1$$

Figura 9. Selección de cadena

TABLA DE CAPACIDAD
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 50 PASO 5/8"

No. de dientes piñón conductor	RPM DEL PIÑON CONDUCTOR																											
	10	25	50	100	200	300	400	500	700	800	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2400	2700	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000			
9	0.09	0.19	0.36	0.67	1.26	1.81	2.35	2.87	3.89	4.88	5.36	6.32	6.02	4.92	4.13	3.27	2.68	2.25	1.92	1.52	1.25	1.04	0.89	0.77	0.58			
10	0.10	0.22	0.41	0.76	1.41	2.03	2.63	3.22	4.36	5.46	6.01	7.08	7.05	5.77	4.83	3.84	3.14	2.63	2.25	1.78	1.46	1.22	1.04	0.90	0.79			
11	0.11	0.24	0.45	0.84	1.56	2.25	2.92	3.57	4.83	6.06	6.66	7.85	8.13	6.65	5.58	4.42	3.62	3.04	2.59	2.06	1.68	1.41	1.20	1.04	0.92			
12	0.12	0.26	0.49	0.92	1.72	2.47	3.21	3.92	5.31	6.65	7.31	8.62	9.26	7.58	6.35	5.04	4.13	3.46	2.95	2.34	1.92	1.61	1.37	1.19	1.04			
13	0.13	0.29	0.54	1.00	1.87	2.70	3.50	4.27	5.76	7.25	7.97	9.40	10.4	8.55	7.16	5.69	4.65	3.90	3.33	2.64	2.16	1.81	1.55	1.34	0			
14	0.14	0.31	0.58	1.09	2.03	2.92	3.79	4.63	6.27	7.86	8.64	10.2	11.7	9.55	8.01	6.35	5.20	4.36	3.72	2.95	2.42	2.03	1.79	1.50	0			
15	0.15	0.34	0.63	1.17	2.19	3.15	4.08	4.99	6.75	8.47	9.31	11.0	12.6	10.6	8.98	7.05	5.77	4.83	4.13	3.27	2.68	2.25	1.92	1.66	0			
16	0.16	0.36	0.67	1.26	2.34	3.38	4.37	5.35	7.24	9.08	9.98	11.8	13.5	11.7	9.78	7.76	6.35	5.32	4.55	3.61	2.95	2.47	2.11	1.83	0			
17	0.17	0.39	0.72	1.34	2.50	3.61	4.67	5.71	7.73	9.69	10.7	12.6	14.4	12.8	10.7	8.50	6.96	5.83	4.98	3.95	3.23	2.71	2.31	2.01	0			
18	0.18	0.41	0.76	1.43	2.65	3.83	4.97	6.07	8.22	10.3	11.3	13.4	15.3	13.9	11.7	9.26	7.58	6.35	5.42	4.30	3.52	2.95	2.52	0				
19	0.19	0.43	0.81	1.51	2.82	4.07	5.27	6.44	8.72	10.9	12.0	14.2	16.3	15.1	12.7	10.0	8.22	6.89	5.88	4.67	3.82	3.20	2.73	0				
20	0.20	0.46	0.86	1.60	2.98	4.30	5.57	6.80	9.21	11.5	12.7	15.0	17.2	16.3	13.7	10.8	8.88	7.44	6.35	5.04	4.13	3.46	2.95	0				
21	0.21	0.48	0.90	1.69	3.14	4.53	5.87	7.17	9.71	12.2	13.4	15.8	18.1	17.6	14.7	11.7	9.55	8.01	6.84	5.42	4.44	3.72	3.18	0				
22	0.22	0.51	0.95	1.77	3.31	4.76	6.17	7.54	10.2	12.8	14.1	16.6	19.1	18.8	15.8	12.5	10.2	8.59	7.33	5.82	4.76	3.99	3.41	0				
23	0.23	0.53	1.00	1.86	3.47	5.00	6.47	7.91	10.7	13.4	14.8	17.4	20.0	20.1	16.9	13.4	11.0	9.18	7.84	6.22	5.09	4.27	0					
24	0.25	0.56	1.04	1.95	3.63	5.23	6.78	8.29	11.2	14.1	15.5	18.2	20.9	21.4	18.0	14.3	11.7	9.78	8.35	6.53	5.42	4.55	0					
25	0.26	0.58	1.09	2.03	3.80	5.47	7.08	8.66	11.7	14.7	16.2	19.0	21.9	22.8	19.1	15.2	12.4	10.4	8.88	7.05	5.77	4.83	0					
26	0.27	0.61	1.14	2.12	3.96	5.70	7.39	9.03	12.2	15.3	16.9	19.9	22.8	24.2	20.3	16.1	13.2	11.0	9.42	7.47	6.12	5.13	0					
28	0.29	0.66	1.23	2.30	4.29	6.18	8.01	9.72	13.2	16.6	18.3	21.5	24.7	27.0	22.6	18.0	14.7	12.3	10.5	8.35	6.84	5.73	0					
30	0.31	0.71	1.33	2.49	4.62	6.66	8.63	10.5	14.3	17.9	19.7	23.2	26.6	30.0	25.1	19.9	16.3	13.7	11.7	9.26	7.58	0						
32	0.33	0.76	1.42	2.66	4.96	7.14	9.25	11.3	15.3	19.2	21.1	24.9	28.6	32.2	27.7	22.0	18.0	15.1	12.9	10.2	8.35	0						
35	0.37	0.84	1.57	2.93	5.46	7.86	10.2	12.5	16.9	21.1	23.2	27.4	31.5	35.5	31.6	25.1	20.6	17.2	14.7	11.7	9.55	0						
40	0.43	0.97	1.81	3.38	6.31	9.08	11.8	14.4	19.5	24.4	26.8	31.6	36.3	41.0	38.7	30.7	25.1	21.0	18.0	14.3	0							
45	0.48	1.10	2.06	3.84	7.16	10.3	13.4	16.3	22.1	27.7	30.5	35.9	41.3	46.5	46.1	36.6	30.0	25.1	21.4	0								

Lubricación Tipo A: A mano, con aceitera o brocha
Lubricación Tipo B: En baño de aceite o por salpicado
Lubricación Tipo C: Cuando se trata de cadenas de hilera múltiple de este paso, multiplíquese por la capacidad por:

Fuente: (INTERMEC, pág. 52)

La selección de la cadena está basada en la Figura -- (INTERMEC), para una sola hilera de una cadena número 50, con paso 5/8 in donde se usa una Catarina de 14 dientes. Por interpolación, la capacidad es de 0.639 HP a 55.833 rpm con una lubricación tipo A (Aceitera o brocha). Los números de dientes de la Catarina motriz y conducida son los mismos según la relación que se halló anteriormente y se rectifica en la Ecuación 52

$$N_1 = 14 \text{ dientes}$$

$$N_2 = N_1 * R_ \quad (52)$$

$$N_2 = 14 \text{ dientes} * 1$$

$$N_2 = 14 \text{ dientes}$$

En el caso de los diámetros de paso de la Catarina 1 y 2 son similares demostrados en la Ecuación 53. La distancia entre centros nominal es de 30 y con este dato se descubre la longitud de la cadena en la Ecuación 54.

$$D_1 = D_2 = \frac{p_- = 0.625}{\left(\frac{\text{sen}(180)}{N_1}\right)} \quad (53)$$

$$D_1 = D_2 = \frac{0.625}{\left(\frac{\text{sen}(180)}{14}\right)}$$

$$D_1 = D_2 = 2.809 \text{ in}$$

$$L = (2 * C) + \left(\frac{N_2 + N_1}{2}\right) + \left(\frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 * C}\right) \quad (55)$$

$$L = (2 * 30) + \left(\frac{14 + 14}{2}\right) + \left(\frac{(14 - 14)^2}{4\pi^2 * 30}\right)$$

$$L = 74 \text{ pasos}$$

La distancia teórica entre centros se modela en la Ecuación 56, por consiguiente, los ángulos de contacto 1 y 2 son equivalentes como se puede apreciar en la Ecuación 57 y Ecuación 58. Por último, se calcula la velocidad lineal de la cadena en la Ecuación 59.

$$C_t = \frac{1}{4} \left(\left(L - \frac{(N_2 + N_1)}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{(N_2 + N_1)}{2} \right)^2 - \left(\frac{8 * (N_2 - N_1)^2}{4\pi^2} \right)} \right) \quad (56)$$

$$C_t = \frac{1}{4} \left(\left(74 - \frac{(14 + 14)}{2} \right) + \sqrt{\left(L - \frac{(14 + 14)}{2} \right)^2 - \left(\frac{8 * (14 - 14)^2}{4\pi^2} \right)} \right)$$

$$C_t = 30 \text{ paso} * \frac{0.625 \text{ in}}{1 \text{ paso}} = 18.75 \text{ in}$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D_2 - D_1}{2C_t} \right) \quad (57)$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{2.809 \text{ in} - 2.809 \text{ in}}{2 * 18.75 \text{ in}} \right)$$

$$\theta_1 = 180^\circ$$

$$\theta_2 = 360^\circ - \theta_1 \quad (58)$$

$$\theta_2 = 360^\circ - 180^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ$$

$$V = \frac{p_- * N_1 * n_1}{60} \quad (59)$$

$$V = \frac{0.625 * 14 * 55.833 \text{ rpm}}{60}$$

$$V = 0.207 \text{ m/s}$$

4.8 DISEÑO DE LA MÁQUINA DE TRACCIÓN PARA POLÍMEROS

4.8.1 Diseño del pórtico. En esta parte del diseño, se empieza por el tornillo de potencia con un Acero 1045, inicialmente es un eje de diámetro de 50.4 mm con una longitud de 1400 mm y se le reduce a 42mm que se extiende en una longitud de 740 mm con una rosca cuadrada de 3 hilos por pulgada. Al final del eje, se deja 180 mm con el mismo diámetro anteriormente mencionado, solo que 100 mm están con rosca cuadrada y los restantes son lisos (**Ver Anexo 1**).

Existen dos tuercas hechas en Acero 1045 y se discriminan de la siguiente manera: la tuerca grande tiene una altura de 50.8 mm, un diámetro externo de 82.4 mm y un diámetro interno de 33.6mm (**Ver Anexo 2**). La tuerca pequeña tiene una altura de 32 mm, un diámetro externo de 63.5 mm y un diámetro interno de 33.6 mm (**Ver Anexo 3**), cabe indicar que el diámetro interno de ambas tuercas usa el mismo tipo de rosca que el tornillo de potencia.

Se encuentra un soporte superior hecho en Acero A-36, el cual tiene un espesor de 52 mm, con una largo de 405 mm y una altura de 126 mm; además, dos perforaciones con un diámetro de 33.6 mm, que residen a 61.2 mm de la pared del soporte y una perforación extra en el centro de toda la pieza con un diámetro 25.4 mm donde se ubica la celda de carga y una mordaza (**Ver Anexo 4**).

Se presenta la tapa superior del pórtico en Acero A-36, con unas dimensiones de 570 mm de largo, una altura de 300 mm y un espesor de 12,7 mm. A su vez, tiene tres agujeros con un diámetro de 42 mm y estos están separados entre sus centros a 141.3 mm. Se hacen 28 orificios que se ubican a 15 mm de desfase de la pieza con juego de 3/8 in de diámetro, usando un ajuste apretado (**Ver Anexo 5**).

Se sigue con la base pórtico de Acero A-36, éste se fabrica con un ANSI canal en C de 3 x 3.5, lo que con lleva a que tenga las mismas medidas de largo y altura de la tapa superior de pórtico, con el mismo número de agujeros y las distancias semejantes, con la diferencia que emplean una rosca de 3/8 in que están bajo la sujeción de la tapa superior del pórtico y de la tapa superior de la caja reductora. Los dos extremos laterales presentan 2 orificios de 1/2 in a cada lado e internamente la base del pórtico tiene 4 tuercas que se sitúan en los orificios de 1/2 in ya mencionados (**Ver Anexo 6**). Al mismo tiempo en el largo de la pieza por cada lado porta un ANSI seccional angular L con ángulos iguales de 2 1/2 x 2 1/2 x 1/4 in con una

longitud de 300 mm, con 2 agujeros sin roscar de $\frac{1}{2}$ in, que se sitúan a 60 mm de los esquinas de la pieza y a una altura 25.337 mm situados en la base del ángulo y otros 2 con los mismos rasgos y dimensiones en la otra sección de esta segmento (**Ver Anexo 7**).

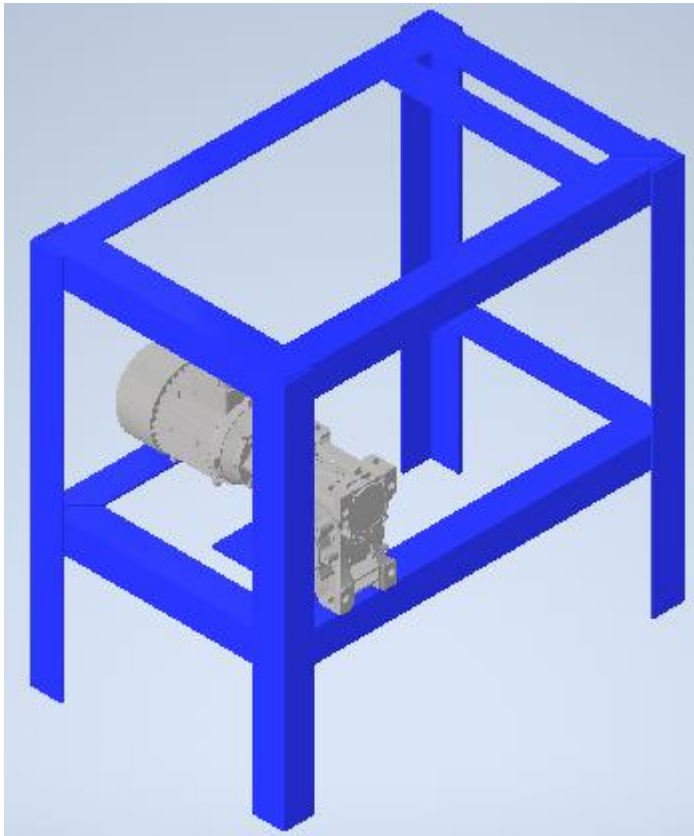
Figura 10. Pórtico. Fuente: Autores



Fuente: Autores

4.8.2 Diseño de la mesa. De la misma forma se hace el diseño de la mesa con Acero A-36; éste es un ANSI seccional angular L con ángulos iguales de $2\frac{1}{2} \times 2\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$ in, que presenta una altura de 790 mm con un largo de 800 mm y un ancho de 500 mm. Los soportes de la mesa se ubican por fuera del largo y ancho ya mencionados. Además, en la parte superior se sitúa un ángulo a 98.5 mm desde la esquina de la mesa para sostener la parte del pórtico. Asimismo tiene 4 agujeros de $\frac{1}{2}$ in para poder asegurar la pieza previamente mencionada. Allí se ubica el motor a una altura del piso a 320 mm y en un parte del ángulo se hacen dos hoyos de $\frac{5}{16}$ in para asegurar el moto-reductor (**Ver Anexo 8**), en esta parte se ubica una lámina de $\frac{1}{4}$ in con unas medidas de 120 mm de largo y 190 mm de altura, donde se sostiene el moto-reductor con dos aberturas de $\frac{5}{16}$ in (**Ver Anexo 9**).

Figura 11. Mesa y Moto-reductor. Fuente: Autores



Fuente: Autores

4.8.3 Diseño de la caja reductora. La tapa superior de la caja reductora posee un Acero A-36 las mismas dimensiones y procesos que la del Anexo 5, con la diferencia que el agujero central mide 95 mm en vez de 42 mm, y de igual manera porta con agujeros para asegurar la caja reductora (**Ver Anexo 10**).

El buje desplazamiento tiene un Acero 4140 con un diámetro exterior de 70.6 mm y uno interno de 42.2 mm con espesor de 32.8 mm. De igual manera, se elabora un cuñero de 7/16 in con un fondo de 30 mm y 4 agujeros pasantes con un ajuste apretado de 5/16 in (**Ver Anexo 11**). La base y tapa del buje del desplazamiento axial tienen los mismos diámetros externos e internos, a diferencia que la base tiene un espesor de 4.4 mm, 4 agujeros roscados de 5/16 in (**Ver Anexo 12**), y una tapa con un espesor que corresponde a 9.8 mm (**Ver Anexo 13**). Se señala que la tapa y la base del buje de desplazamiento no tienen cuñero.

Los guardapolvos poseen un Acero A-36 de las siguientes dimensiones: 220 mm de largo, 96 mm de altura y un espesor de 6.35 mm. El guardapolvo 1 tiene 4 agujeros pasantes de 3/8 in (**Ver Anexo 14**) y el guardapolvo 2 usa 2 orificios pasantes de 3/8 in (**Ver Anexo 15**).

Se deja una cama para la posición de los rodamientos que corresponde a un Acero A-36 que mide 160 mm de largo, 170 mm de altura y un ancho de 20 mm, en posición de cruz; donde su centro tiene un hueco de diámetro externo de 95 mm y uno interno de 42 mm. Ahí se ubica un rodamiento 32012X y otros 4 agujeros de 3/4 in a una distancia del centro de 65.025 mm y por la parte de atrás se deja un hueco de 70.6 mm con un fondo de 4.4 mm y 4 agujeros de 5/16 in pasantes (**Ver Anexo 16**) para ubicar el buje de desplazamiento axial.

En la otra cama de rodamiento con las mismas condiciones que la anterior se elabora una perforación de 70.6 mm con un fondo de 4.4 mm, haciendo un cambio tanto en la altura que corresponde a 180 mm y éste está por la parte de atrás (**Ver Anexo 17**).

La tapa de los rodamientos es de un Acero A-36 de unas de dimensiones 90 mm de alto, 120 mm de altura y un ancho de 10 mm donde este hará la función de retener el rodamiento 30207, con un agujero en el centro de 35 mm de diámetro y 4 agujeros pasantes de 3/8 in asimismo en el centro tiene una extrusión de 4.4 mm (**Ver Anexo 18**) la otra tapa de rodamiento tiene las mismas características a diferencia que el agujero del centro tiene un diámetro de 9.53 mm (**Ver Anexo 19**). Los separadores tienen un Acero 1045 con un diámetro interno de 35 mm, un diámetro exterior de 45 mm y en el caso del separador 1 este asume un espesor de 10 mm (**Ver Anexo 20**) y el separador 2 un espesor de 10.42 mm (**Ver Anexo 21**).

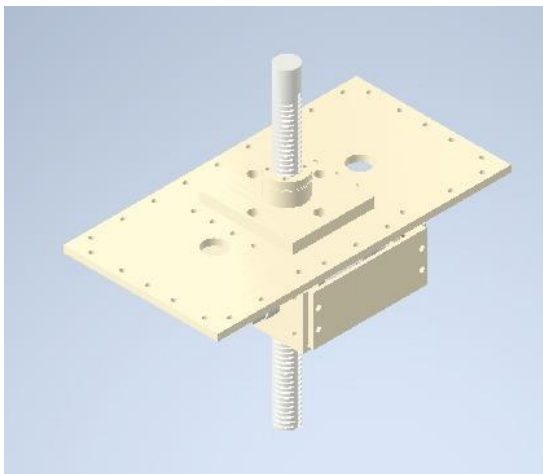
Las tapas laterales de la caja reductora constan de un Acero A-36 tienen unas dimensiones de 96 mm de altura, 265 mm de largo y 19 mm de ancho. También se ubica un agujero pasante a 65 mm de largo y 48 mm de altura con respecto a la pared con un diámetro de 72 mm, y una pista de 14 mm de espesor para la ubicación de los rodamientos del tornillo sin fin. Se elaboran 4 agujeros roscados pasantes de 3/8 in para asegurar la tapa de los rodamientos, 10 agujeros de 3/8 in roscados con un fondo de 26.988 mm para afirmar la tapa superior e inferior de la caja reductora,

6 agujeros de 3/8 in roscados con un fondo de 20.342 mm para asegurar los guardapolvos (**Ver Anexo 22**).

El pistón del vástago es un eje de Acero 4140, de 610 mm de longitud con un diámetro de 42 mm, que usa una rosca cuadrada de 4 hilos de pulgada con una longitud de 560 mm y un diámetro de 41.6 mm. Conjuntamente, tiene un cuñero de 7/16 in de 570 mm de distancia. En el centro del pistón de la parte posterior. Hay un agujero roscado de 1 in con una profundidad de 56.675 mm, éste es para asegurar la mordaza (**Ver Anexo 23**).

El vástago del pistón es de un Acero 1045, con una altura de 130 mm y este se divide para la ubicación de dos rodamientos 32012X, además se ubica un cuñero de 7/16 in con una longitud de 57 mm para asegurar el corona que está en esa posición (**Ver Anexo 24**).

Figura 12. Caja reductora



Fuente: Autores

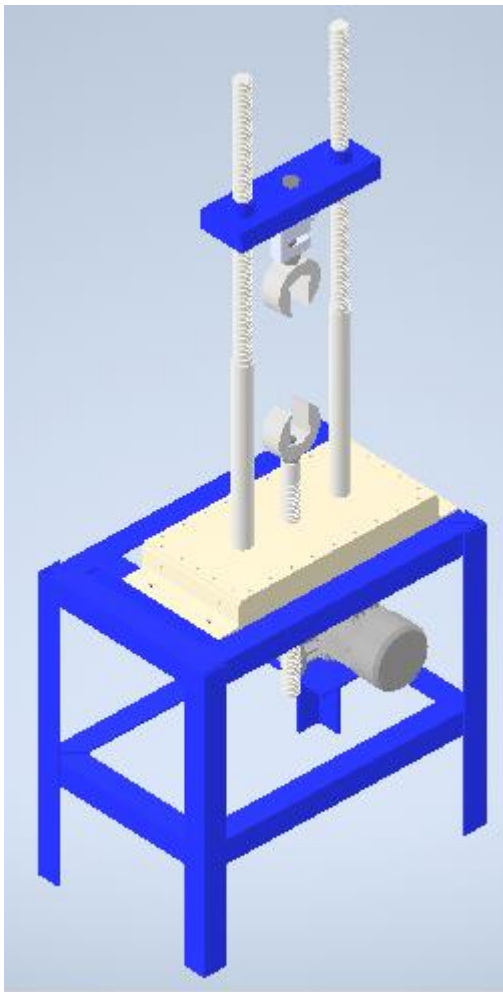
4.8.4 Diseño de la mordaza. El diseño de la mordaza es de Acero 4140 y se basa en la estructura de tipo de lado de agarre (Shimadzu, pág. 7). La ubicación de las muelas es de 12 grados, 50 mm de largo y una altura de 80.08 mm, La mordaza consta de un agujero con rosca en la parte superior de 1 in con paso 8, la pared lateral tiene un radio de 66 mm y una ranura de un radio de 29 mm (**Ver Anexo 25**).

Los sujetadores de mordazas están hechos de Acero inoxidable, el sujetador 1 tiene dos roscas ordinarias de 1 in paso 8 con una longitud de 35 mm cada uno y estos separados por una tuerca de 38.10 mm de diámetro y una longitud de 20 mm (**Ver Anexo 26**); por lo que, el sujetador 2 tiene una rosca ordinaria de 1 in paso 8 y otra rosca de 24 mm con paso 2. Las roscas anteriores tienen una longitud de 35 mm y una tuerca que los separa de 38.10 mm de diámetro y una longitud de 20 mm (**Ver Anexo 27**).

El tornillo que sujeta la celda con el soporte es de Acero inoxidable tiene una altura de 86.2 mm, además tiene un cabeza de 10 mm de espesor y un diámetro de 38.1 mm con un corte de 12.47 mm. En tonillo en su parte lisa tiene una longitud de 50.8 mm, con un diámetro de 25.4 mm y la parte inferior tiene una longitud de 25.4 mm en forma de rosca de 24 mm con paso 2 (**Ver Anexo 28**).

4.8.5 Diseño de máquina de tracción para polímeros.

Figura 13. Diseño maquina



Fuente: Autores

5. CONSTRUCCION

Esta etapa hace referencia a todos los procesos de manufactura que se llevaron a cabo para obtener cada uno de los sistemas y así cada uno de los elementos para completar el acondicionamiento de la máquina, la cual fue la apropiada para realizar ensayos de tracción a probetas de polímeros. Para llevar a cabo la construcción y el montaje de cada una de las partes que conformaran la estructura, se tuvo en cuenta todos los planos de construcción los cuales contienen las dimensiones de los elementos anteriormente diseñados.

La construcción se realizó en el taller de construcción en el barrio Asís de la ciudad de Tunja y fue realizada por los dos autores, con la asistencia de un ingeniero. En este proceso se maquinaron componentes tales como placas, perfiles, ejes, tornillos, los cuales luego se juntaron con procesos de soldadura y uniones roscadas. Para el registro de la fuerza se usó componentes comerciales tales como una celda de Carga tipo (S) de una capacidad de 7.5 Toneladas y su respectivo indicador. Estos componentes fueron configurados para brindar una alta flexibilidad y exactitud al proceso en el cual es posible adquirir y registrar los datos de los ensayos.

5.1 CONSTRUCCIÓN DEL PÓRTICO

5.1.1 Construcción de las tuercas de soporte superior e inferior para caja reductora. Inicialmente se realizó la adquisición del material Acero 1045 para la elaboración de las tuercas de sujeción para el soporte superior e inferior según dimensiones establecidas en el plano donde estará ubicada la celda de carga así mismo la mordaza superior, el proceso consistió en realizar un desbaste al material y un refrentado a las caras de cada tuerca realizando este proceso con un torno Mono Fap de 6 caballos de potencia, 1.5 m de distancia entre puntos. Finalmente se hizo un roscado interno como se muestra en la figura. Para el roscado de las mismas inicialmente se ubica el buril utilizando la galga para que esté justamente ubicado al diámetro interno de la tuerca usando el mismo paso de 3 hilos por pulgada.

Figura 14. Tuercas soporte



Fuente: Autores

Figura 15. Maquinado tuercas soportes



5.1.2 Construcción del tornillo de potencia. Para este paso se montó cada tornillo en el torno para realizar proceso de desbaste de 50,8 mm a 42 mm que será el diámetro exterior del tornillo de potencia. Para realizar el roscado se configura el torno de manera que la rosca sea una igual a una cuadrada y se utiliza una luneta apta para que reducir vibraciones ya que existe mucha distancia entre cabezal y el lugar de roscado.

Figura 16. Maquinado Tornillo



Fuente: Autores

Figura 17. Tornillos



5.1.3 Construcción de soporte superior. Para este paso tenemos en cuenta que la lámina se adquirió a la medida necesitada y se realizó tres agujeros los cuales serán para los tornillos (agujeros externos) y el interno es por donde estará instalada la mordaza con la celda de carga la cual estará ubicada en la parte superior

Figura 18. Maquinado de placa



Fuente: Autores

Figura 19. Placa superior



5.1.4 Construcción soporte inferior. Para la construcción de este soporte se usó canaleta de 90° y será un elemento estructural donde pasará los dos tornillos y el eje de la mordaza inferior, realizando primero corte y con ayuda de una herramienta que sirve para sujetar y mantener mediante un imán las dos partes formando un ángulo de 90° para poder poner puntos de soldadura y que quede simétrico, cabe resaltar que esta pieza tiene cordón de soldadura en el interior y exterior finalmente pulida.

Figura 20. Alineación de soporte



Fuente: Autores

Figura 21. Soporte



5.1.5 Construcción de placas soporte inferior. En este caso fue necesario realizar con una fresadora los agujeros de 42 mm y con el torno se realizó el agujero de 95 mm donde estará ubicado el rodamiento donde empezará la caja reductora además se realizó a cada placa 28 agujeros de 3/8 in que se ubican a 1.5 cm del borde de la placa separados por la por la misma distancia con ayuda de un taladro como se muestra en las imágenes.

Figura 22. Construcción de placa inferior **Figura 23.** Placa inferior



Fuente: Autores

5.1.6 Ensamble para prueba de ajuste de componentes. En esta parte se realiza un armado de la maquina con los componentes fabricados para verificar el case del pórtico. Realizando el armado y agregando 4 puntos de soldadura en las esquinas de la caja inferior de manera que posteriormente sean fácil de quitar y se puede evidenciar que los componentes pasan sin ningún inconveniente por los agujeros de las placas fabricadas. Este paso también se realiza también para facilitar la ubicación del roscado para los 56 agujeros de ambas placas.

Figura 24. Prueba de ensamble **Figura 25.** Ensamble de componentes



Fuente: Autores

5.1.7 Roscado de los 56 agujeros de la caja inferior. Para esta parte como se evidencio que los componentes casaban a la perfección se desmonta solo caja inferior sin quitar los 4 puntos de soldadura con el fin de facilitar el roscado para los agujeros de la caja, este roscado se hizo con una sola herramienta guía de roscado o machuelo ya que el espesor del material de la caja no es demasiado ancho y este roscado se realiza para que la caja cumpla la función de tuerca para los 56 tornillos de 3/8 que sujetaran las placas superior e inferior con la caja inferior.

Figura 26. Roscado de agujeros



Fuente: Autores

Figura 27. Placa roscada



5.2 CONSTRUCCIÓN DE LA MESA

Se adquirió el material a utilizar que son perfiles a 90° de 2 x ¼ in para construir la estructura de la mesa, se aplicó soldadura WEST ARCO E-7014 para la unión de las partes que se muestran en las siguientes figuras. Se realizó perforaciones en la parte superior de la mesa con el fin de fijar la base inferior de la máquina.

Figura 28. Construcción de la mesa



Fuente: Autores

Figura 29. Mesa

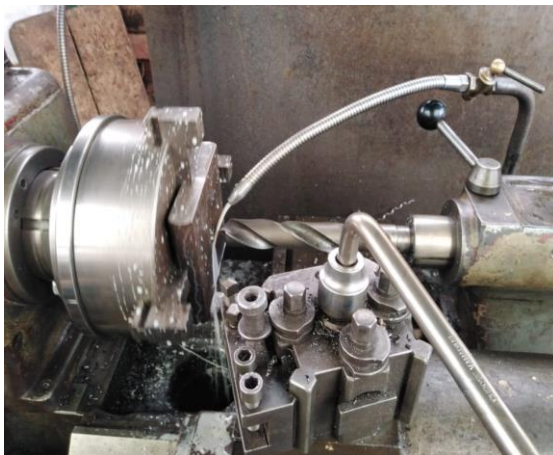


5.3 CONSTRUCCIÓN DE LA CAJA REDUCTORA

5.3.1 Construcción de cama de rodamiento de rodillos para caja reductora.

Como los procesos anteriores se ubica esta placa en el torno de tal manera que se pueda realizar la perforación donde estará descansando el rodamiento de rodillos adquirido de referencia 2 32012x.

Figura 30. Maquinado para cama de rodamiento **Figura 31.** Cama para rodamiento



Fuente: Autores



5.3.2 Perforación y roscado de placa base de rodamiento caja reductora. En este paso se hace el ajuste de las placas base para el rodamiento donde inicial la caja reductora de la maquina iniciando la perforación guía con una broca de 3/8 in, luego pasando la broca de 1/2 in y finalizando la perforación con una broca de 3/4 in. Finalmente, para este caso si hubo necesidad de pasar los tres machuelos ya que el espesor de estas placas es bastante grueso.

Figura 32. Perforación de la cama del rodamiento **Figura 33.** Roscado de la cama del rodamiento



Fuente: Autores

5.3.3 Acondicionamiento de la corona. Después de haber adquirido el material para el eje de la caja reductora y de haber adquirido la corona se procede a realizar maquinados tales como desbaste del eje y maquinado y que este elemento su ubica en el interior de la corona, así mismo se ya que diámetro inferior de la corona no es el indicado con las medidas anteriormente descritas en los planos de proceder a maquinar este orificio para realizar una ampliación y con este permitir el paso del eje anteriormente maquinado.

Figura 34. Maquinado de la corona
la corona



Fuente: Autores

Figura 35. Instalación de rodamiento en



5.3.4 Construcción paredes de caja reductora. Para la construcción de las paredes de la caja reductor se maquinó dos placas para que también cumplan la función de soporte a los rodamientos del tornillo sin fin a cada lado, sin embargo, por construcción fue necesario implementar un anillo al interior de cada placa ya que el tornillo sin fin no tenía la medida suficiente para encajar sus extremos en cada pared. Finalmente se fabrica las tapas para los respectivos rodamientos y así evitar| que estos se salgan de su sitio.

Figura 36. Ajuste de pista en pared la caja reductora **Figura 37.** Anillo refuerzo pared



Fuente: Autores



Figura 38. Construcción de tapa de rodamiento **Figura 39.** Tapa y pared de caja reductora



Fuente: Autores

5.3.5 Construcción vástago de corona y pistón de mordaza inferior. Para este proceso de construcción se rosca el tornillo que hace el desplazamiento en el ensayo, tiene 56 cm de roscado y 57 cm de cuñero a lo largo de la rosca y será el encargado de transformar la rotación a un desplazamiento axial, también se maquina el extremo superior para ajustar la mordaza inferior.

Figura 40. Construcción de pistón



Figura 41. Construcción de vástago



Figura 42. Vástago y pistón



Fuente: Autores

5.3.6 construcción de buje convertidor de carga rotacional a carga axial

En esta etapa se maquina un eje para el convertidor de carga rotacional a carga axial así que la medida del diámetro interior sea igual a la del pistón, también se maquina un cuñero de 7/16 in que asegura el pistón y no permite que este rote. Se realiza su respectiva tapa con agujeros de 5/16 tipo bristol y finalmente se ubica en la parte trasera de la cama del rodamiento ya que no puede tener contacto con el rodamiento ya que frenaría el proceso del ensayo.

Figura 43. Construcción de convertidor **Figura 44.** Tapa del convertidor

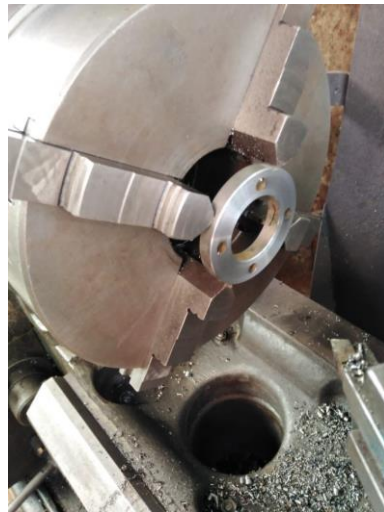
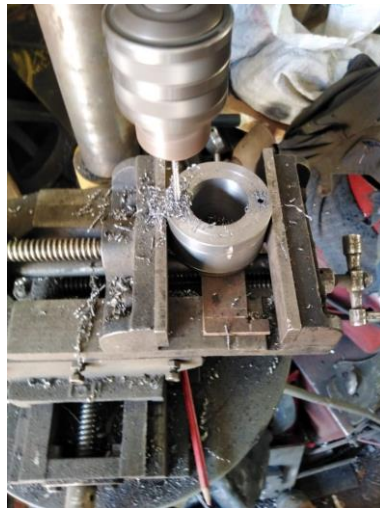


Figura 45. Agujeros de convertidor



Fuente: Autores

5.4 CONSTRUCCIÓN DE LAS MORDAZAS Y TORNILLO DE SUJECION

En este proceso se maquinó el material Acero 4140 de forma redonda realizan cortes en sus extremos para sus respectivos agujeros a sus extremos de 120mm rosca ordinaria de paso 8 y 58 mm en el centro para dar espacio a la cama de las muelas de la mordaza. Se maquinó dos tornillos sujetadores, uno para la mordaza inferior y otro para la mordaza superior con diferentes características ya que el superior tendrá la misma rosca de la celda de carga adquirida (rosca 24 mm paso 2) y el inferior se maquinó de 1in con paso 8.

Figura 46. Construcción mordaza **Figura 47.** Mordaza



Figura 48. Construcción tornillo sujetador



Fuente: Autores

Figura 49. Construcción de muelas



Figura 50. Ubicación de muelas



Fuente: Autores

5.5 CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA DE TRACCIÓN PARA POLIMEROS

Finalmente se realizó el proceso de corte y acondicionamiento de las probetas según la norma NTC 595. Se ensambló cada uno de los sistemas que la conforman, se usó 54 tornillos de 3/8 in grado 5 para ajuste de la tapa superior e inferior con arandela inoxidable, 8 tornillos de 1/2 in grado 5 con arandela inoxidable y su respectiva tuerca para ajuste del soporte con la mesa y 4 tornillos de 5/16 in grado 5 para ajuste del motor-reductor con la mesa.

Figura 51. Construcción de probeta



Figura 52. Probeta



Figura 53. Máquina para ensayos de tracción



Fuente: Autores

6. CONCLUSIONES

Se obtuvieron factores de seguridad altos en el diseño y cálculos, con el fin de prevenir fallas por las fuerzas a las que están expuestas, lo cual indican confiabilidad y seguridad al momento de la construcción de una máquina de laboratorio, por lo que en la selección de materiales se tuvo en cuenta en aspectos como propiedades mecánicas, servicios en cada pieza, resistencia, deformación y eficiencia.

La máquina se compone de elementos de precisión tales como: celda de carga, moto-reductor con variador de frecuencia lo que presta un óptimo servicio y exactitud a la hora de hacer ensayos de tracción.

El equipo actualmente está disponible para prestar el servicio a la comunidad en general prestando al 100% su función.

Los costos de los materiales para la construcción del sistema mecánico de la máquina de tracción, comparados con el precio de adquisición de una maquina comercial tiene gran diferencia ya que el costo de la máquina construida es de un 15% del valor de una maquina comercial, es relativamente viable ya que los procesos de manufactura se podrían realizar en los laboratorios de la universidad.

El desarrollo de la máquina de tracción cumplió con las expectativas planteadas en la etapa de diseño. No obstante, es necesario realizar seguimiento a la máquina a largo plazo (sistema de adquisición de datos).

Con la construcción de esta máquina se demostró que con un bajo presupuesto y usando tecnología local como la que se presenta en este trabajo se puede apoyar y dotar los laboratorios de las universidades y centros de investigación.

7. RECOMENDACIONES

Instalar un sistema de adquisición de datos para obtener graficas esfuerzo-deformación utilizando un extensómetro que se pueda conectar al mismo.

El diseño de la maquina es adecuado para que los futuros tesistas efectúen módulos de otras pruebas mecánicas como compresión y flexión.

Se aconseja que a futuro la maquina adquiriera un sello de calibración para tener mayor seguridad de sus resultados.

Es importante tener presente que la fuerza máxima de trabajo es de 5 toneladas, se puede fallar materiales cuya fuerza máxima de tracción no exceda la fuerza máxima de la máquina.

Por seguridad evitar que terceras personas se acerquen en el momento que la maquina esté en funcionamiento.

Realizar limpieza de las muelas de las mordazas después de realizarse la práctica, para evitar acumulación de impurezas en las mismas.

Por seguridad construir el protector de la cadena del sistema de transmisión y las tapas de la mesa.

Realizar la construcción de otro tipo de mordazas para materiales no ferrosos (bronce, cobre, aluminio).

8. REFERENCIAS

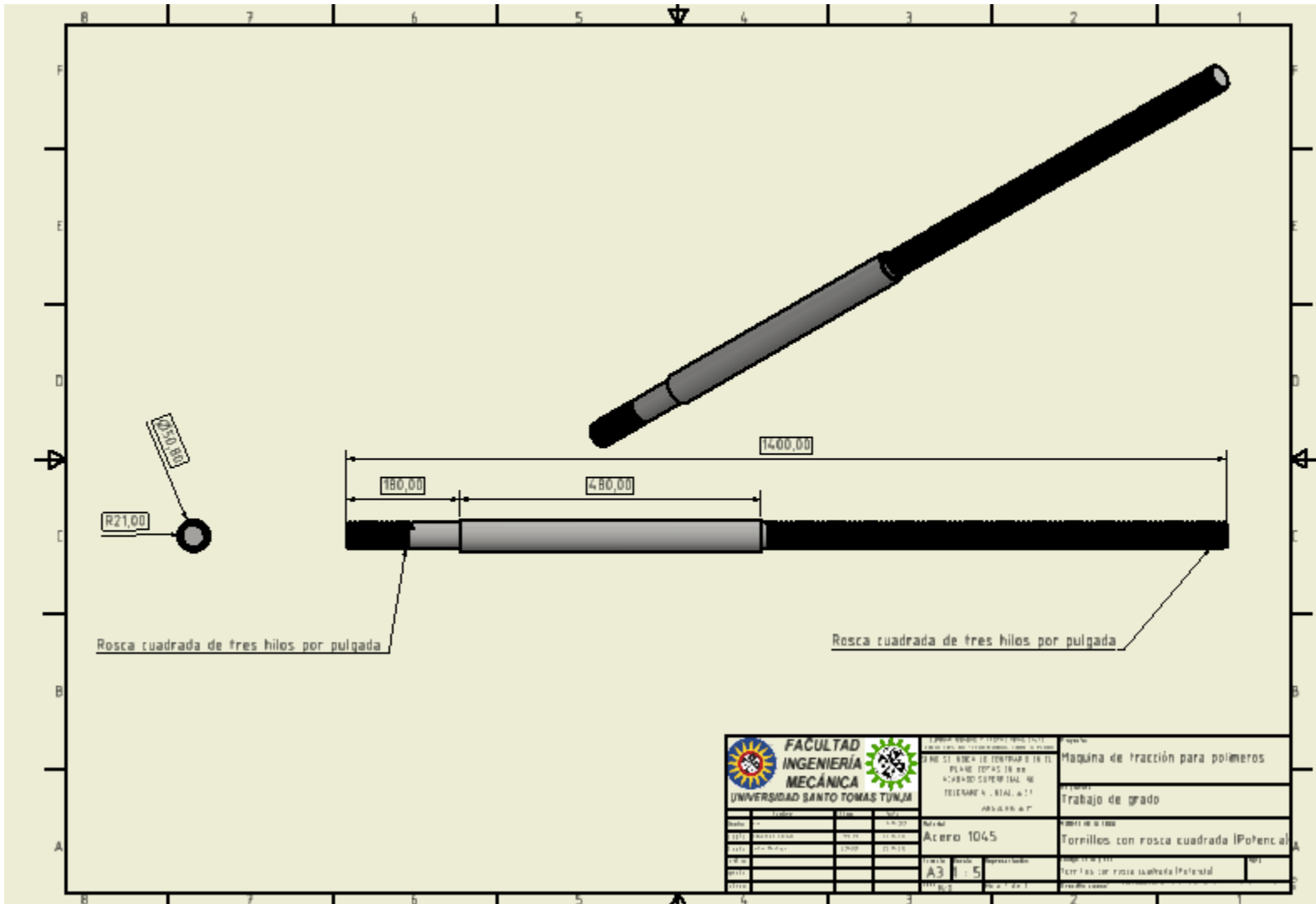
- Aname Instrumentación Científica. (s.f.). *Equipos de Medicion de Fuerza y Torsion: Torquímetros y Dinamómetros*. Recuperado el 8 de 8 de 2021, de Sistemas de Medida Fricción: <https://www.medidafuerzaytorsion.com/index.php/es/equipos-de-medicion/category/52-medida-de-friccion?jjj=1635880145332>
- BELTRÁN RICO, MARCILLA GOMIS , M. (2012). *Tecnología de los polímeros. Procesado y propiedades* . San Vicente del Raspeig- España: une.
- BILLMEYER Fred W. (1975). *CIENCIA DE LOS POLIMEROS*. Barcelona: Editorial Reverté.
- Budynas, G., & Keith Nisbett, J. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. En G. Budynas, & J. Keith Nisbett, *APÉNDICE A*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA.
- DAVILA, GALEAS, GUERRERO, PONTON, ROSAS, SOTOMAYOR, J. (12 de 2011). <https://bibdigital.epn.edu/>. Obtenido de <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/4532>
- DEINGENIERIAS. (24 de Julio de 2019). *deingenierias.com*. Obtenido de <https://deingenierias.com/el-acero/diagrama-esfuerzo-deformacion/>
- Demóstenes J. Durango, E. J. (2015). DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y VALIDACIÓN DEL PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES EN EL PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA. *UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA*, 32.
- FERNANDEZ, F. A. (2014). *dialnet.unirioja.es*. Obtenido de <https://dialnet.unirioja.es/servlet/tesis?codigo=93795>
- FIERRO, LOZANO, R. (2019). *red.uao.edu.co*. Obtenido de <https://red.uao.edu.co/bitstream/handle/10614/11256/T08658.pdf?sequence=5&isAllowed=y>
- G. Budynas, R., & Keith Nisbett, J. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. En R. G. Budynas, & J. Keith Nisbett, *8. Tornillos, sujetadores y diseño de uniones*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA.
- G. Budynas, R., & Keith Nisbett, J. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. En R. G. Budynas, & J. Keith Nisbett, *5. Fallas resultantes de carga estática*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA.
- G. Budynas, R., & Keith Nisbett, J. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. En R. G. Budynas, & J. Keith Nisbett, *6. Fallas por fatiga resultantes de carga variable*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA.
- G. Budynas, R., & Keith Nisbett, J. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. En R. G. Budynas, & J. Keith Nisbett, *3. Análisis de carga y esfuerzo*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA.
- GALLEGO, CLAROS, P. (Noviembre de 2007). <http://repositorio.utp.edu.co/>. Obtenido de <http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/1113/621815G1>

- 66dm.pdf;jsessionid=BC31FB46EC21783810F2244C735DB1A2?sequence=1
- GARAY, QUISPE, R. J. (Diciembre de 2017). <http://repositorio.unac.edu.pe/> Obtenido de http://repositorio.unac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12952/4253/GARAY%20PR%c3%8dNCIPE%20y%20QUISPE%20TIRADO_titulo%20mecanico_2017%20.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- HERRERA, OTERO, E. D. (2015). <repositorio.unicordoba.edu.co>. Obtenido de <https://repositorio.unicordoba.edu.co/bitstream/handle/ucordoba/687/TESIS-DISE%C3%91O%2C%20CONSTRUCCI%C3%93N%20Y%20VALIDACI%C3%93N%20DEL%20PROTOTIPO%20DE%20UNA.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- INTERMEC. (s.f.). Piñones y cadenas. En INTERMEC, *Selección, diseño y cálculo de las transmisiones a cadena*. Bogotá, Colombia: INTERMEC S.A.
- JAMES Newell . (2009). *CIENCIA DE MATERIALES APLICACIONES EN INGENIERIA*. Mexico: Alfaomega Grupo Editor, S.A.
- Ledesma Silva Gabriel Daniel, A. G. (2019). Diseño y análisis de transmisión mecánica para máquina de ensayos de tensión de 10 kN. *Universidad Politécnica del Bicentenario, 2*.
- LUIS, F. S., & FLORES SUAQUITA, E. L. (2015). <http://repositorio.unsa.edu.pe/> Obtenido de <http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/218/B2-M-18392.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Metalmecánica Fácil. (s.f.). *Cálculo de Tornillo Sin Fin y su Rueda*. Recuperado el 14 de 9 de 2021, de <https://metalmecanica-facil.mahtg.com/calculo-de-tornillo-sin-fin-y-su-rueda/>
- Metalmecánica Fácil. (s.f.). *Cómo Hacer La Rosca Cuadrada En El Torno*. Recuperado el 24 de 6 de 2021, de <https://metalmecanica-facil.mahtg.com/la-rosca-cuadrada-torno/>
- MORENO, LÓPEZ, MALAGÓN, HENAO, G. (2006). <www.academia.edu>. Obtenido de https://www.academia.edu/26813643/DISE%C3%91O_Y_CONSTRUCCI%C3%93N_DE_UNA_M%C3%81QUINA_B%C3%81SICA_DE_ENSAYOS_D_ESTRUCTIVOS_DE_TRACCI%C3%93N_Y_TORSI%C3%93N
- NOGALES, NOROÑA, M. (Marzo de 2008). <http://repositorio.espe.edu.ec/> Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/jspui/bitstream/21000/3499/1/T-ESPEL-0516.pdf>
- OBANDO, SEPULVEDA, PIAMBAC, MORAN, S. (2020). <dialnet.unirioja.es>. Obtenido de <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=8051530>
- ORTIZ, J. F. (2018). <repositorio.uta.edu.ec>. Obtenido de <http://repositorio.uta.edu.ec/jspui/handle/123456789/27906>
- Serope Kalpakjian, Steven R. Schmid. (2002). *Manufactura, ingeniería y tecnología*. Mexico: PEARSON Educación.
- Shimadzu. (s.f.). Shimadzu Universal Testing Machines UH Series. En Shimadzu, *Shimadzu Universal Testing Machines Accessories for UH Series*. Prefectura de Kioto, Japón: Shimadzu Corporation.

Universitat Politècnica de València. (s.f.). *Unidad 15. Materiales Poliméricos y Compuestos*. Recuperado el 15 de 9 de 2021, de 3.2. Termoplásticos de interés en ingeniería:
https://www.upv.es/materiales/Fcm/Fcm15/fcm15_3.html

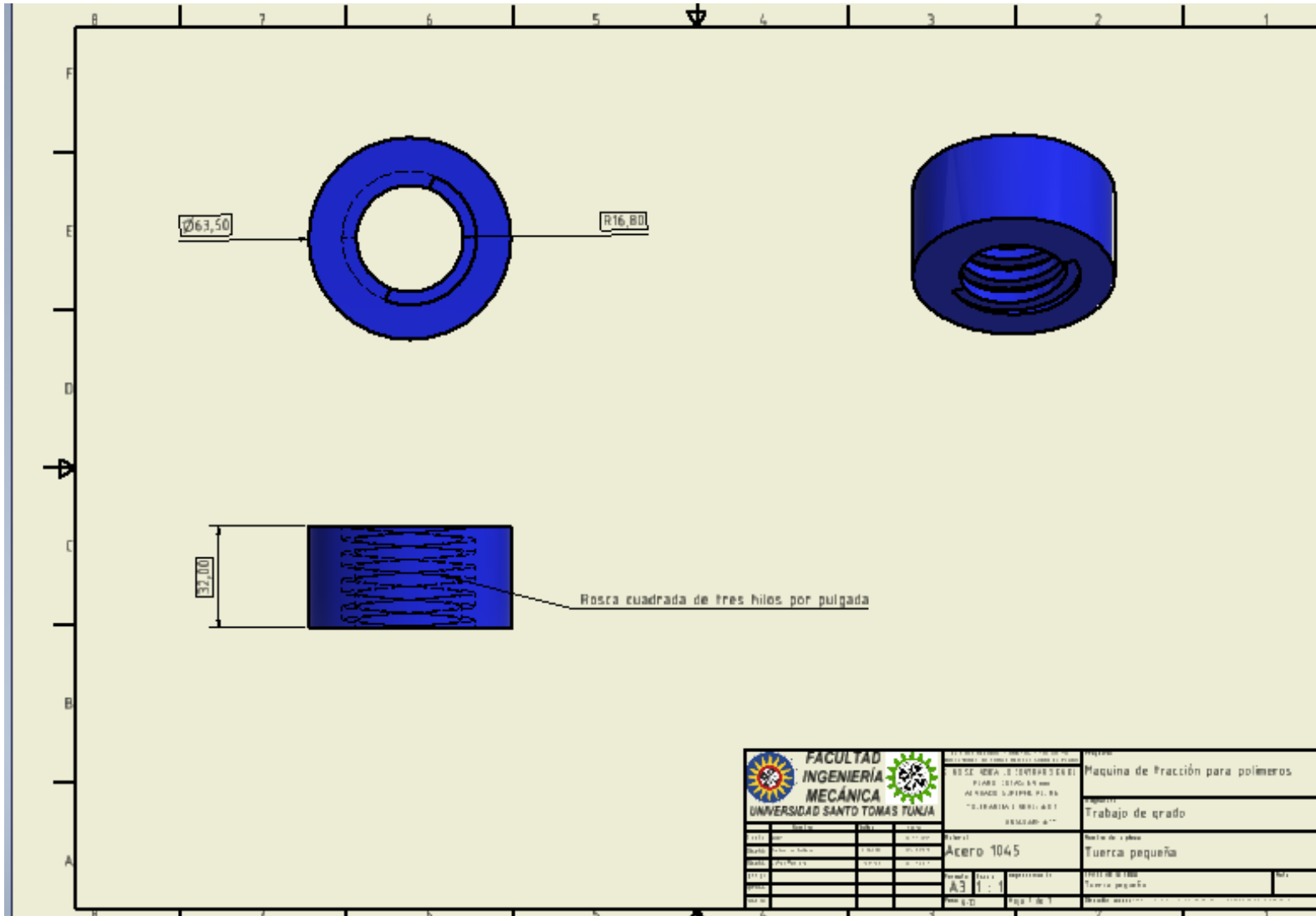
9. ANEXOS

Anexo 1



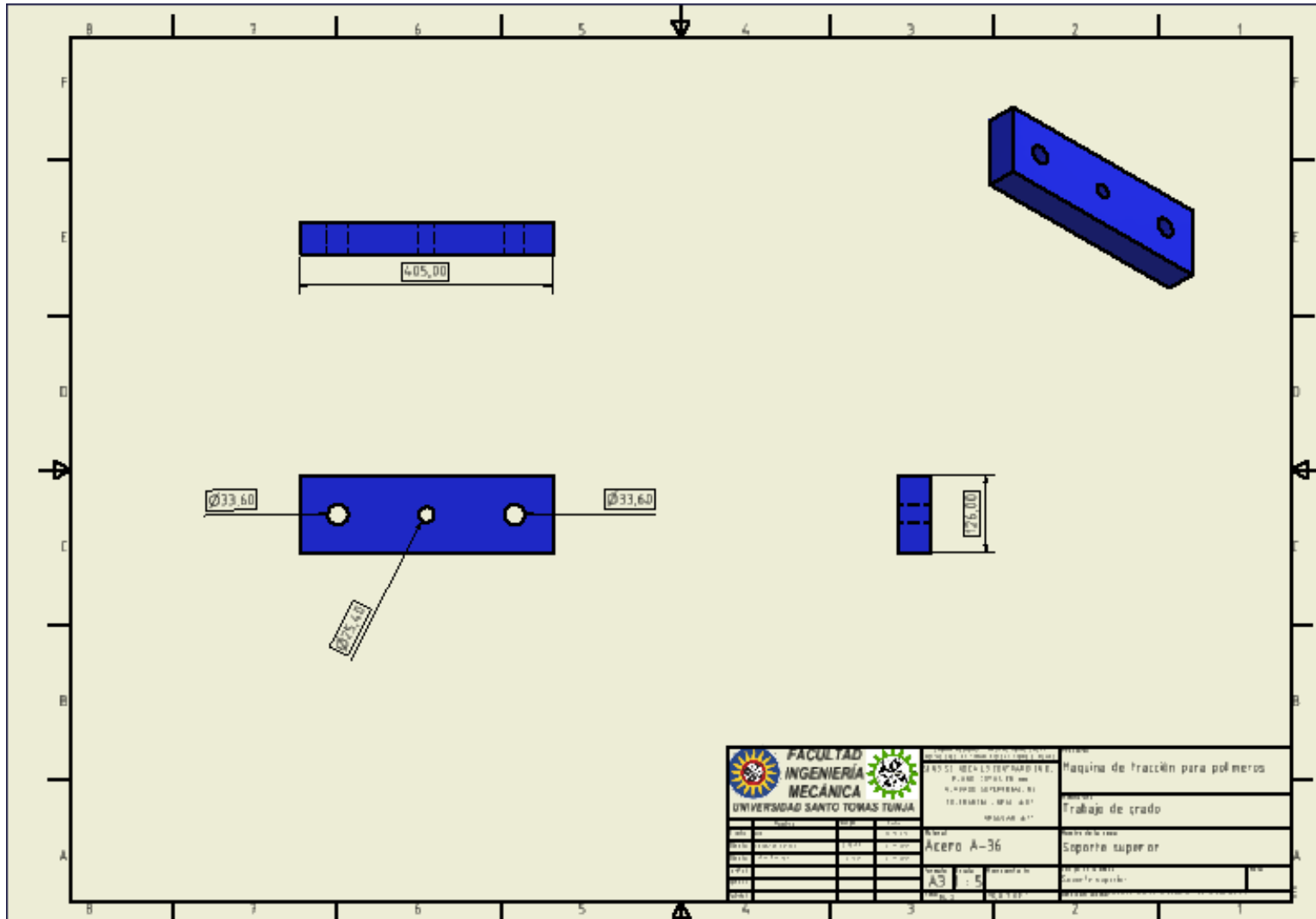
		CENTRO REGIONAL DE INVESTIGACIONES Y DESARROLLO TECNOLÓGICO INSTITUTO DE INVESTIGACIONES Y DESARROLLO TECNOLÓGICO		Nombre: Máquina de tracción para polímeros	
FACULTAD INGENIERÍA MECÁNICA UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS TUNJA		DIRECCIÓN GENERAL DE INVESTIGACIONES Y DESARROLLO TECNOLÓGICO PLAZA DE LA UNIVERSIDAD CALLE 100 No. 100 TELEFONO 4 - 8141 4111 BOGOTÁ D.C.		Proyecto: Trabajo de grado	
Autor: Fecha: Título: Tema: Área: Grado: Semestre: Año: Código: Fecha de entrega: Fecha de recepción: Fecha de calificación: Fecha de entrega final: Fecha de calificación final: Fecha de entrega final: Fecha de calificación final:		Materia: Acero 1045		Tipo de trabajo: Tornillos con rosca cuadrada (Potencial)	
Escala: Formato: Tipo de papel: Fecha de entrega: Fecha de calificación: Fecha de entrega final: Fecha de calificación final:		Formato: Tipo de papel: Fecha de entrega: Fecha de calificación: Fecha de entrega final: Fecha de calificación final:		Tipo de trabajo: Tornillos con rosca cuadrada (Potencial)	

Anexo 3

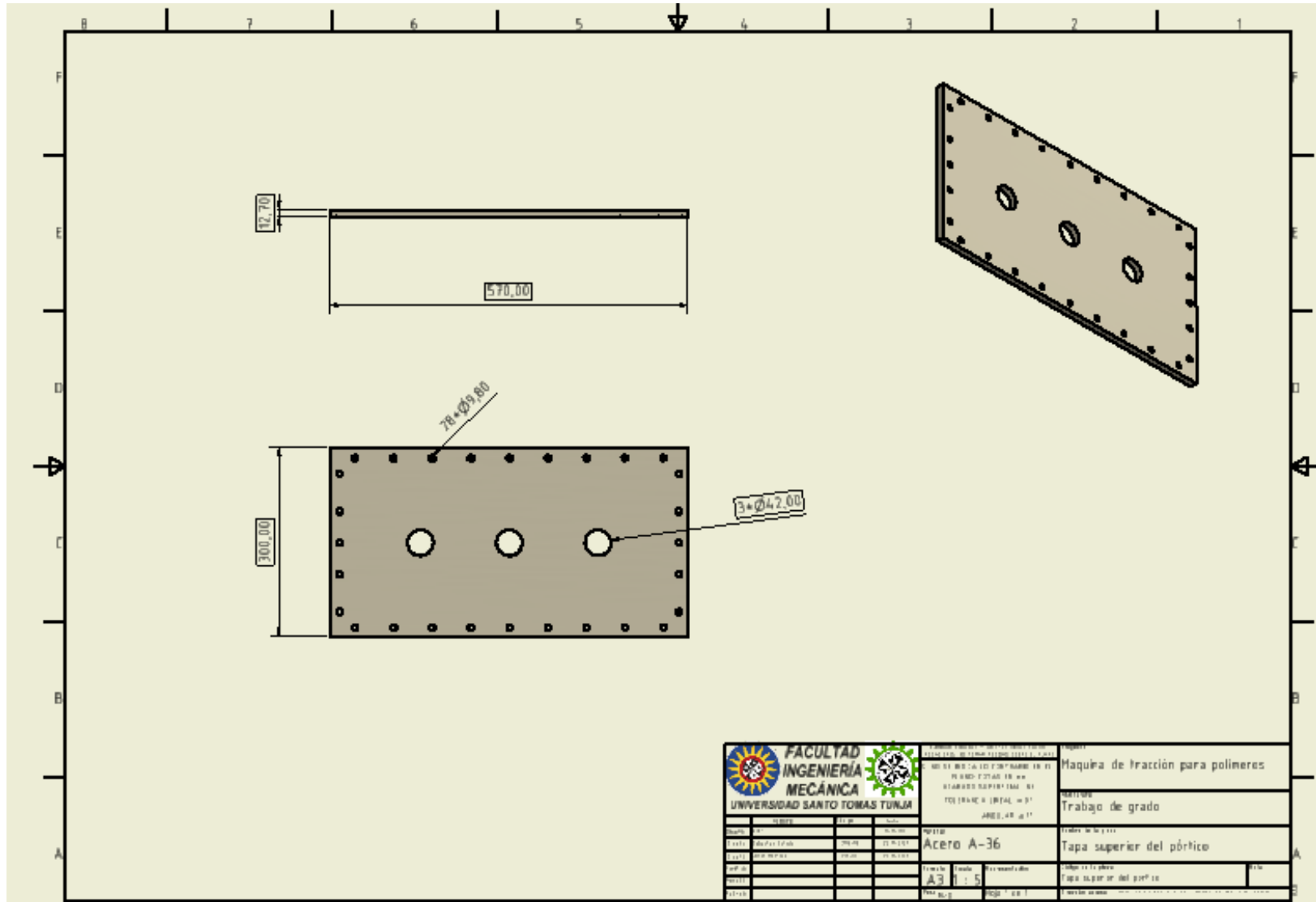


		INSTITUCIÓN EDUCATIVA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ALVARO UZCOPIN ALBA "SANTO TOMÁS DE AQUINO" BOGOTÁ - COLOMBIA	NOMBRE Máquina de Fracción para polímeros
			ASIGNATURA Trabajo de grado
		MATERIAL Acero 1045	TIPO DE PIEZA Tuerca pequeña
		ESCALA A3 1:1	FECHA DE ENTREGA Tercera semana
		HOJA N.º 1 DE 1	

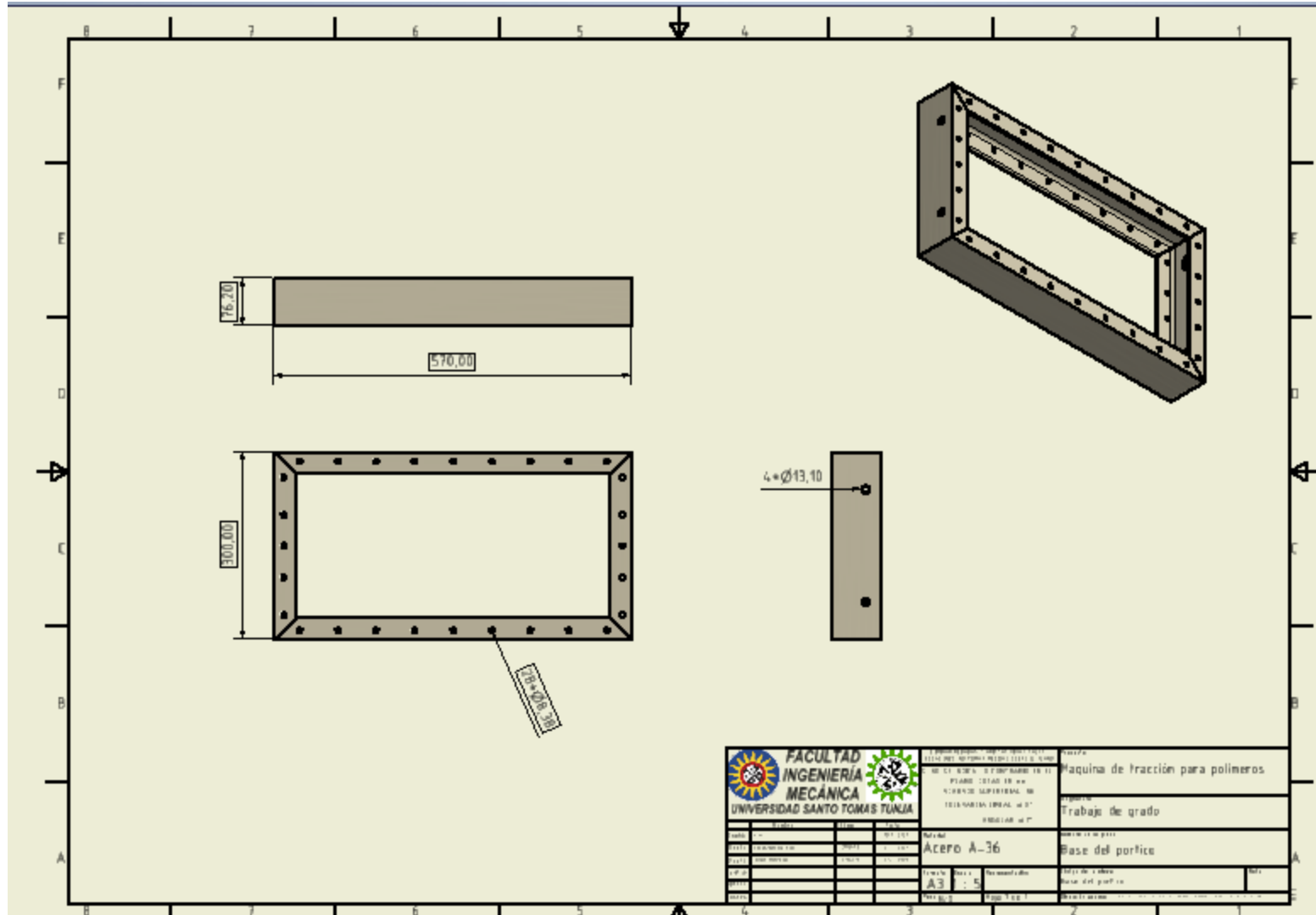
Anexo 4



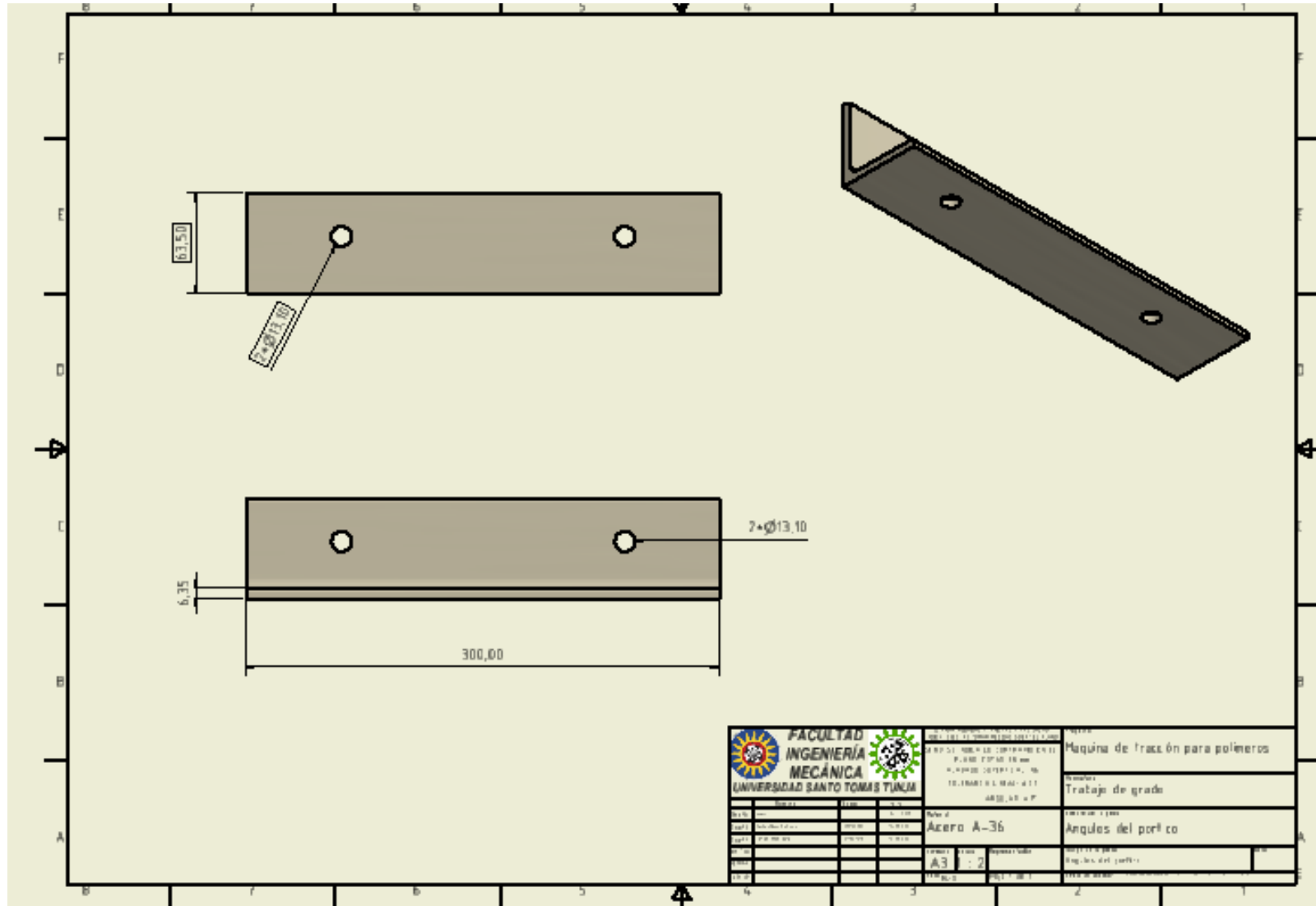
Anexo 5



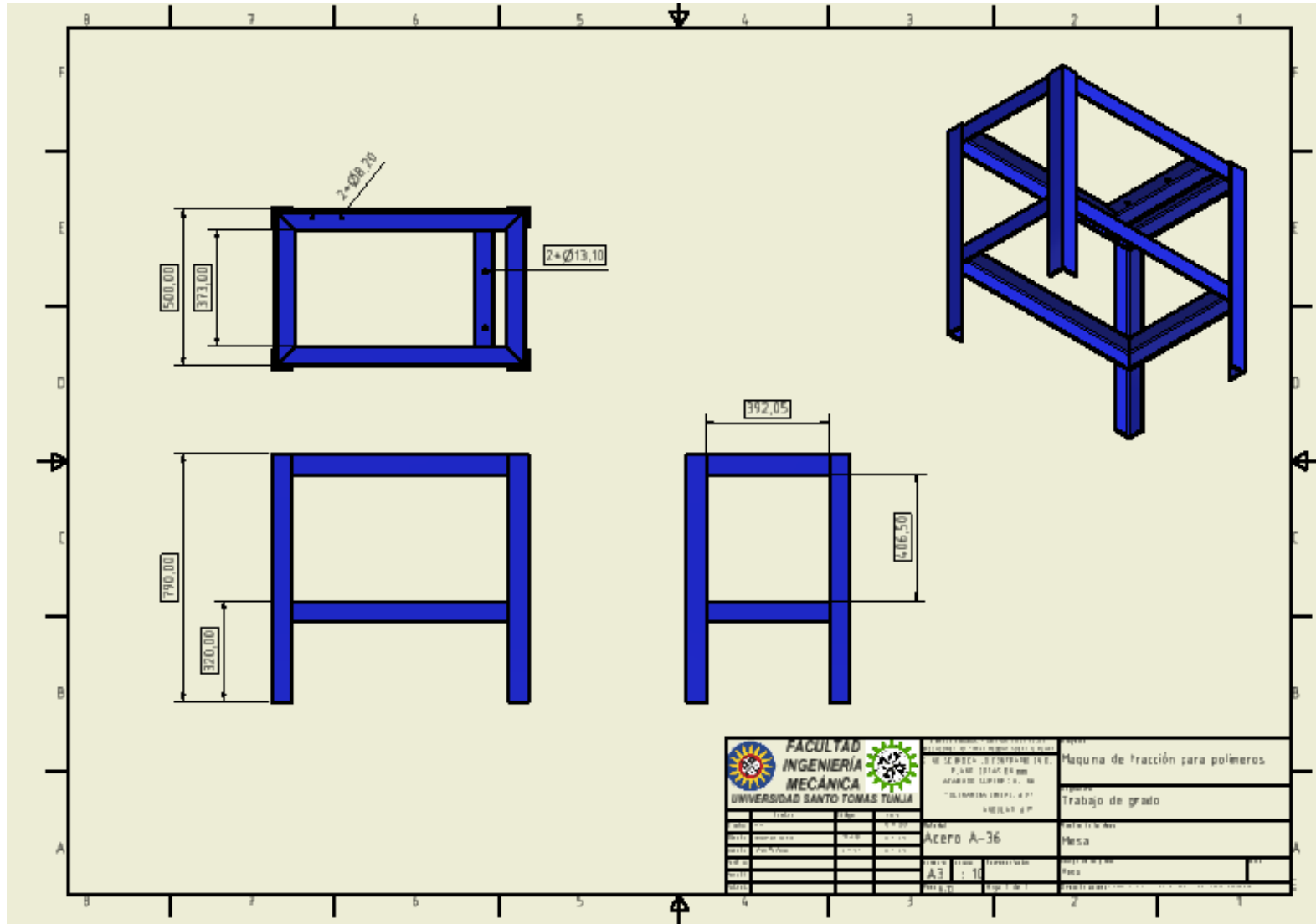
Anexo 6



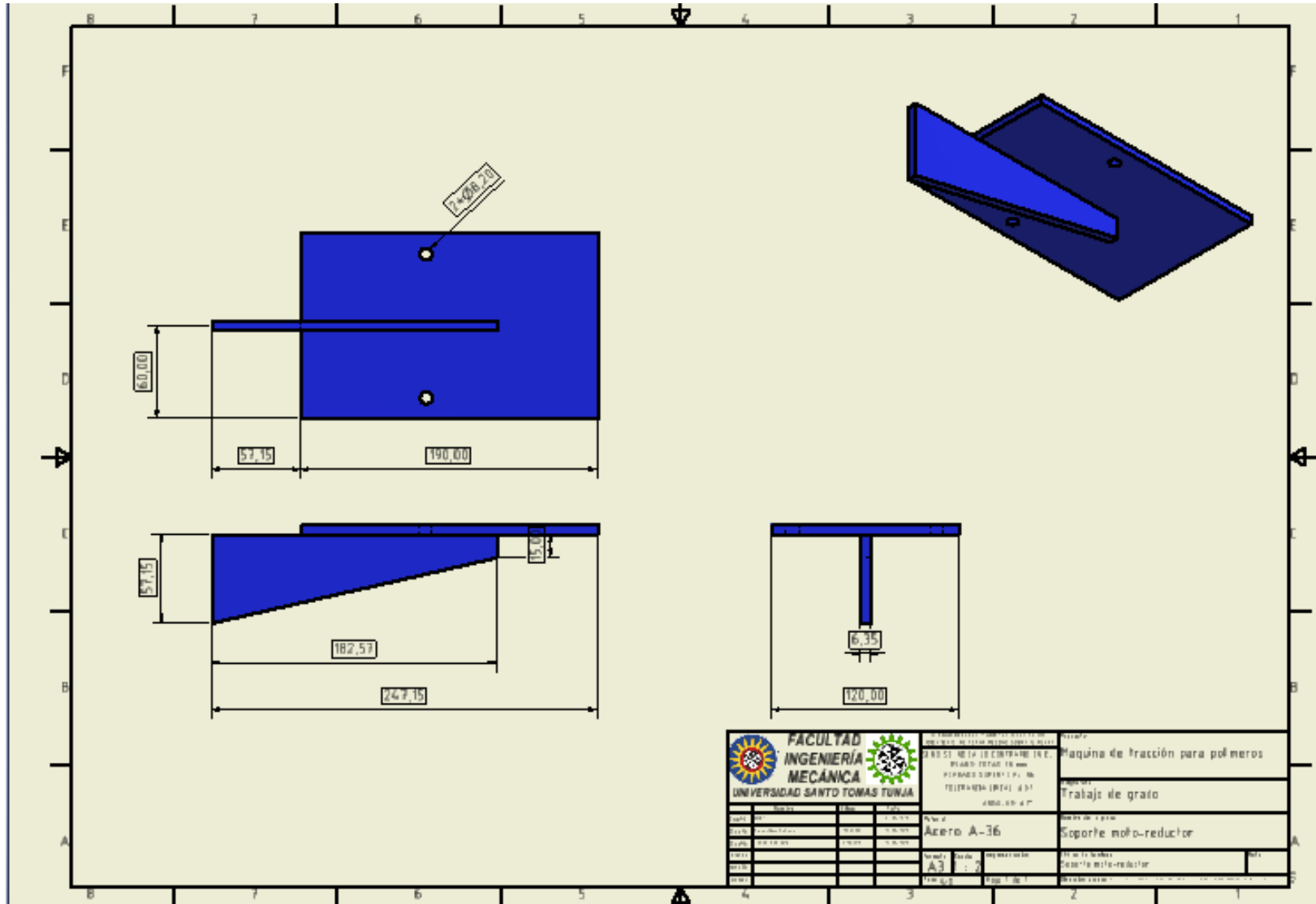
Anexo 7



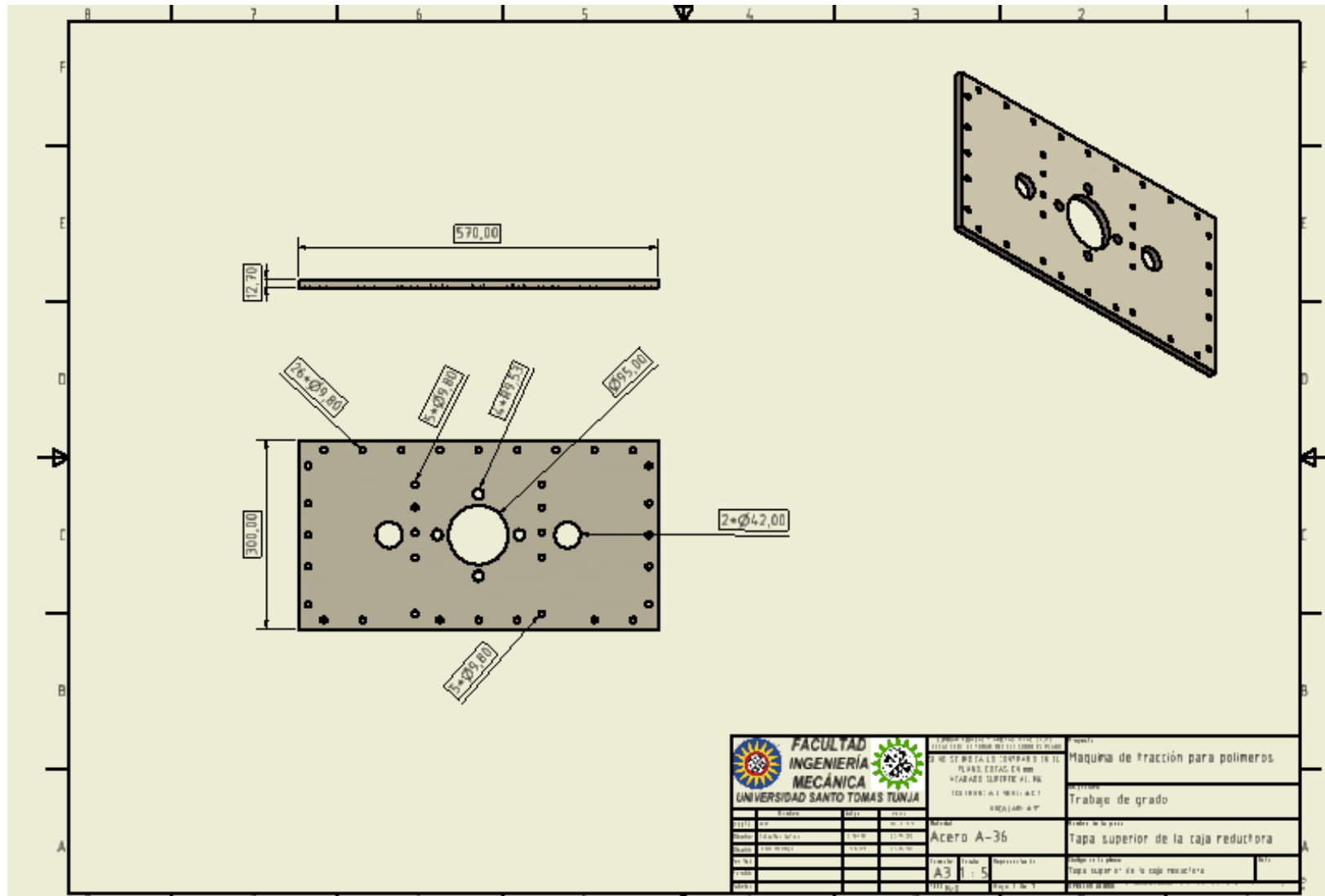
Anexo 8



Anexo 9

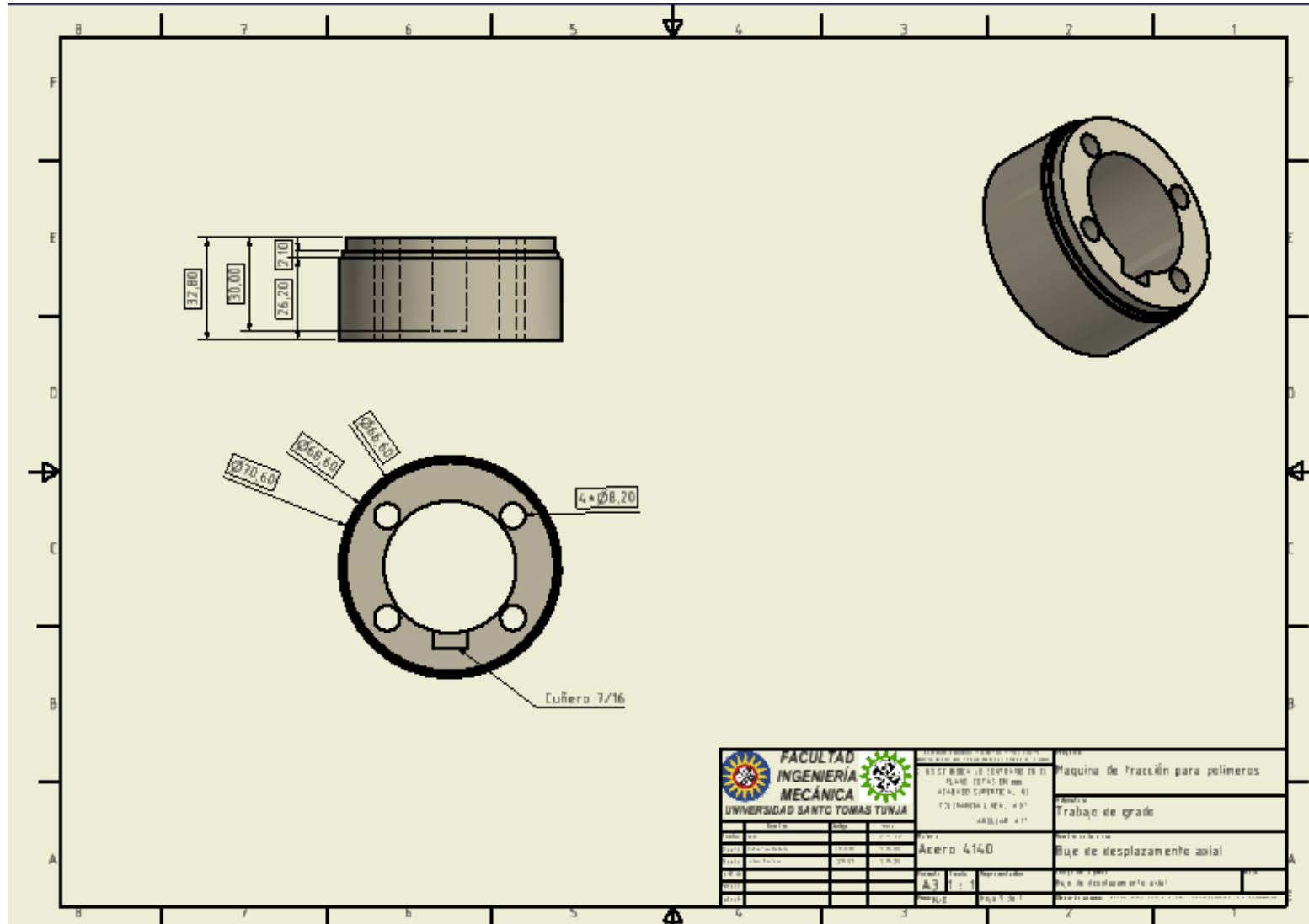


Anexo 10

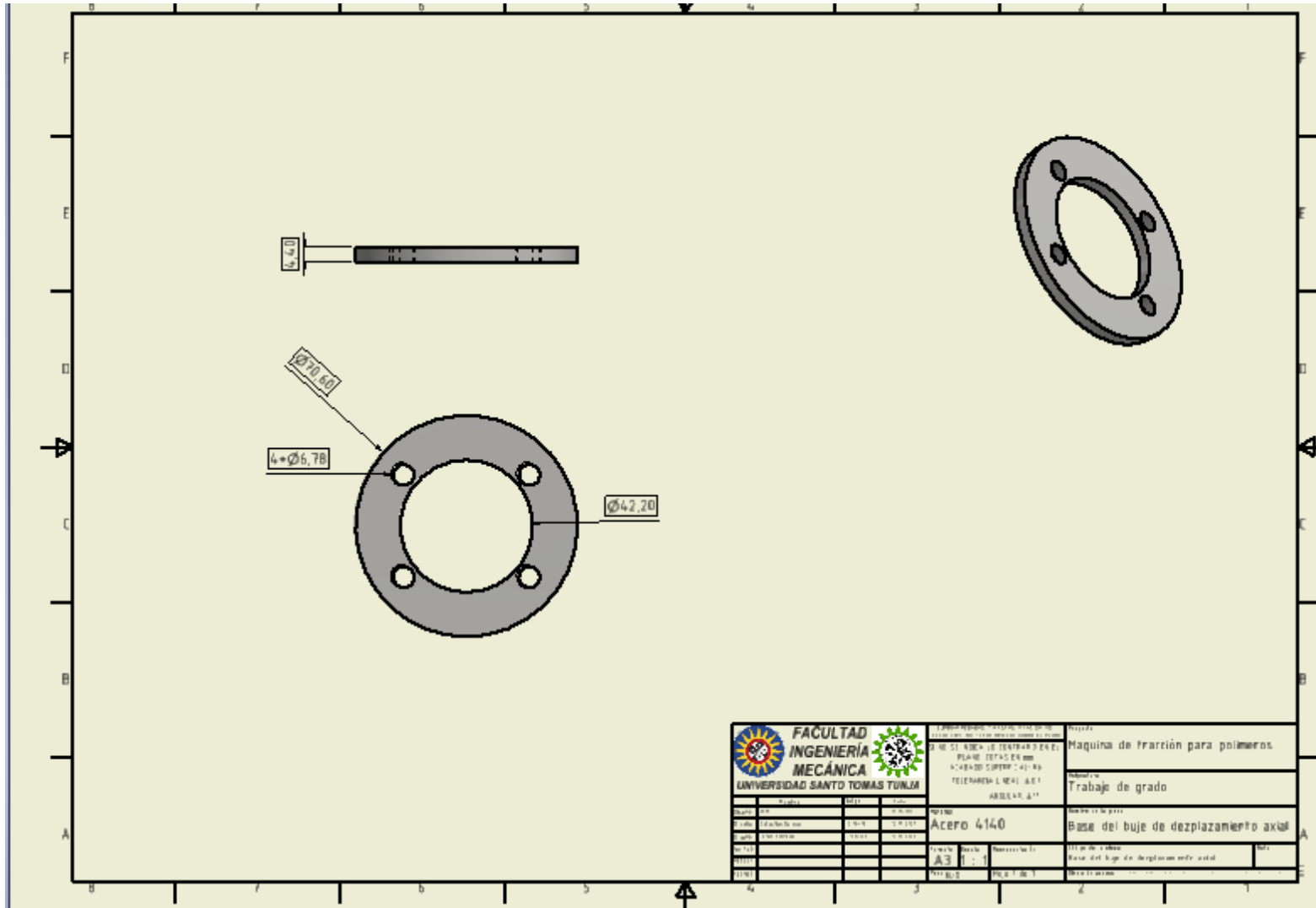


 FACULTAD INGENIERÍA MECÁNICA UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS TUNJA		CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA PLAN DE ESTUDIOS 2014 PLAN DE ESTUDIOS 2014 PLAN DE ESTUDIOS 2014	Nombre: Maquina de tracción para polimeros
Autor: Fecha: Título: Tema: Lugar: Año:		Materia: Acero A-36	Tipo de trabajo: Trabajo de grado
Profesor Guía: Profesor Asesor: Profesor Evaluador: Fecha de entrega: Fecha de defensa:		Escala: A3 1:5	Nombre del profesor: Tapa superior de la caja reductora

Anexo 11

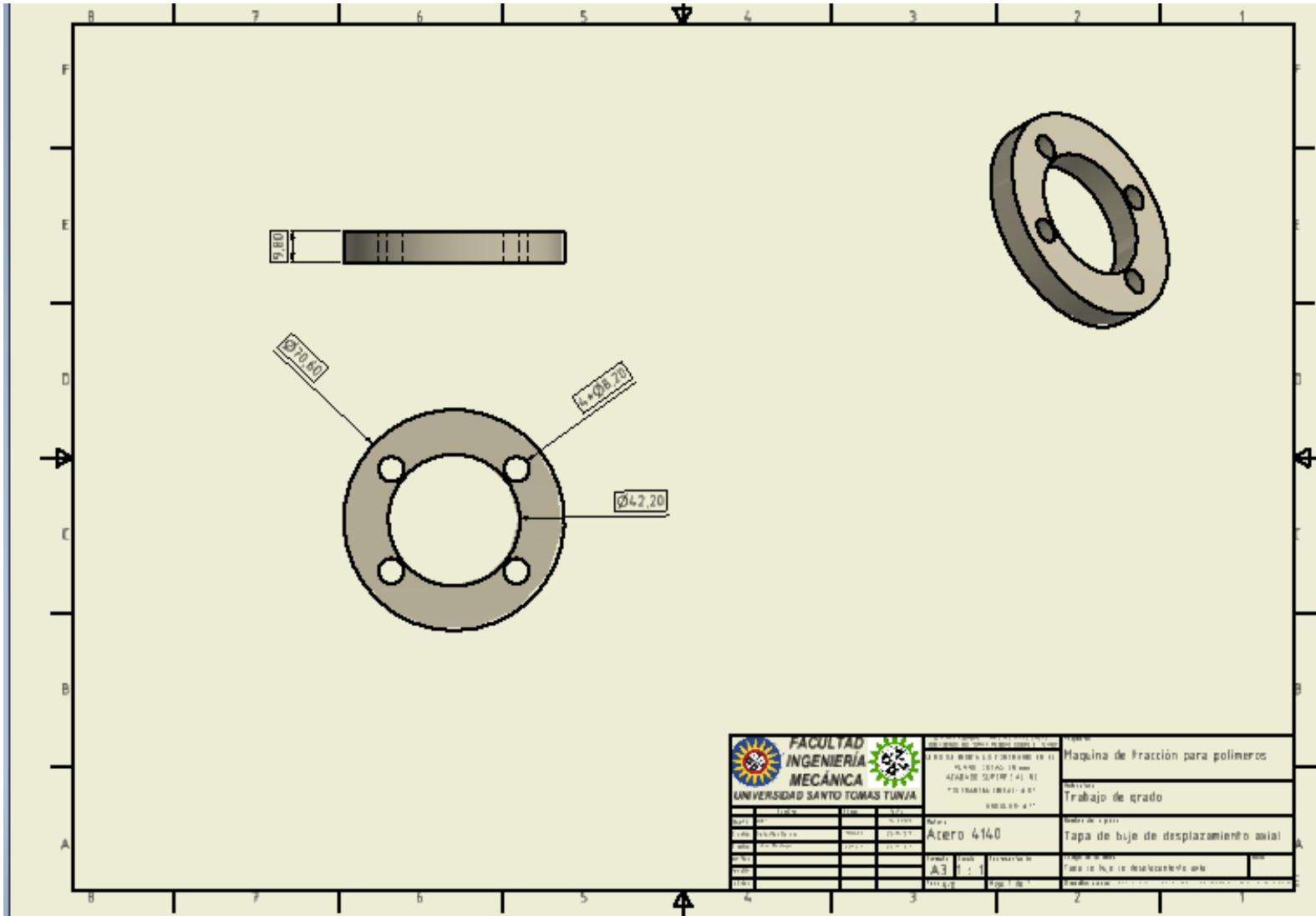


Anexo 12



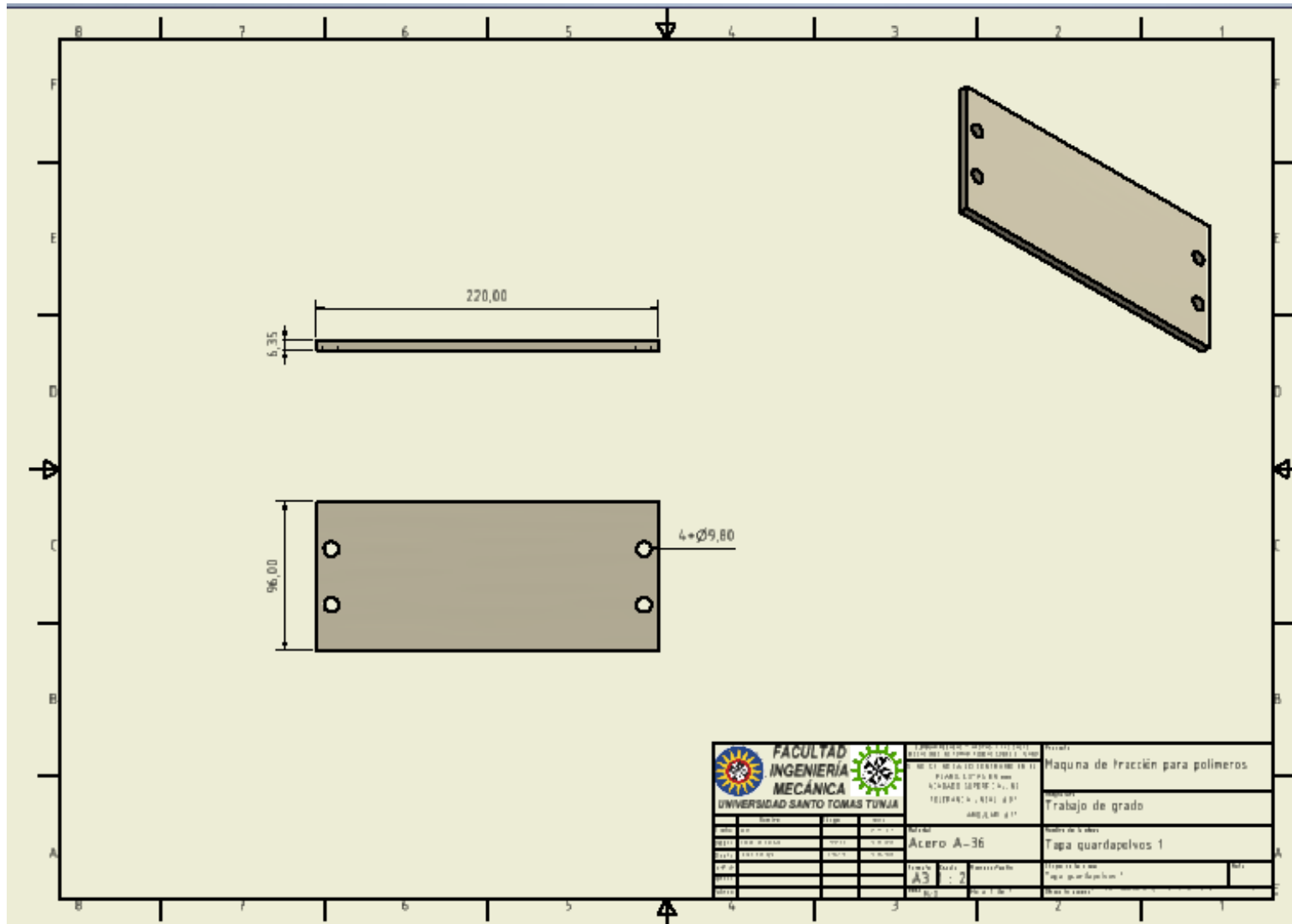
		FACULTAD INGENIERÍA MECÁNICA UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS TUNJA		DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA		Proyecto: Máquina de fricción para polímeros	
				PLAN DE TRABAJO EN EL LABORATORIO DE TELEFONO: 51 421 4111 ABOGADO: J. J.		Nombre: Trabajo de grado	
				Material: Acero 4140		Nombre de la parte: Base del buje de desplazamiento axial	
				Escala: A3 1:1		Fecha de entrega: Base del buje de desplazamiento axial	
				Fecha de entrega: 2023/08/11		Nombre del profesor: ...	

Anexo 13

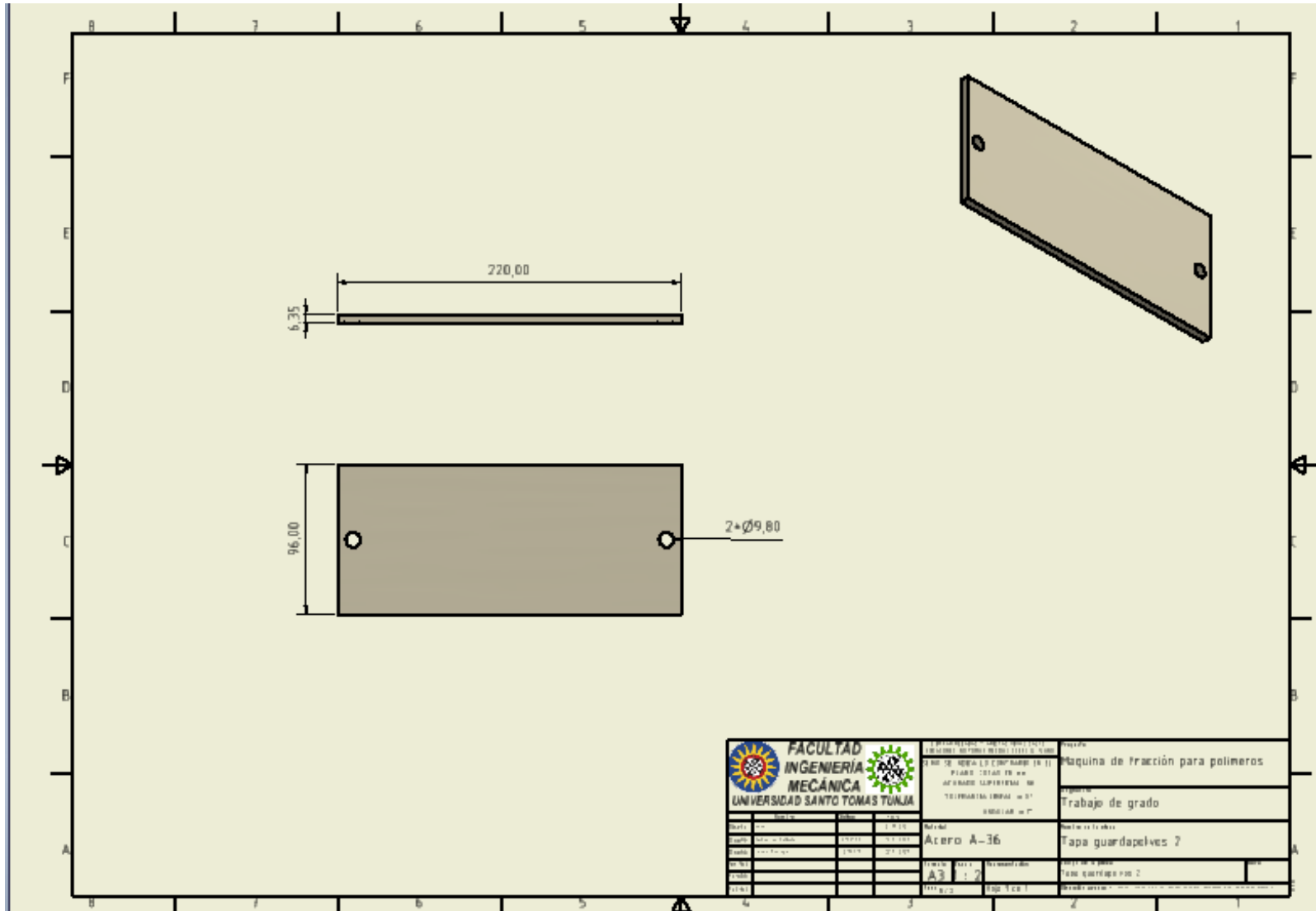


		INSTITUCIÓN EDUCATIVA SANTO TOMÁS FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA DEPARTAMENTO DE MECÁNICA DE MÁQUINAS Y MOTORES TUNJA - BOYACÁ		Nombre del Proyecto: Máquina de Fracción para polímeros Nombre del Curso: Trabajo de grado	
Autor:		Materia: Acero 4140		Nombre del Proyecto: Tapa de buje de desplazamiento axial	
Fecha:		Formato: A3		Nombre del Proyecto: Tapa de buje de desplazamiento axial	
Fecha:		Formato: 1 : 1		Nombre del Proyecto: Tapa de buje de desplazamiento axial	
Fecha:		Formato:		Nombre del Proyecto: Tapa de buje de desplazamiento axial	

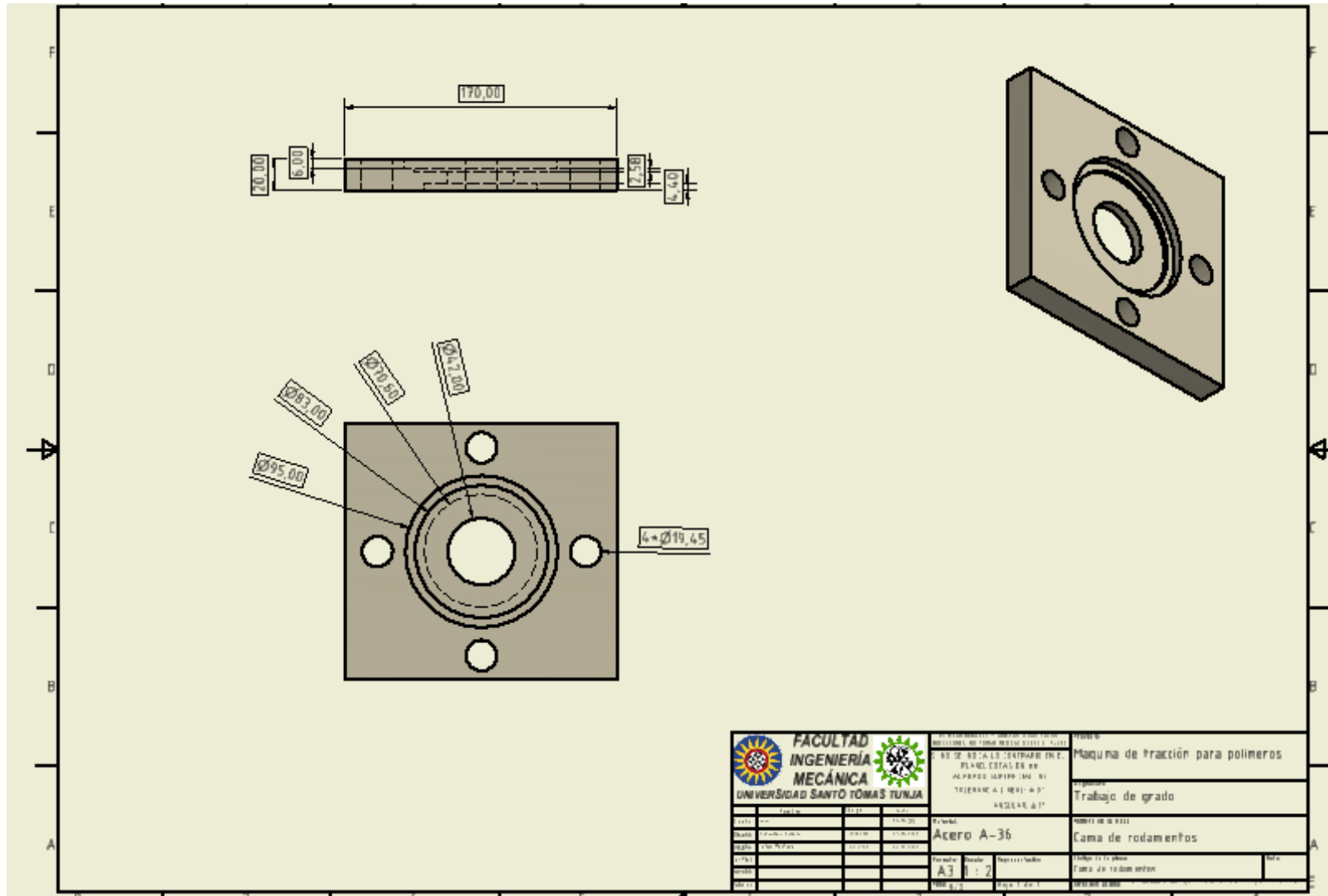
Anexo 14



Anexo 15

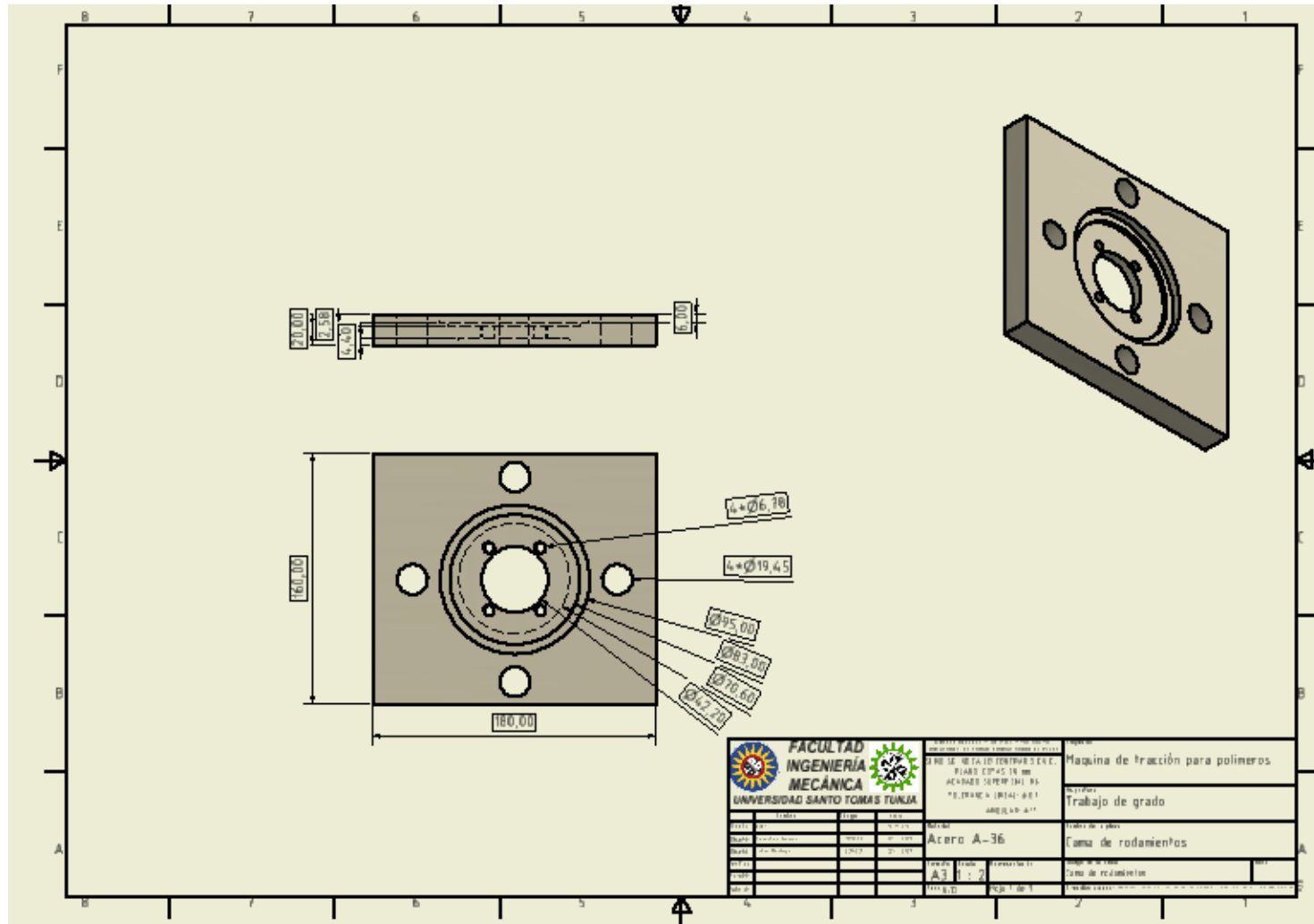


Anexo 16

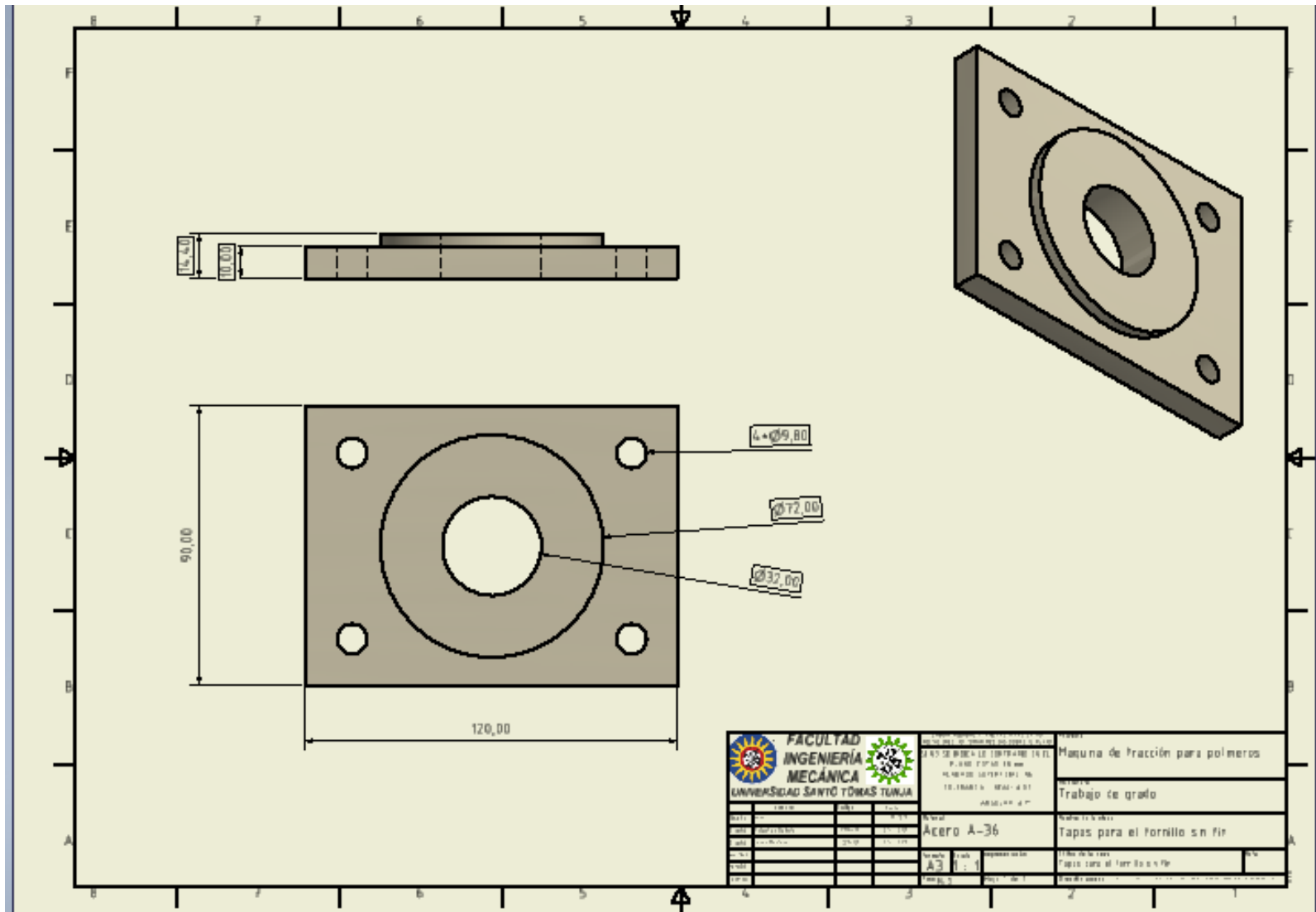


		INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUNJA FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ALVARO GUINZANO 91 TELÉFONO: 41 9991 4037 ANGELES 217		Nombre: Máquina de tracción para polímeros	
Fecha: / / Nombre: / / / / Grado: / / / / Carrera: / / / / Semestre: / / / / Profesor: / / / /		Material: Acero A-36		Objetivo de la pieza: Cama de rodamientos	
Escala: / / / / Formato: A3 Hoja: 1 Total de Hojas: 2		Lugar y Fecha: Tunja, / / / /		Nombre de la pieza: Cama de rodamientos	

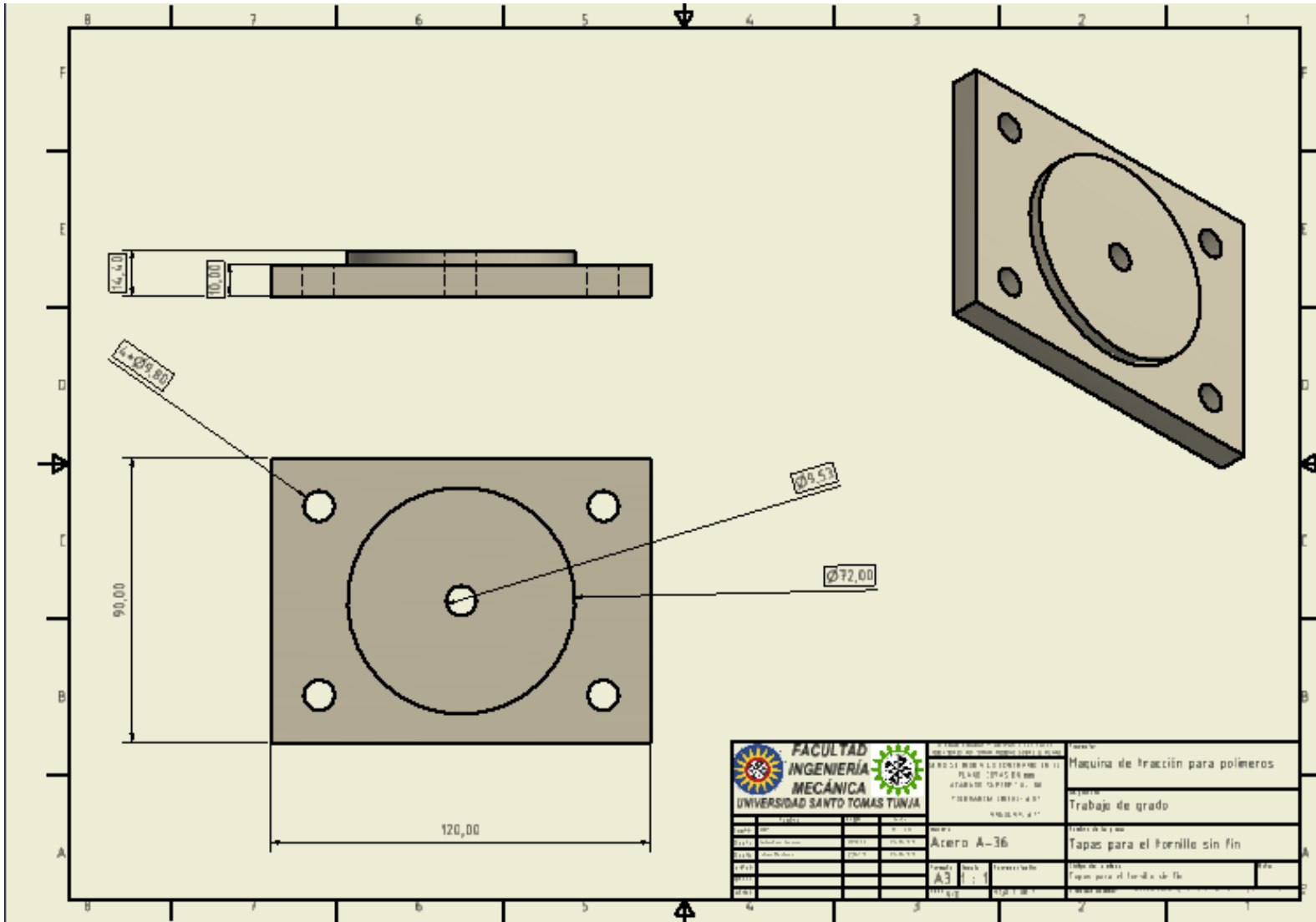
Anexo 17



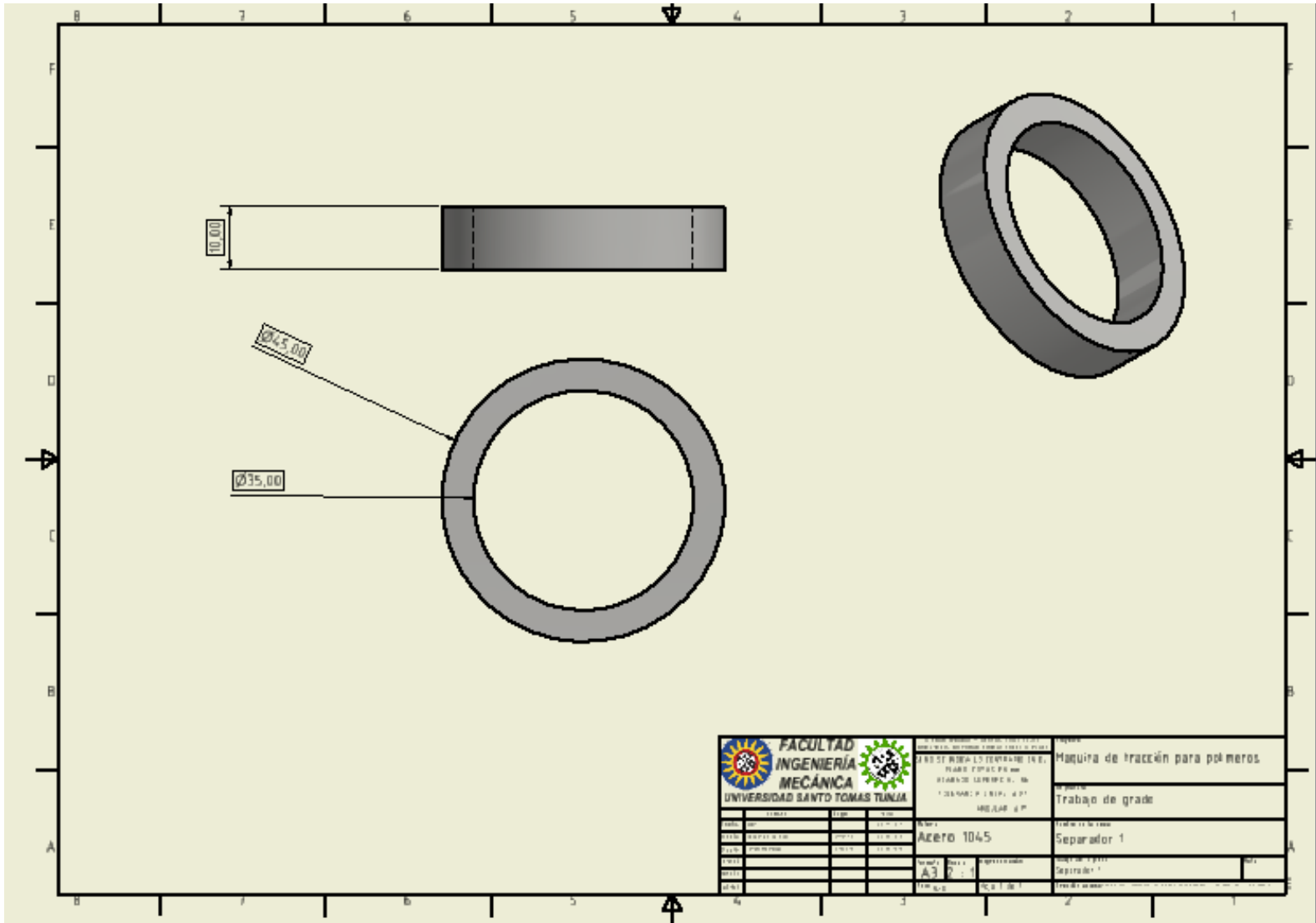
Anexo 18



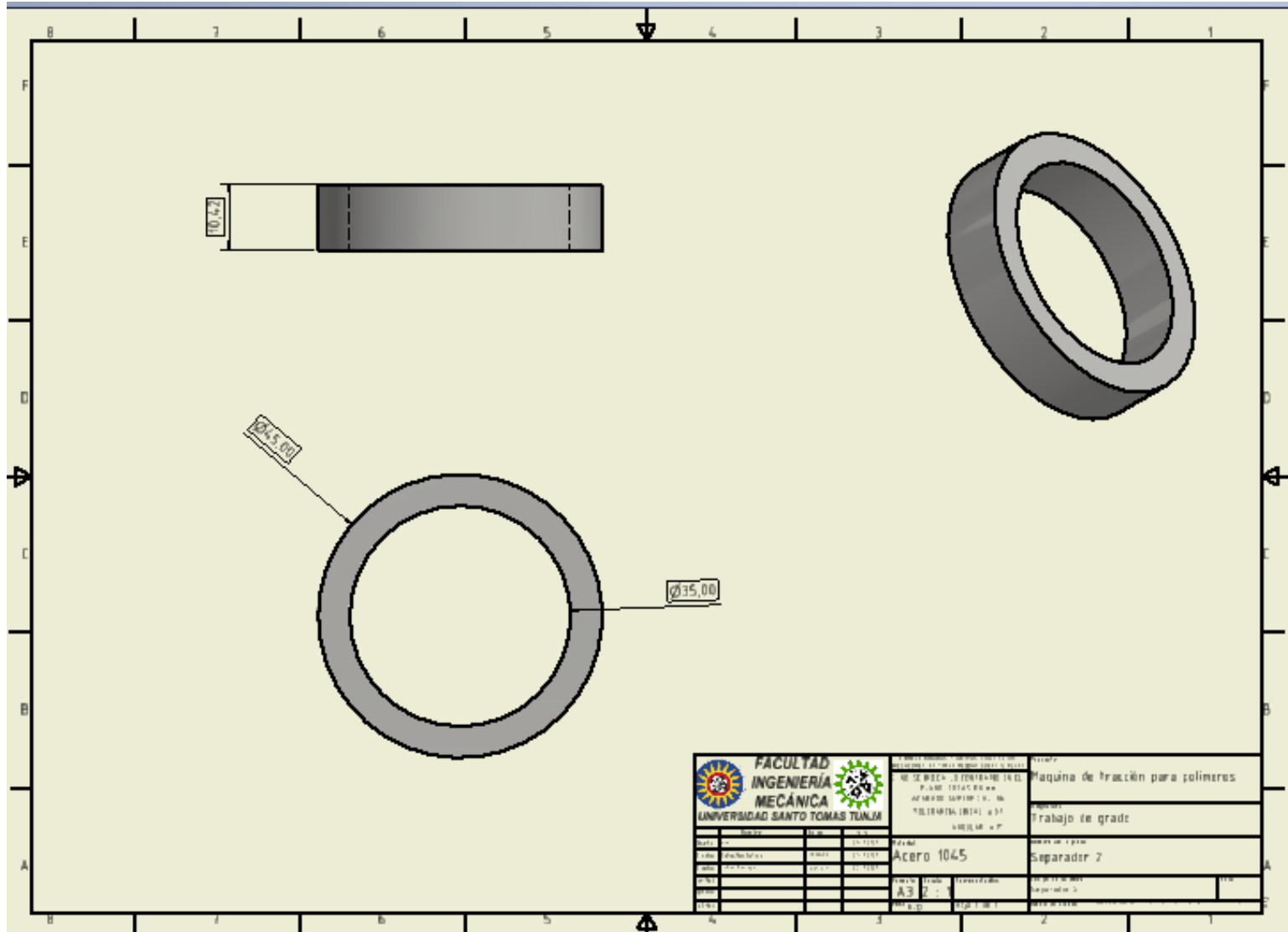
Anexo 19



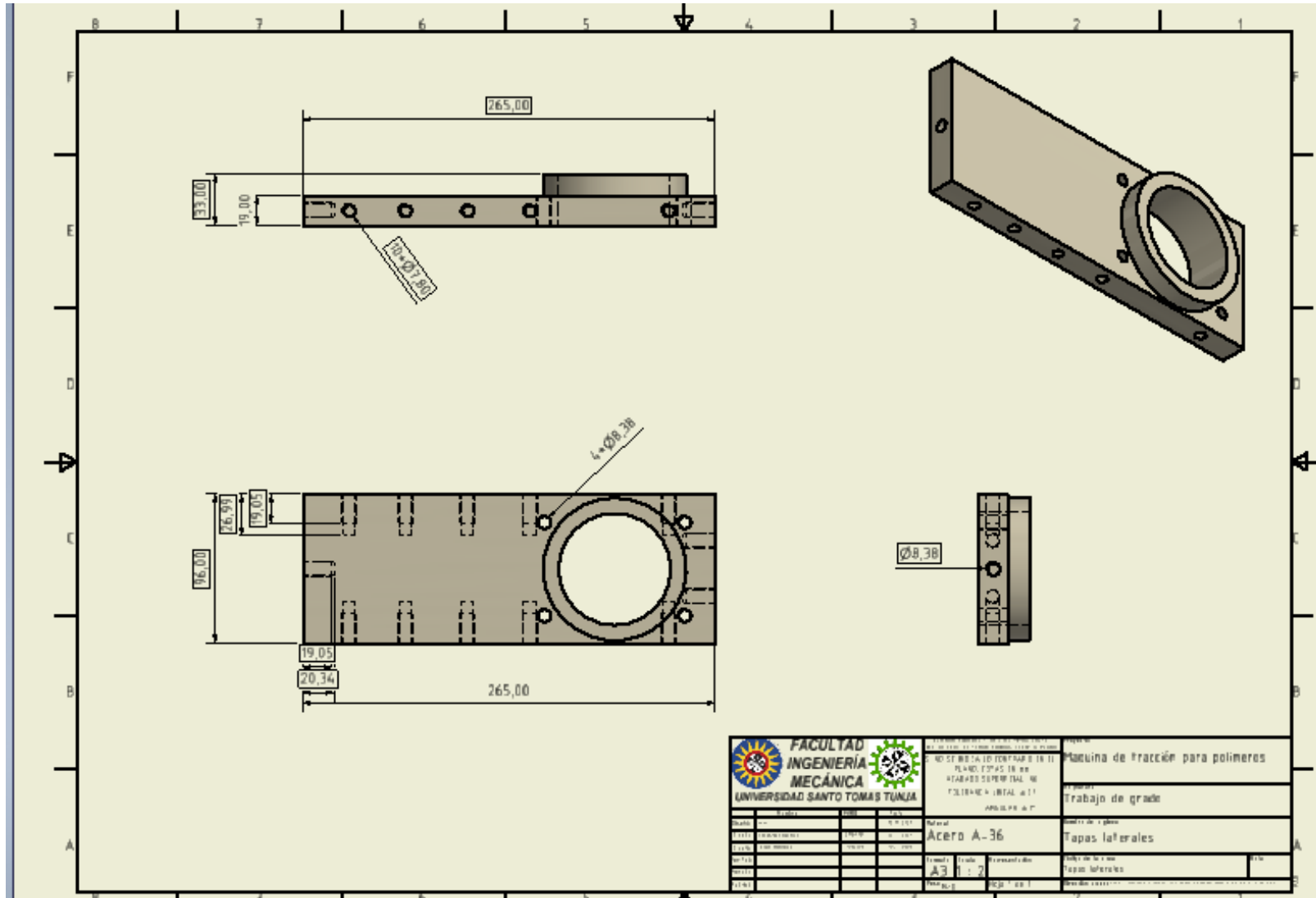
Anexo 20



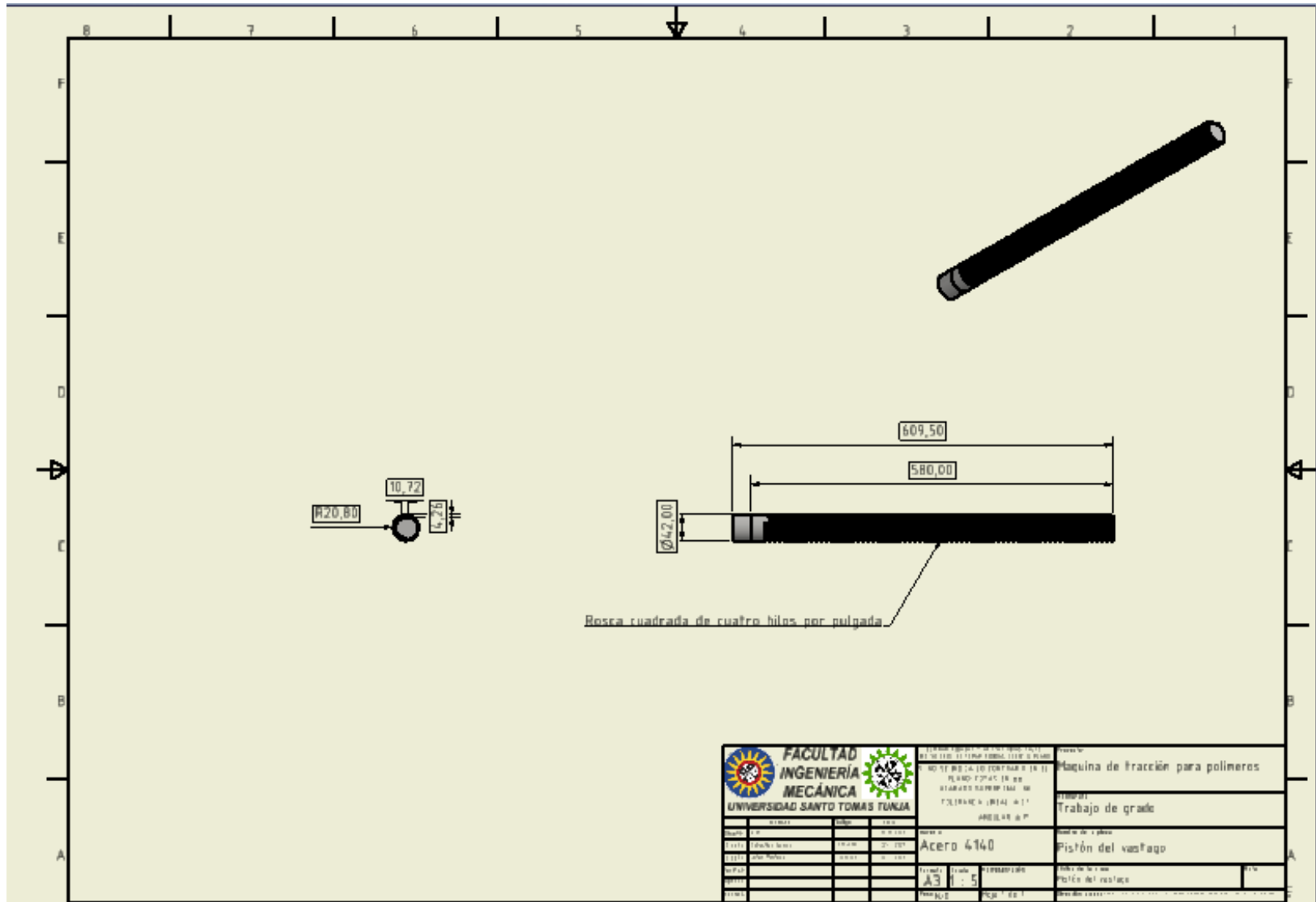
Anexo 21



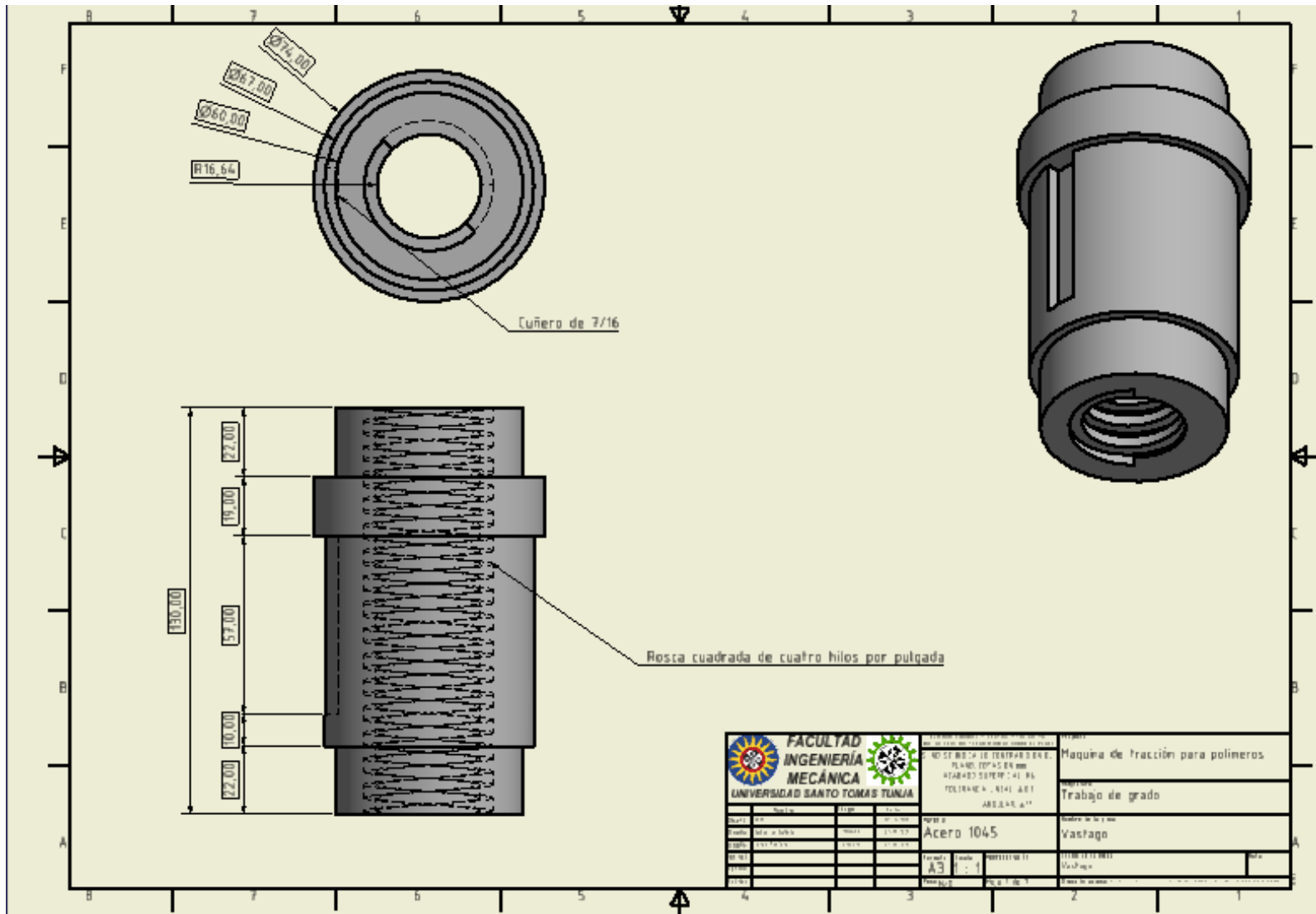
Anexo 22



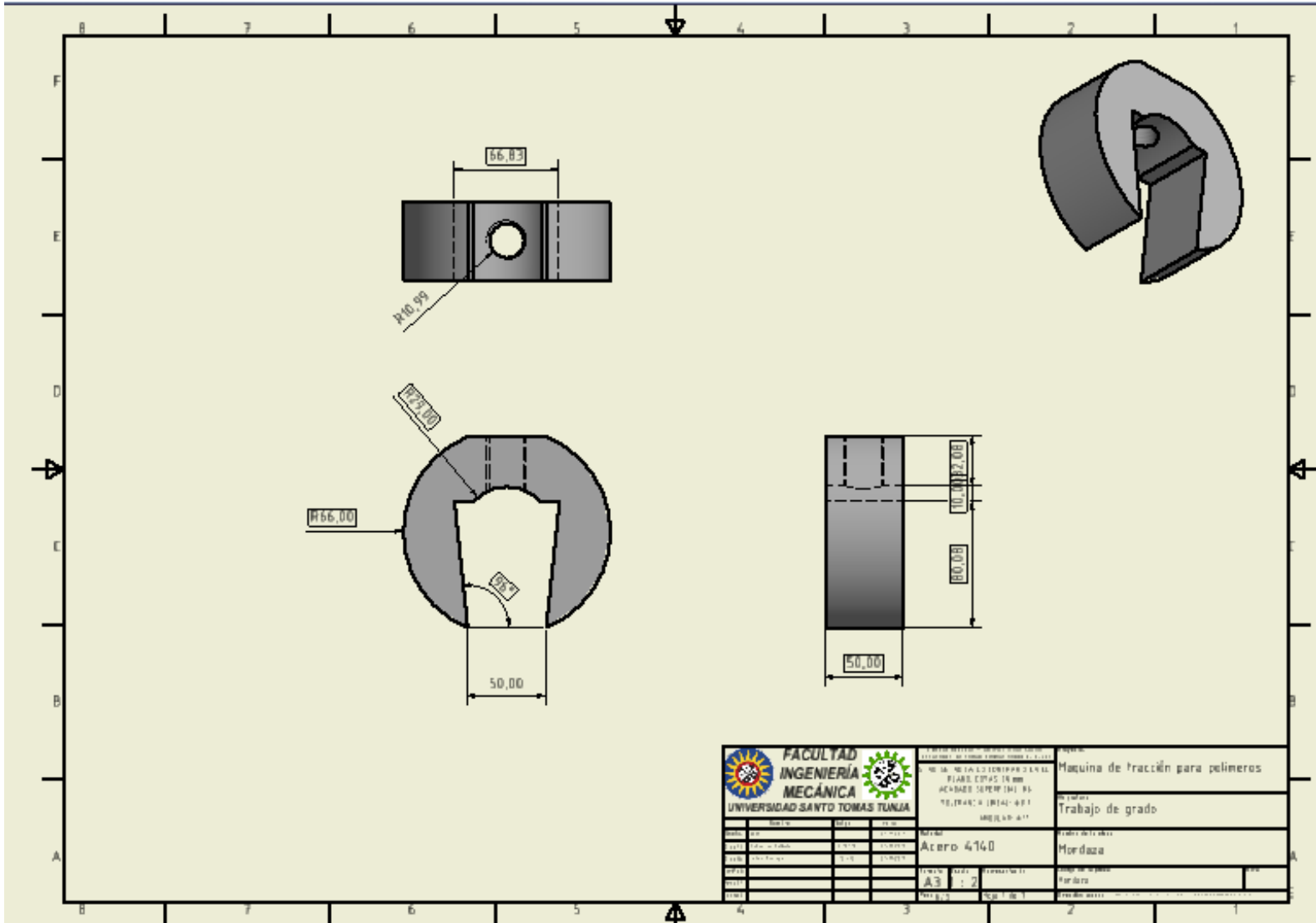
Anexo 23



Anexo 24

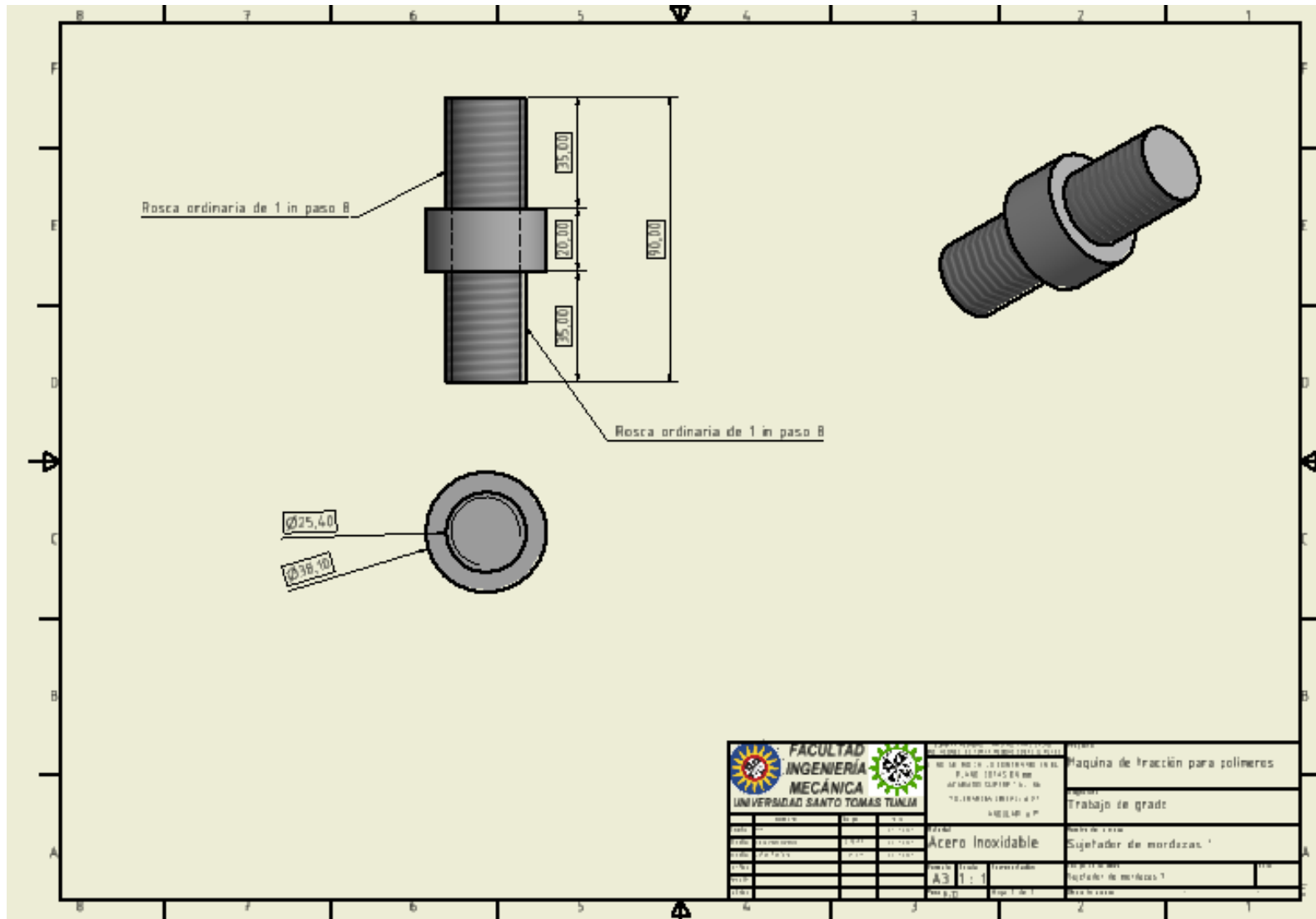


Anexo 25

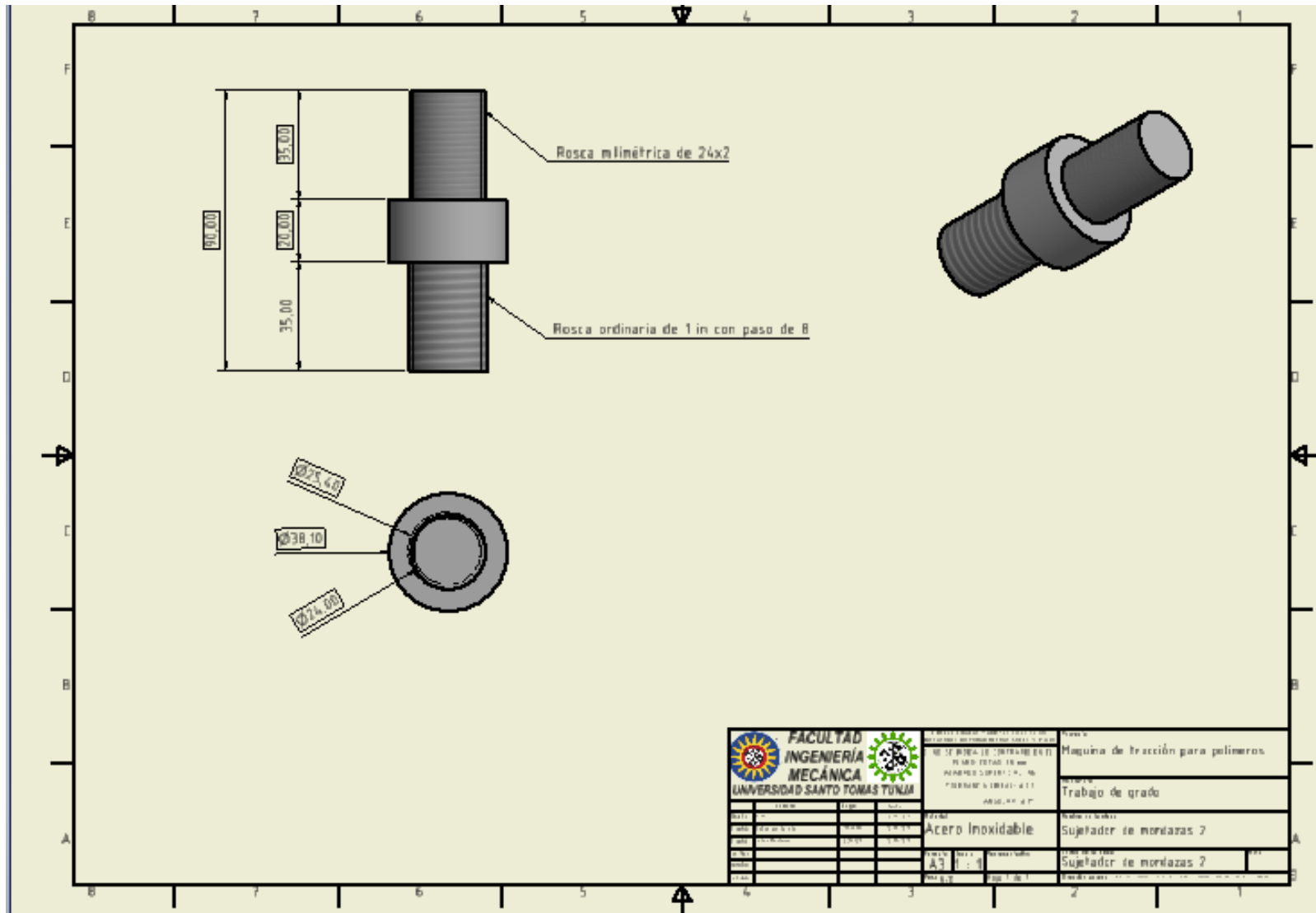


		INSTITUCIÓN EDUCATIVA SANTO TOMÁS TUNJA FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ACUERDO DEPT. DE INGENIERÍA MECÁNICA MODELO 411		Máquina de fracción para polímeros	
		Acero 4140		Trabajo de grado	
		A3 : 2		Mordaza	
		Hoja 1 de 1		Autor:	
				Fecha:	
				Título:	

Anexo 26



Anexo 27



Anexo 28

