



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO TÉCNICO

PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA Y MOLDE PARA COMPACTAR POLVO METÁLICO PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”.

AUTOR:

John Bryan Valencia Escobar

TUTOR:

Ing. Mg. Gonzalo López

AMBATO - ECUADOR

2019

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de tutor del trabajo de graduación, certifico que el presente Proyecto Técnico realizado por el Sr. John Bryan Valencia Escobar, egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, se desarrolló bajo mi tutoría, es un trabajo personal e inédito, bajo el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA Y MOLDE PARA COMPACTAR POLVO METÁLICO PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”**.

En el presente trabajo de graduación bajo mi tutoría fueron concluidos de manera correcta los 4 capítulos que conforman el proyecto técnico dentro del tiempo establecido según la normativa que rige en la Universidad Técnica de Ambato.

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad y puede continuar con el trámite pertinente.

Ambato, 07 de Junio de 2019.

A handwritten signature in blue ink, reading "Gonzalo E. Lopez", enclosed within a blue oval. Below the signature is a horizontal dotted line.

Ing. Mg. Gonzalo Eduardo López Villacis

Tutor

AUTORÍA DEL PROYECTO TÉCNICO

Yo, John Bryan Valencia Escobar. C.I. 0705006955, declaro que los contenidos y los resultados en el presente proyecto técnico, como requerimiento previo para la obtención del título de Ingeniero Mecánico, son absolutamente originales, auténticos y personales a excepción de las citas, tablas y gráficos de origen bibliográfico.

Ambato, 07 de Junio de 2019.

Autor



John Bryan Valencia Escobar

C.I. 0705006955

DERECHOS DE AUTOR

Yo, John Bryan Valencia Escobar, autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este proyecto técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi proyecto técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de éste documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando ésta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, 07 de Junio de 2019

Autor



John Bryan Valencia Escobar

C.I. 0705006955

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico realizado por el alumno John Bryan Valencia Escobar de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA Y MOLDE PARA COMPACTAR POLVO METÁLICO PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”**.

Ambato, 07 de Junio 2019

Para constancia firman:



.....
Ing. Francisco Agustín Peña Jordán



.....
Ing. César Hernán Arroba Arroba

DEDICATORIA

Con todo mi amor y cariño a mis padres, Edgar y Marisol por creer en mi capacidad, por todo el apoyo y comprensión que me brindaron para alcanzar este objetivo.

A mis hermanos Kevin y Steven, por su comprensión, apoyo y por cada palabra de aliento que me ayudó a alcanzar este logro.

A Johanna, por nunca desistir y ser mi fuente de motivación e inspiración para ser una mejor persona.

A mi familia, por alentarme y acompañarme, por cada palabra de apoyo y por no dejar de creer en mí.

A mis compañeros y amigos (Los del Barrio) por compartir su tiempo, alegría, sabiduría y apoyo para lograr que este sueño se haga realidad.

AGRADECIMIENTO

Gracias a todas las personas que formaron parte de este sueño, a mis padres Edgar y Marisol por su apoyo incondicional.

A los docentes de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica por brindarme su apoyo y conocimientos.

A mi tutor, Ing. Mg. Gonzalo López, por su colaboración y guía para alcanzar este objetivo.

A mis hermanos y demás familiares por el apoyo que siempre me brindaron día a día en el transcurso de cada año de mi carrera Universitaria.

ÍNDICE

A. PÁGINAS PRELIMINARES

PORTADA.....	I
CERTIFICACIÓN.....	II
AUTORÍA DEL PROYECTO TÉCNICO.....	III
DERECHOS DE AUTOR.....	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO.....	V
DEDICATORIA.....	VI
AGRADECIMIENTO.....	VII
ÍNDICE.....	VIII
ÍNDICE GENERAL.....	IX
ÍNDICE DE GRÁFICAS.....	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
RESÚMEN EJECUTIVO.....	XIV

ÍNDICE GENERAL	
CAPÍTULO I	1
ANTECEDENTES	1
1.1 Tema	1
1.2 Antecedentes	1
1.3 Justificación	3
1.4 Objetivos	4
1.4.1 Objetivo general	4
1.4.2 Objetivos específicos	4
CAPÍTULO II	5
FUNDAMENTACIÓN	5
2.1 Investigaciones previas	5
2.1.1 Principio de Pascal	7
2.1.2 Principio de Arquímedes y Flotabilidad	7
2.1.3 Fundamentos teóricos para el cálculo	8
2.1.3.1 Esfuerzo.	8
2.1.3.2 Esfuerzos uniformemente distribuidos.	9
2.1.3.3 Esfuerzos normales para vigas a flexión.	9
2.1.3.4 Esfuerzo cortante en vigas a flexión.	10
2.1.3.5 Esfuerzo cortante en vigas con sección estándar.	10
2.1.3.6 Concentración de Esfuerzos.	12
2.1.3.7 Torsión	13
2.1.3.8 Elementos sometidos a compresión general	13
2.1.3.9 Columnas largas de carga centrada	14
2.1.3.10 Columnas de longitud media con carga centrada	16
2.1.3.11 Cálculo de la relación de fuerzas.	17
2.1.4 Diseño de uniones no permanentes	18
2.1.4.1 Tornillos de potencia	18
2.1.4.2 Principio de Funcionamiento.	19
2.1.5 Selección de Materiales	23
2.1.6 Diagramas Esfuerzo vs Deformación	24

2.1.6.1	Elasticidad y Plasticidad	25
2.1.6.2	Elasticidad lineal y ley de Hooke.....	26
2.1.6.3	Relación de Poisson.....	26
2.1.7	Aceros para herramientas	27
2.1.8	Matriz o Molde.	29
2.1.8.1	Dimensionamiento del molde de compactación	30
2.1.8.2	Dimensionamiento del punzón de compactado.....	31
2.1.8.3	Muestra de polvo cilíndrico para ensayo de compresión	32
CAPÍTULO III.....		32
DISEÑO DEL PROYECTO		33
3.1	Selección de Alternativas.....	33
3.1.1	Tipos de prensas Hidráulicas	33
3.1.1.1	Prensas hidráulicas manuales.....	33
3.1.1.2	Prensas hidráulicas Convencionales	33
3.1.1.3	Prensas hidráulicas de banco.....	34
3.1.1.4	Prensas hidráulicas de pie.....	34
3.1.1.5	Prensas hidráulicas motorizadas.....	34
3.1.2	Parámetros de selección de la prensa hidráulica.....	36
3.1.3	Partes constitutivas de una prensa hidráulica.....	37
3.2	Selección de Materiales.....	38
3.2.2	Selección de material del punzón de compactación	39
3.2.3	Selección de material del dado de compactación.....	41
3.2.4	Selección de material de las columnas de la prensa hidráulica.....	41
3.2.5	Selección de material de las placas base de la prensa hidráulica.....	42
3.2.6	Selección de material del tornillo de potencia.....	42
3.3	Presiones de compactado para diversos polvos metálicos	43
3.4	Selección del elemento Hidráulico	44
3.4.1	Presión máxima de compactación necesaria	45
3.4.2	Cálculo de la fuerza de la Gata Hidráulica.....	45
3.4.3	Presión máxima de compactado.....	46
3.5	Diseño del tornillo de potencia	46

3.5.1	Diámetro menor.....	47
3.5.2	Ángulo de paso.....	48
3.5.3	Diámetro de paso	48
3.5.4	Avance	49
3.5.5	Auto bloqueo del tornillo de potencia.....	49
3.5.6	Eficiencia del Tornillo de Potencia	50
3.5.7	Esfuerzo cortante.....	50
3.5.8	Esfuerzo flexionante.....	51
3.5.8.1	Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca σ_B , que soporta 0,38F.	51
3.5.9	Esfuerzo cortante transversal.....	52
3.5.10	Esfuerzo cortante máximo	53
3.6	Diseño del roscado de columna.....	54
3.6.1	Diámetro menor.....	54
3.6.2	Ángulo de paso.....	55
3.6.3	Diámetro de paso	55
3.6.4	Avance	56
3.6.5	Auto bloqueo del tornillo	56
3.6.6	Eficiencia del Tornillo de Potencia	57
3.6.7	Esfuerzo cortante.....	57
3.6.8	Esfuerzo flexionante.....	58
3.6.8.1	Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca σ_B , que soporta 0,38F.	58
3.6.9	Esfuerzo cortante transversal.....	59
3.6.10	Esfuerzo cortante máximo	60
3.7	Diseño de la placa superior de la prensa.....	60
3.7.1	Determinación de reacciones en la placa superior	61
3.7.2	Determinación de momentos en la placa superior.....	62
3.7.3	Determinación de esfuerzo cortante en la placa superior.....	63
3.7.4	Determinación de momentos de inercia en la placa superior.....	63
3.7.4.1	Resumen de esfuerzos en la placa superior	64
3.7.4.2	Esfuerzo a la Falla de la placa superior	64
3.7.4.3	Factor de Seguridad de la placa superior.....	65

3.8	Diseño de la placa Inferior de la prensa.....	69
3.8.1	Determinación de reacciones en la placa inferior.....	69
3.8.2	Determinación de momentos en la placa inferior.....	70
3.8.3	Determinación del esfuerzo cortante en la placa inferior.....	71
3.8.4	Determinación de momentos de inercia en la placa inferior.....	72
3.8.4.1	Resumen de esfuerzos en la placa inferior.....	72
3.8.4.2	Esfuerzo de falla de la placa inferior.....	73
3.8.4.3	Factor de Seguridad de la placa inferior.....	73
3.8.5	Factor de seguridad de la placa inferior optimizada con refuerzos.....	73
3.8.5.1	Cálculo de áreas.....	73
3.8.5.2	Cálculo de centros de gravedad.....	73
3.8.5.3	Cálculo de inercias.....	74
3.8.5.4	Sumatoria de inercias equivalentes..... ¡Error! Marcador no definido.	
3.9	Diseño de los punzones de compactación.....	76
3.10	Fabricacion de dados de compactación.....	76
3.11	Diseño de Uniones no permanentes.....	76
3.11.1	Diseño de tuercas sometidas a aplastamiento.....	78
3.11.2	Diseño de tuercas sometidas a flexión.....	78
3.12	Componentes de la prensa hidráulica de compactación.....	79
3.13	Obtención de probetas de polvo metálico.....	81
3.14	Velocidades de avance para mecanizado.....	82
3.14.1	Velocidad de avance para roscado externo.....	83
3.14.1.1	Velocidad de avance mecanizado de columnas.....	83
3.14.1.2	Velocidad de avance para mecanizado de tornillo de potencia.....	84
3.14.1.3	Velocidad de avance para mecanizado de punzones de compactación.....	85
	CAPITULO IV.....	87
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	87
4.1	Conclusiones.....	87
4.2	Recomendaciones.....	88

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 2-1 Esquematización de una prensa hidráulica [1].....	6
Gráfica 2-2. Aplicaciones del Principio de Pascal [2].....	7
Gráfica 2-3 Principio de Arquímedes y Flotabilidad [2].....	8
Gráfica 2-4 Viga recta en flexión positiva [3].....	10
Gráfica 2-5. Esfuerzos Cortantes en una viga rectangular [3].	10
Gráfica 2-6. Torsión de un eje sólido [3].....	13
Gráfica 2-7. Condiciones de extremos columna larga con carga centrada [4].....	14
Gráfica 2-8. Curva de Euler mediante la ecuación 2.1 y $C = 1$ [3].	16
Gráfica 2-9. Pernos y Tornillos de potencia [3].	18
Gráfica 2-10. Tornillo de Potencia y diagrama de fuerzas [3].....	19
Gráfica 2-11. Terminología de Roscas de Perno [3].	22
Gráfica 2-12. Diagrama Esfuerzo vs Deformación del acero estructural [4].....	24
Gráfica 2-13. Configuración del proceso de compactación del polvo metálico [5]...28	
Gráfica 2-14. Dimensionamiento Matriz de compactación del polvo metálico [5]...29	
Gráfica 2-15. Dimensionamiento del punzón de compactación polvo metálico [5]...30	
Gráfica 2-16. Dimensionamiento de la probeta de polvo metálico compactada [5]. .30	
Gráfica 3-1. Ensamble de prensa hidráulica convencional [6].	37
Gráfica 3-2. Ensamble de prensa hidráulico convencional[Autor].	47
Gráfica 3-3. Esquema del elemento hidráulico[Autor].	61
Gráfica 3-4. Tornillo de potencia[Autor].	6
Gráfica 3-5. Placa superior de la prensa hidráulica[Autor].	62
Gráfica 3-6. Diagrama de cuerpo libre de la placa superior[Autor].	63
Gráfica 3-7. Diagrama de área – momento de la placa superior de la prensa[Autor]66	
Gráfica 3-8. Diagrama de esfuerzos cortantes en la placa superior[Autor].	69
Gráfica 3- 9. Seccion transversal, placa superior de prensa hidráulica[Autor].	70
Gráfica 3-10. Geometría de la placa inferior de prensa hidráulica[Autor].....	71
Gráfica 3-11. Diagrama de área – momento de la placa inferior[Autor].....	76
Gráfica 3-12. Diagrama de esfuerzo cortante de la placa inferior [Autor].....	69

Gráfica 3-13. Punzones de compactación de polvo metálico [Autor].....	74
Gráfica 3-14. Partes constitutivas de la prensa hidráulica [Autor].....	79
Gráfica 3-15. Prensa hidráulica de compactación de polvo metálico [Autor].	77
Gráfica 3-16. Probetas de polvo metálico en análisis de dimensiones [Autor].....	79

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1. Secciones comerciales de perfiles estructurales [3].....	11
Tabla 2-2. Constantes de condiciones finales de las columnas de Euler [3].	14
Tabla 2-3. Tipos de Acero de herramientas [4].	23
Tabla 3- 1. Clasificación de Prensas hidráulicas según su de forma [Autor].	35
Tabla 3- 2. Matriz de ponderación[Autor].	35
Tabla 3-3. Elementos que componen la prensa hidráulica convencional [6].	38
Tabla 3-4. Propiedades del acero AISI-SAE D3 (K100) [7].	40
Tabla 3-5. Propiedades del acero AISI-SAE 1018 [7].	41
Tabla 3-6. Propiedades del acero AISI SAE 1045 [7].	42
Tabla 3-7. Propiedades del acero AISI SAE 4340 [7].	43
Tabla 3-8. Presiones de compactado para principales polvos metálicos [8].	44
Tabla 3-9. Resumen de esfuerzos axiales en el tornillo de potencia [Autor].	49
Tabla 3- 10. Resumen de esfuerzos axiales en el tornillo de potencia [Autor].	59
Tabla 3-11. Resumen de esfuerzos transversales de la placa superior [Autor].	64
Tabla 3-12. Resumen de esfuerzos transversales de la placa inferior [Autor].	72
Tabla 3-13. Partes constitutivas de la prensa probetas pulvimetalurgicas [Autor]..	80
Tabla 3- 14. Análisis dimensional de probetas obtenidas[Autor].	78
Tabla 3-15. Velocidad de corte distintos materiales [12].	83

RESUMEN EJECUTIVO

Tema: Diseño y construcción de una prensa y molde para compactar polvo metálico para el laboratorio de materiales de la carrera de Ingeniería Mecánica.

Este proyecto tiene como finalidad desarrollar una metodología para el diseño y construcción de prensas hidráulicas con aplicaciones a la pulvimetalurgia, además permite a las personas interesadas en el tema determinar las teorías de diseño más significativas para este caso. Para esto se realizó el proceso de manufactura de los elementos de compactado de polvo metálico, según la norma ASTM B 925-03, la cual permite la preparación y producción de probetas para ensayos pulvimetalúrgicos P/M”, y para cada elemento mecánico de la prensa hidráulica, considerando las teorías de diseño aprendidas en el transcurso de la carrera, puestas en práctica en este tema de tesis.

Para la fabricación de las probetas pulvimetalúrgicas se efectuó una serie de muestras se evaluó su geometría para determinar su validez mediante un calibrador pie de rey 6”/150 mm marca insize que brinda un porcentaje mínimo de error según lo establece la norma ASTM B 925-03.

Después de haber realizado el análisis de las dimensiones de probetas obtenidas, se evidenció que las dimensiones de estas pruebas se mantenían en el rango de tolerancia establecido por la norma ASTM B 925-03.

Con esto se logró verificar el óptimo funcionamiento de la máquina y que nuestro proyecto cumplió con los objetivos establecidos para los diferentes ensayos de probetas.

EXECUTIVE SUMMARY

Theme: Design and construction of a press and mold to compact metal powder for the materials laboratory of the Mechanical Engineering degree.

This project aims to develop a methodology for the design and construction of hydraulic presses with powder metallurgy applications, and also allows people interested in the subject to determine the most significant design theories for this case. For this, the manufacturing process of the metal powder compacting elements was carried out, according to ASTM B 925-03, which allows the preparation and production of specimens for P / M powder metallurgical tests, and for each mechanical element of the hydraulic press, considering the design theories learned in the course of the career, put into practice in this thesis topic.

For the manufacture of powder metallurgical specimens, a series of samples were made and their geometry was evaluated to determine their validity by means of a 6 "/ 150 mm insize brand king foot calibrator that provides a minimum percentage of error as established by ASTM B 925 -03.

After having performed the analysis of the dimensions of specimens obtained, it was evidenced that the dimensions of these tests were maintained within the tolerance range established by ASTM B 925-03.

With this, it was possible to verify the optimal operation of the machine and that our project met the objectives established for the different test specimens.

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1 Tema

Diseño y construcción de una prensa y molde para compactar polvo metálico para el laboratorio de materiales de la carrera de Ingeniería Mecánica.

1.2 Antecedentes

La investigación realizada para el diseño y construcción de la prensa hidráulica, es lograr la obtención de probetas, mediante el proceso de compactación de polvos metalúrgicos, que presenta a continuación:

Blaise Pascal concluyó que, al aplicar presión a un líquido contenido en un recipiente, se transmitía la misma intensidad en todas las direcciones, logrando mediante este principio obtener fuerzas muy grandes utilizando otras de menor escala, determinando así que este rendimiento guarda mucha similitud con el de la palanca, pues se obtienen fuerzas mayores que las ejercidas, pero se disminuye la velocidad y longitud de desplazamiento, en similar proporción.

Barba M. Luis y Reyes T. Omar, determinaron el cálculo y diseño para una prensa hidráulica tipo C, así como las etapas fundamentales del dimensionamiento del elemento mecánico, para lo cual hicieron muchas pruebas basándose en sus teorías aprendidas, y construyendo los diferentes prototipos de prensas; concluyendo las aplicaciones, ventajas y desventajas de cada tipo de prensa analizada. Brindándonos toda la información para próximas investigaciones previas de este tema.

José L. Fernández y Gregorio Coronado determinaron que la prensa es una máquina capaz de generar una fuerza elevada, aplicando sobre ella una presión relativamente

pequeña. Esto se logró mediante un experimento el que consistía en llenar un depósito de gran resistencia que poseía dos aberturas, una de superficie mayor (S1) y otra de menor (S2). Dicho reposito puede estar ocupado por un fluido, agua o aceite y en cada abertura se sitúa un embolo para ejercer las fuerzas; esto ayudo a revolucionar las investigaciones previas ya que dio una nueva perspectiva al diseño hidráulico.

MIKELS, determinó el principio de pascal que se utiliza en operaciones cotidianas simple y complejas como son para levantar vehículos, también se usa en los sistemas de frenos (al pisar al pedal, se aplica una fuerza mayor a las ruedas para que disminuyan su velocidad) o incluso para prensar materiales con poco esfuerzo. Este principio es principalmente utilizado en la industria automotriz ya que ayuda a desprender o a armar piezas de diferentes tamaños como amortiguadores, para sistemas de frenos, para la formación de diafragmas y colocación de bujes. Esto se determinó mediante la ayuda de José L. Fernández y Gregorio Coronado.

Ojeda. M. determinó que una prensa hidráulica manual es una máquina que sirve para compactar algún elemento y que posee un cilindro y un émbolo que comprime la parte o pieza ejerciendo una fuerza perpendicular a la superficie del émbolo que compactará el elemento en este caso los polvos metalúrgicos mediante el fluido hidráulico que es accionado manualmente. Esta investigación se logró mediante experimentos con prensas y matrices.

Revilla A. y Ticono J. concluyeron que para ejercer presiones elevadas para montaje, desmontaje y compactación de algún elemento mecánico es necesario utilizar el principio de Pascal, acompañado de un sistema hidráulico que multiplique la fuerza ejercida en dicho elemento mecánico, esto se logró constatar mediante experimentos los cuales permitían aumentar la fuerza mecánica de la prensa, y así también determinaron la metodología de diseño de los sistemas mecánicos e hidráulicos.

Hyde C. K. concluyó que el gato hidráulico es una máquina empleada para la elevación de cargas pesadas, mediante el accionamiento manual de una manivela o

una palanca, el cual experimento mejorando este sistema mediante un accionamiento asistido por un motor eléctrico o por un compresor de aire, que normalmente se valen de un sistema multiplicador basado en una pieza roscada y en un husillo así como los gatos hidráulicos, basados en el principio de Pascal, que aprovechan el efecto del reparto uniforme de la presión a través de un fluido entre dos émbolos de distinta sección. Esto permitió lograr un óptimo y mejor avance del elemento mecánico llamado prensa hidráulica.

1.3 Justificación

La Universidad Técnica de Ambato en conjunto con la Carrera de Ingeniería Mecánica, fomenta la investigación de nuevos materiales, estudiando las propiedades mecánicas de dichos materiales, con la finalidad de que puedan ser utilizados en la industria, optimizando los materiales comúnmente empleados. Cabe resaltar que las industrias necesitan de estudios que garantice la funcionalidad de sus procesos, en función a los materiales optimizados, mediante la investigación desarrollada por la Carrera de Ingeniería Mecánica.

En la actualidad el estudio de la ciencia de materiales, presenta un desarrollo significativo el que se ve reflejado mediante las nuevas tecnologías y materiales, lo que permite obtener nuevas aleaciones y con propiedades mecánicas optimizadas, así como estudiar y modificar la microestructura de cada material, con el objetivo de mejorar las características de los mismos y permitir a las industrias mejorar la calidad de los servicios y productos, que se construyen partiendo de la optimización de los materiales utilizados en los procesos de manufactura.

El desarrollo de este trabajo permitirá optimizar los procesos para la obtención de probetas pulvimetalúrgicas en el laboratorio de materiales de la Carrera de Ingeniería Mecánica, las que se utilizan para el estudio de propiedades mecánicas, físicas y químicas de cada material; Esta máquina facilitó el estudio de los materiales y la optimización de tiempos, mediante la obtención de piezas de pulvimetalurgia, lo que servirá para fomentar e impulsar la investigación de nuevos materiales.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseño y construcción de una prensa y molde para compactar polvo metálico.

1.4.2 Objetivos específicos

- Determinar los diferentes tipos de prensas compactadoras de polvos metálicos.
- Realizar el análisis de los parámetros de diseño, de la máquina prensadora.
- Establecer las presiones necesarias para la compactación de polvos metálicos.
- Diseñar una prensa compactadora de polvos metálicos que cumpla con las necesidades del laboratorio de materiales de la carrera de Ingeniería Mecánica.
- Construir la prensa compactadora de polvos metálicos.

CAPÍTULO II

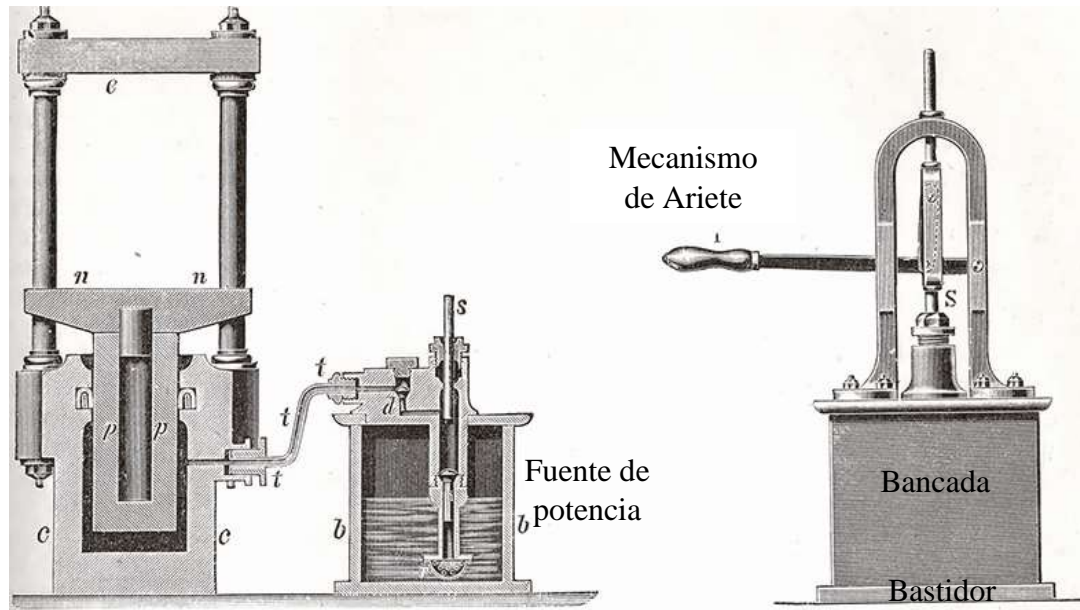
FUNDAMENTACIÓN

2.1 Investigaciones previas

La prensa hidráulica es un sistema mecánico, conformado por vasos comunicantes impulsados por pistones de diferentes áreas de sección, que mediante una fuerza aplicada sobre el pistón de menor área nos permite obtener otra fuerza de mayor magnitud en el pistón de mayor área. Los pistones son llamados hidráulicos debido a su líquido dentro de ellos el que sirve como mecanismo de prensa por medio de motores o tornillos sin fin. Principalmente su función es la compresión vertical de piezas que varían en su tamaño.

Las prensas hidráulicas no sólo ensamblan piezas, sino que también permite la extracción de las mismas sin mayor dificultad, lo que hace que los trabajos sean más fáciles y hechos en el menor tiempo posible. También, en la industria aeronáutica como en la industria automotriz, es útil porque se usa para ensamblar amortiguadores, para alinear sistemas de frenos, para formación de diafragmas, colocación de bujes, etc. Las prensas hidráulicas son utilizadas para extraer rodamientos de ejes, extraer o insertar bujes, ajustar o retirar piezas dentro de otras, cuyos diámetros varían en décimas de milímetros por lo que realizar el ajuste manualmente es un imposible. A diferencia de una prensa mecánica, ésta puede controlar diversos parámetros de operación como el tiempo del trabajo, la carrera del pistón y en algunos casos la cantidad de fuerza de compresión que se genera por la prensa. Algunas aplicaciones comunes de la prensa hidráulica son: trabajos de reducción, de prensado, de adhesión, de brochado y compresión, es decir la utilidad de la prensa hidráulica no se limita a un número reducido de operaciones [1].

La prensa hidráulica se define como una máquina utilizada para realizar operaciones de trabajo en frío y en caliente, en casos específicos. La prensa consiste de un bastidor que sostiene una bancada, un ariete, una fuente de potencia, y un mecanismo para mover el ariete linealmente y en ángulo recto con relación a la bancada. Como se muestra en la Gráfica 2-1 [1].



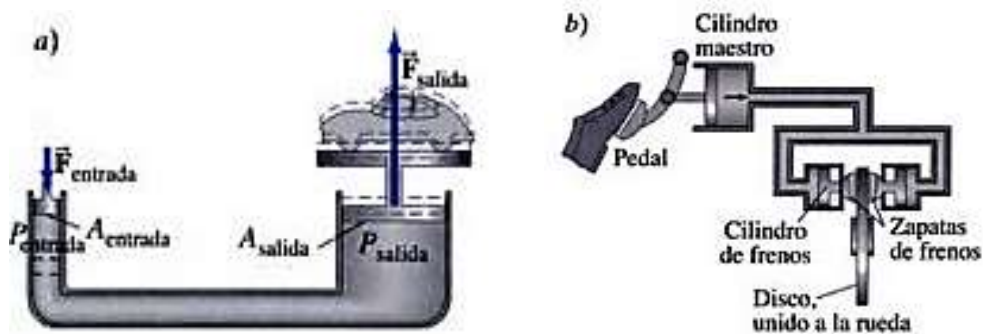
Gráfica 2-1.Esquemización de una prensa hidráulica [1].

Es una herramienta cuya característica es la entrega de grandes cantidades de energía de forma controlada. La mayoría de operaciones que ejecuta una prensa hidráulica o mecánica son: de conformado, Doblado, Punzonado, Embutido y Cizallado. Las prensas tienen capacidad para la producción rápida, ya que el tiempo de operación de estos elementos es solamente el que necesita para una carrera del ariete, más el tiempo necesario para alimentar el material, motivo por el que se pueden disminuir costos de producción al emplear estas máquinas dentro de un proceso productivo.

2.1.1 Principio de Pascal

Según el científico Blaise Pascal, la atmósfera de la tierra ejerce presión sobre cada uno de los objetos que están dentro de dicha atmósfera incluyendo en esta afirmación a los fluidos. Es así que el principio de Pascal afirma que “Si se ejerce una presión externa a un fluido cerrado la presión interna en cada punto del fluido también aumentará”.

El ejemplo más común de este principio es el elevador hidráulico en el que se ejerce una fuerza a la entrada para obtener una mayor fuerza de salida, lo que está en función del área de los pistones del elevador, esto se conoce como ventaja mecánica, es decir si el área del pistón de salida es veinte veces mayor que el área del pistón de entrada, la fuerza obtenida será el producto de dicha fuerza por un factor de aumento igual a veinte. De esta manera al aplicar una fuerza de 200 lb será capaz de elevar un peso de 4000 lb, como se puede apreciar en la Gráfica 2-2 [2].

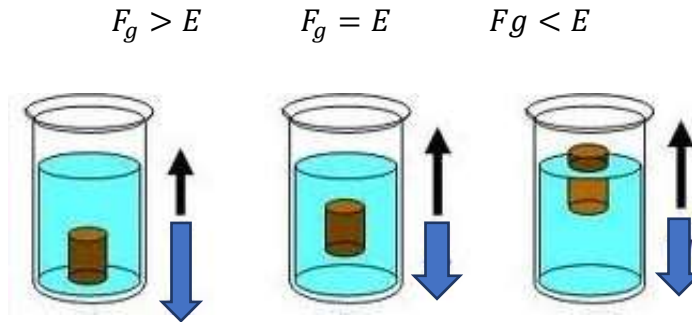


Gráfica 2-2. Aplicaciones del Principio de Pascal[2].

2.1.2 Principio de Arquímedes y Flotabilidad

El principio de Arquímedes según [2], establece que la fuerza de flotabilidad sobre un objeto que está inmerso en un fluido es igual al peso del fluido desplazado por dicho

objeto, el fluido desplazado es un volumen de fluido directamente proporcional al volumen del objeto sumergido o a la parte del objeto sumergida. El principio de Arquímedes se aplica principalmente a los objetos de densidad menor que la de los fluidos que los contienen en la Gráfica 2-3.



Gráfica 2-3.Principio de Arquímedes y Flotabilidad [2].

2.1.3 Fundamentos teóricos para el cálculo

Para determinar los criterios de diseño más recomendados para la construcción de la prensa de compactación de polvo metálico, se estudiarán las siguientes teorías mediante las que se pueda lograr un diseño, que cumpla con los requerimientos establecidos y permita garantizar la funcionalidad de los elementos diseñados. Así también que permitan describir el comportamiento de los elementos mecánicos, de tal manera que funcionen de forma idónea sin sufrir falla estructural. Para el análisis y cálculo de las partes que componen la prensa se debe analizar los siguientes conceptos:

2.1.3.1 Esfuerzo.

El esfuerzo se determina como una fuerza que se aplica sobre una superficie, las fuerzas resultantes de esta acción se manifiestan como fuerzas distribuidas en toda el área analizada mediante componentes normales y tangenciales a los que denominaremos esfuerzo normal y esfuerzo cortante tangencial respectivamente.

2.1.3.2 Esfuerzos uniformemente distribuidos.

La mayoría de diseños se caracteriza por analizar una distribución uniforme de esfuerzos sobre los elementos mecánicos, lo que se denomina tensión pura, compresión pura o esfuerzo cortante puro, lo que depende de la orientación que se aplique la carga sobre el elemento en estudio.

En la ecuación 2-1 observa la distribución uniforme de esfuerzos en función de la carga aplicada y el área del elemento[3].

$$\sigma = \frac{F}{A} \qquad \text{Ec. 2-1}$$

Esta afirmación se cumple con las siguientes características:

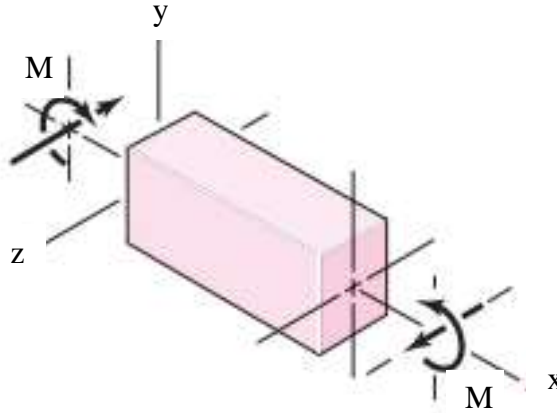
- La barra sea recta y de un material homogéneo
- La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección
- La sección se tome lo suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio abrupto en la sección transversal

2.1.3.3 Esfuerzos normales para vigas a flexión.

El estudio de los esfuerzos normales para este caso se basa en las siguientes afirmaciones:[3]

- La viga se somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es nula y que no hay cargas de torsión o axiales presentes.
- El material es isotrópico y homogéneo.
- El material cumple con la ley de Hooke.
- Inicialmente la viga es recta, con una sección transversal constante en toda su longitud.
- La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.
- Las proporciones de la viga son tales que fallaría ante la flexión, en vez de fallar por aplastamiento, corrugación o pandeo lateral.
- Las secciones transversales de la viga permanecen planas durante la flexión.

En la Gráfica 2-4 se muestra una viga recta con un momento de flexión positiva en los extremos de la viga.



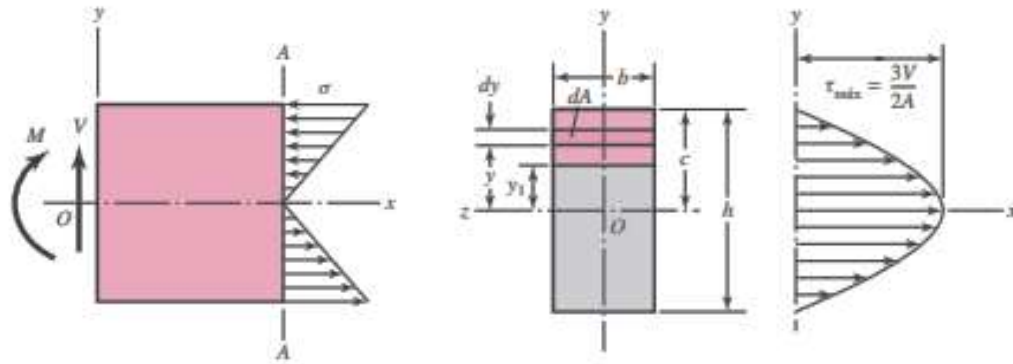
Gráfica 2-4. Viga recta en flexión positiva[3].

2.1.3.4 Esfuerzo cortante en vigas a flexión.

Con fines de simplificar el diseño en ingeniería se puede utilizar la fórmula de flexión pura considerando que la fuerza cortante es igual a cero, motivo por el que se utiliza una distribución normal de esfuerzo flexionante para dar solución a este sistema.

2.1.3.5 Esfuerzo cortante en vigas con sección estándar.

Para determinar la distribución de esfuerzo cortante en una viga de sección rectangular o de sección transversal estándar se debe considerar que se desarrolla un esfuerzo normal sobre la sección transversal del elemento. En la Gráfica 2-5 se representa los esfuerzos cortantes que se generan en una viga rectangular.



Gráfica 2-5. Esfuerzos Cortantes en una viga rectangular [3].

La ecuación 2-2 describe el comportamiento que se observa en la Gráfica 2-5. Cuando el esfuerzo cortante máximo está en el eje neutro de flexión:

$$T_{max} = \frac{3V}{2A} \quad \text{Ec. 2-2}$$

Dónde:


T_{max} = esfuerzo cortante máximo.


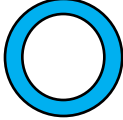

V= Fuerza cortante

A= Área

Las secciones más comerciales de perfiles que se emplean en la construcción de los elementos mecánicos se describen en la Tabla 2-1.

Tabla 2- 1. Secciones comerciales de perfiles estructurales [3].

Forma de la Viga	Fórmula
Rectangular 	$T_{max} = \frac{3V}{2A}$

Circular 	$T_{max} = \frac{4V}{3A}$
Circular Hueca 	$T_{max} = \frac{2V}{A}$
Viga I Estructural 	$T_{max} = \frac{V}{A_{alma}}$

2.1.3.6 Concentración de Esfuerzos.

Cuando un elemento mecánico está sometido a cargas múltiples o unitarias como tensión, compresión, flexión y Torsión. Acumula concentraciones de esfuerzos principalmente en cambios de sección del elemento mecánico.

Para determinar la concentración de esfuerzos se utiliza un factor teórico para relacionar el esfuerzo máximo en discontinuidad con el esfuerzo nominal. La ecuación 2-3 permite observar la relación descrita.

$$K_t = \frac{\sigma_{m\acute{a}x}}{\sigma_o} \qquad \text{Ec. 2-3}$$

Dónde:

K_t = Factor teórico de la concentración de esfuerzos.

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = Esfuerzo Máximo Real

σ_o = Esfuerzo Nominal

2.1.3.7 Torsión

En un elemento mecánico, cuando un momento vector es colineal al mismo, se denomina vector de par de torsión, porque el momento ocasiona que el componente mecánico gire en torno a su eje. En la ecuación 2-4. Se determina el ángulo de giro en radianes, de una barra sólida de sección circular.

$$\theta = \frac{Tl}{GJ} \quad \text{Ec. 2-4}$$

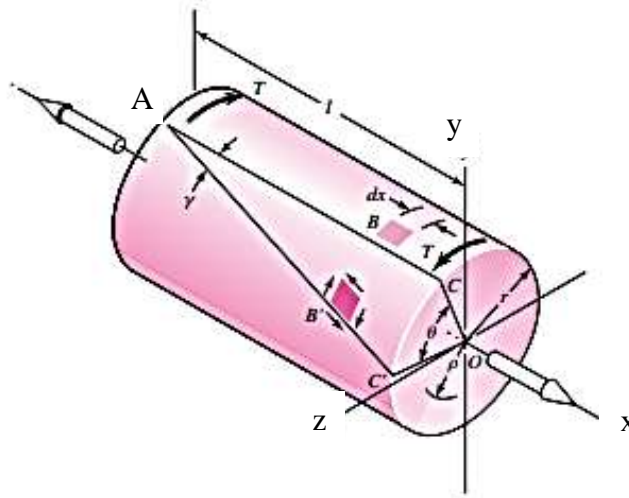
Dónde:

T = par de torsión

l = longitud

G = módulo de rigidez

J = segundo momento polar del área



Gráfica 2-6. Torsión de un eje sólido[3].

2.1.3.8 Elementos sometidos a compresión general

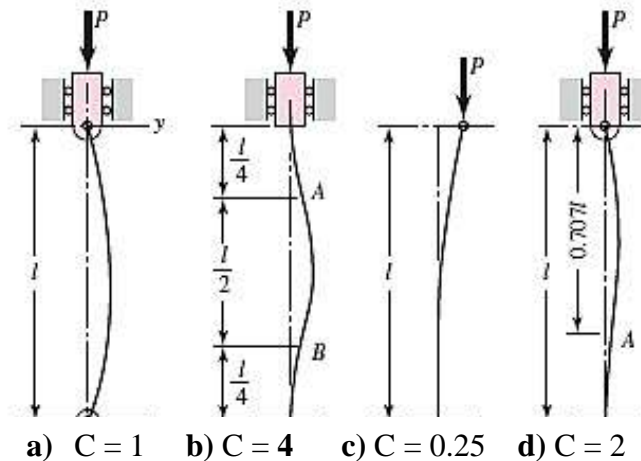
Esta teoría se aplica para determinar las deformaciones (pandeo) de una columna cuando se aplica cargas de compresión en cada uno de sus extremos, estos elementos

se pueden diferenciar por medio de la ubicación de la carga aplicada y la longitud que posee la columna, sea está centrada o excéntrica y corta o larga respectivamente. Por lo que se pueden clasificar de la siguiente forma:

- Columnas largas de carga centrada.
- Columnas de longitud media con carga centrada.
- Columnas con carga excéntrica.
- Columnas cortas con carga excéntrica.

2.1.3.9 Columnas largas de carga centrada

Para el primer caso se analiza cuatro diferentes condiciones de extremo de la columna, donde se ubica la constante C, que permite determinar la ecuación de Euler completa para la viga como se observa en la Gráfica 2-7.



Gráfica 2-7.Condiciones de extremos columna larga con carga centrada[4].

La constante C (Condiciones de extremos de columna), puede tomar valores como los que se describen en la Tabla 2-2, esto sucede cuando se conoce con exactitud el valor de la carga que se ejerce sobre la columna y se requiere de factores de seguridad más amplios [3].

Tabla 2-2.Constantes de condiciones finales de las columnas de Euler[3].

Constante C de condición de extremos de columna.			
Condiciones de extremos de columna	Valor teórico	Valor conservador	Valor recomendado
Empotrado – Libre	0.25	0.25	0.25
Articulado – Articulado	1	1	1
Empotrado – Articulado	2	1	1.2
Empotrado - empotrado	4	1	1.2

La fórmula de Euler para columnas considerando la constante C, para el primer caso de elementos sometidos a compresión general es:

$$P_{cr} = \frac{C \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2} \quad \text{Ec. 2-5}$$

Dónde:

P_{cr} = Fórmula de Euler para columnas

C = Constante de extremos de columna

π = Constante

E = Módulo de elasticidad del material

I = Momento de Inercial

l = Longitud de la viga o columna.

La relación de esbeltez es un criterio de análisis paralelo a la ecuación de columna de Euler, según J.K., Budynas R.G. y Nisbett, (2008) en la obra “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” mediante esta afirmación se puede distinguir los casos en los que se utilizara las teorías de compresión simple o la ecuación de columna de Euler. Es decir que cuando la relación de esbeltez sea casi igual a la relación $\left(\frac{l}{k}\right)$, no se debe

utilizar ningún método como los descritos anteriormente. Solo se utilizará la ecuación de columna de Euler cuando la relación de esbeltez sea mayor a la relación $\left(\frac{l}{k}\right)$.

2.1.3.10 Columnas de longitud media con carga centrada

Este criterio se denomina fórmula parabólica o fórmula de J. B. Johnson, que se utiliza cuando no se puede utilizar la fórmula de columna de Euler, las que sólo consideran un material de análisis o la denominada carga unitaria, la mayoría de fórmulas empleadas consideran el uso de una razón lineal entre la relación de esbeltez y la carga unitaria. La ecuación 2-2, describe la fórmula parabólica[4].

$$\frac{P_{cr}}{A} = a - b * \left(\frac{l}{k}\right)^2 \quad \text{Ec. 2-6}$$

Dónde:

a y b = Constantes que se evalúan ajustando a la parábola de la curva de Euler.

P_{cr} = Fórmula de Euler para columnas.

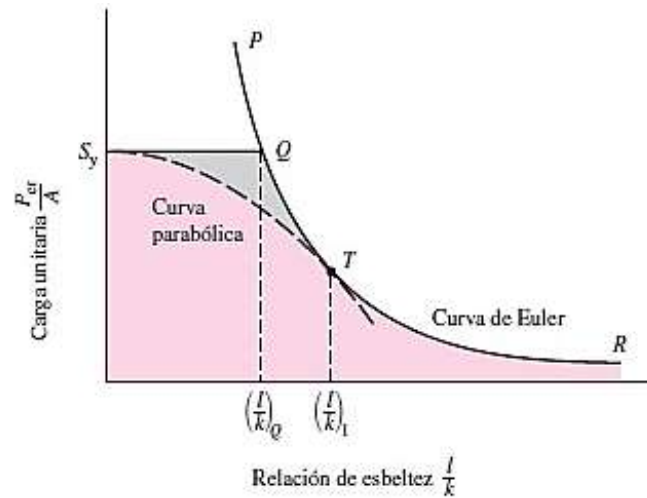
A = Área de la columna donde se aplica la carga.

$\left(\frac{l}{k}\right)$ = Relación de esbeltez.

$$\begin{aligned} \text{si } a &= S_y \rightarrow a = \left(\frac{l}{k}\right)_1 \\ b &= \left(\frac{S_y}{2\pi}\right)^2 * \frac{1}{C * E} \end{aligned} \quad \text{Ec. 2-7}$$

Reemplazando los valores asumidos de a y b se tiene la ecuación de la fórmula parabólica.

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_y - \left(\frac{S_y}{2\pi} * \frac{l}{k}\right)^2 * \frac{1}{C * E} \quad \text{si } \frac{l}{k} \leq \left(\frac{l}{k}\right)_1 \quad \text{Ec. 2-8}$$



Gráfica 2-8.Curva de Euler mediante la ecuación 2.1 y $C = 1$ [3].

2.1.3.11 Cálculo de la relación de fuerzas.

Cuando se aplica una Fuerza F_1 sobre el embolo de menor área A_1 se genera una presión ρ_1 :

$$\rho_1 = \frac{F_1}{A_1} \quad \text{Ec. 2-9}$$

Del mismo modo en el segundo embolo:

$$\rho_2 = \frac{F_2}{A_2} \quad \text{Ec. 2-10}$$

Se observa que el líquido comparte los dos puntos, luego por el principio de pascal, la presión es la misma. Por tanto, se cumple que:

$$\rho_1 = \rho_2 \quad \text{Ec. 2-11}$$

Esto es:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad \text{Ec. 2-12}$$

Luego la fuerza resultante de la prensa hidráulica es:

$$F2 = F1 \frac{A2}{A1} \quad \text{Ec. 2-13}$$

Dónde:

F1 = Fuerza del embolo menor en [N]

F2 = Fuerza del embolo mayor en [N]

A1 = Área del embolo menor [m^2]

A2 = Área del embolo mayor en [m^2]

2.1.4 Diseño de uniones no permanentes

Las uniones no permanentes, tuercas o tornillos helicoidales permiten realizar el ensamble y ajuste de elementos mecánicos que se utilizan en estructuras, máquinas y equipos y son la base para el desarrollo del análisis de los tornillos de potencia los que cambian el movimiento angular en lineal, para desarrollar fuerzas o transmitir potencia. Las aplicaciones más comunes de los tornillos de potencia son las prensas y gatos mecánicos[3].

2.1.4.1 Tornillos de potencia

Los tornillos, como elementos de sujeción o de unión entre piezas, constituyen uno de los componentes más utilizados en el diseño de todo tipo de estructuras y máquinas.

En función de la misión que cumplen, los tornillos se pueden clasificar en tornillos de unión y tornillos de potencia.

Por un lado, los tornillos de unión, los que comúnmente conocemos, se emplean para unir o asegurar dos o más partes estructurales de una máquina o estructura, y pueden ser de distintos tipos: [3]

- Tornillos de cabeza

- Tornillos prisioneros o de fijación
- Pernos
- Espárragos, etc.

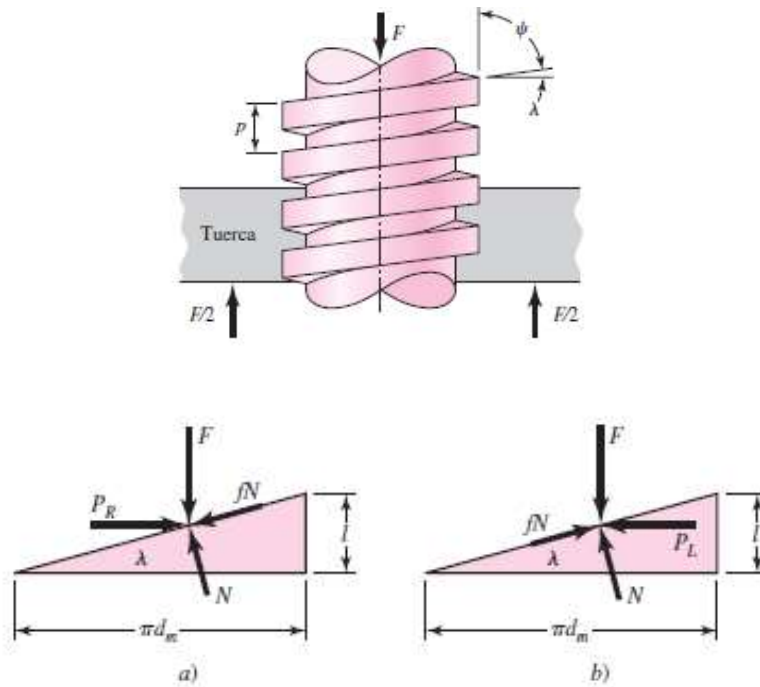


Gráfica 2-9. Pernos y Tornillos de potencia[3].

Son aquellos destinados a la transmisión de potencia y movimiento, y que generalmente se utilizan para convertir un movimiento angular o de giro, en un movimiento de traslación o lineal, acompañado además de una transmisión de esfuerzo. Los tornillos de potencia se usan en muchas aplicaciones, como tornillos de avance en máquinas herramientas, mordazas, gatos mecánicos para elevación de vehículos, prensas y otros dispositivos de elevación de cargas, máquinas universales de tracción y compresión, etc.

2.1.4.2 Principio de Funcionamiento.

Un tornillo puede ser considerado, de manera simple, que está formado por un cuerpo cilíndrico (que sería el vástago o la caña del tornillo), sobre el que se enrolla un plano inclinado formando los filetes de la rosca del tornillo, como se muestra en la Gráfica 2-10.



Gráfica 2-10.Tornillo de Potencia y diagrama de fuerzas[3].

La suma de todas las fuerzas unitarias axiales que actúan sobre el área normal de la rosca se representa por F . Para elevar la carga, una fuerza P_r actúa a la derecha y para bajar la carga P_l actúa hacia la izquierda. La fuerza de fricción es el producto del coeficiente de fricción F_r por la fuerza Normal N y actúan oponiéndose al movimiento. El sistema está en equilibrio bajo la acción de estas fuerzas, por lo que, para elevar la carga, se tiene:

$$\sum F_H = P_R - N \sin \lambda - f N \cos \lambda = 0$$

$$\sum F_V = F + f N \sin \lambda - N \cos \lambda = 0$$

De manera similar, para bajar la carga, se tiene:

$$\sum F_H = -P_L - N \sin \lambda - f N \cos \lambda = 0$$

$$\sum F_V = F - f N \sin \lambda - N \cos \lambda = 0$$

Como no me interesa la fuerza normal N, se elimina de cada uno de los sistemas de ecuaciones y se despeja P. Para elevar la carga, como se observa en la ecuación 2-14.

$$P_R = \frac{F(\sin \lambda + f \cos \lambda)}{\cos \lambda - f \sin \lambda} \text{Ec. 2-14}$$

Y para bajar la carga:

$$P_L = \frac{F(f \cos \lambda + \sin \lambda)}{\cos \lambda - f \sin \lambda} \text{Ec. 2-15}$$

Enseguida se divide el numerador y el denominador de estas ecuaciones entre coseno λ y se emplea la relación $\lambda = l/\pi d_m$. Entonces se obtiene:

$$P_R = \frac{F \left[\left(\frac{l}{\pi d_m} \right) + f \right]}{1 - \left(\frac{f l}{\pi d_m} \right)}$$

$$P_L = \frac{F \left[f - \left(\frac{l}{\pi d_m} \right) \right]}{l + \left(\frac{f l}{\pi d_m} \right)}$$

Por último, si se observa que el par de torsión es el producto de la fuerza P y el radio medio $d_m/2$, para elevar la carga se puede escribir:

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m + f l} \right) \text{Ec. 2-16}$$

Donde T_R representa el par de torsión que se requiere para dos propósitos: superar la fricción en la rosca y elevar la carga.

Se determina que el par de torsión necesario para bajar la carga, de acuerdo con la ecuación (f) es:

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + f l} \right) \text{Ec. 2-17}$$

Este es el par de torsión que se requiere para superar una parte de la fricción al bajar la carga. Puede resultar, en casos específicos donde el avance sea grande o la fricción baja, que la carga baje por sí misma, lo que provoca que el tornillo gire sin ningún esfuerzo externo. Cuando se obtiene un par de torsión positivo, se dice que el tornillo es auto bloqueante, la condición para el auto bloqueo es:

$$\pi d_m > l$$

Dividiendo ambos lados πd_m . Con base en que $\frac{l}{\pi d_m} = \tan \lambda$, se obtiene:

$$f > \tan \lambda$$

Esta relación establece que el autobloqueo se presenta cuando el coeficiente de fricción de la rosca es igual o mayor que la tangente del ángulo de avance de la rosca.

$$T_0 = \frac{fl}{2\pi}$$

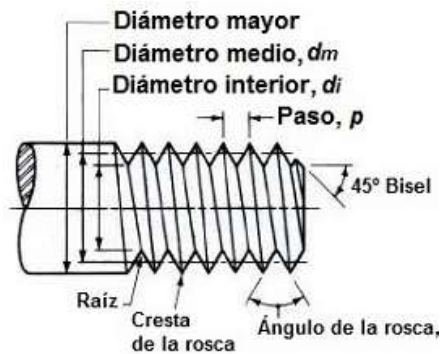
La eficiencia también resulta útil en la evaluación de los tornillos de potencia. Si $f = 0$, se obtiene:

$$e = \frac{T_0}{T_R} = \frac{Fl}{2\pi T_R} \quad \text{Ec. 2-18}$$

Generalmente, los tornillos de potencia trabajan sometidos a un rozamiento elevado por la fricción continuada entre las superficies de las roscas de tornillo y tuerca.

Por ello, factores como el desgaste o el calentamiento excesivo de las superficies van a ser importantes en su diseño, además de las consideraciones de resistencia

puramente mecánica de la estructura del tornillo, mencionadas en la Gráfica 2-11.



Gráfica 2-11. Terminología de Roscas de Perno [3].

2.1.5 Selección de Materiales

La selección del material idóneo para la construcción de una parte o pieza mecánica se considera de especial interés para el diseñador, existen varios autores que definen metodologías para la selección de materiales dentro del proceso de diseño, siendo una técnica muy utilizada la gráfica de la burbuja, este método consiste en la utilización de esquemas de selección de materiales desarrollados por M. F. Ashby, que mediante la representación en dos dimensiones de los rangos lineales de cada propiedad del material forman elipses o burbujas las que permiten tener un criterio de selección tomando en consideración el módulo de Young (E) y la densidad (ρ) del elemento para utilizar un criterio que se denomina “Diseño de masa mínima”. Para la selección de materiales en el proceso de diseño se debe considerar la medida de desempeño del elemento estructural (P), el éxito de la selección de materiales depende de la maximización o minimización de este factor. Los criterios que reúne el factor (P) son: requerimientos funcionales, parámetros geométricos del diseño y propiedades de los materiales, siendo el último criterio el que permite obtener un valor idóneo de desempeño del elemento estructural para lo que se emplea la ecuación 2-19[4]. Así:

$$P_e = [(F)(G)(M)] \quad \text{Ec. 2-19}$$

Dónde:

Pe = Medida de desempeño del elemento estructural.

F = Requerimientos funcionales.

G = Requerimientos geométricos del diseño.

M = Propiedades físicas y mecánicas de los materiales.

Para lograr la maximización o minimización de P, se debe seleccionar un valor ideal para el factor (M), que se conoce con el nombre de coeficiente de eficiencia del material seleccionado para garantizar la validez de la selección realizada y determinar con exactitud las características del material seleccionado [3].

2.1.6 Diagramas Esfuerzo vs Deformación

Para determinar las propiedades mecánicas de los materiales utilizados en procesos relacionados con la ingeniería, se determinan mediante pruebas realizadas a probetas fabricadas según la especificación ASTM, del material en cuestión, estas pruebas permiten aplicar cargas estáticas y dinámicas a tensión, compresión y flexión. Para determinar el esfuerzo axial, según J. Gere, por ejemplo, en el ensayo de tracción, se utiliza la ecuación 2-20, cuando se considera el área inicial de la probeta para realizar el cálculo.

$$\text{Esfuerzo ingenieril } (\sigma) = \frac{\text{fuerza}}{\text{área}} \quad \text{Ec. 2-20}$$

Sin embargo, cuando se requiere mayor precisión, se debe calcular el esfuerzo real, mediante el remplazo del área final de la probeta, una vez sometida al ensayo, en la ecuación 2-20. Para analizar la deformación que sufre la probeta después del ensayo se debe considerar la deformación unitaria como se muestra en la ecuación 2-21.

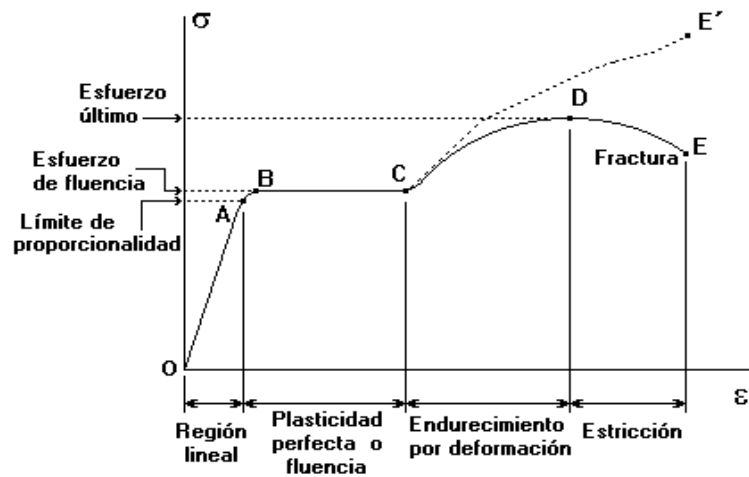
$$\text{Deformación Unitaria normal } (\epsilon) = \frac{\delta}{L} \quad \text{Ec. 2-21}$$

Dónde:

δ = variación total de longitud.

L = longitud de la barra.

Esta afirmación es verdadera sólo si el material de la barra sometida a tracción o compresión es homogéneo en toda su longitud. Esta deformación se determina dividiendo la variación de longitud (δ) medida entre los puntos de calibración ubicados en la probeta y la longitud calibrada (L) de la probeta, mediante esta operación se determina la deformación unitaria nominal, para determinar la deformación real se debe remplazar la longitud final de la probeta una vez realizado el ensayo en la ecuación 2-20. Cuando ya se han definido los valores de esfuerzo vs deformación, se puede trazar una gráfica característica del material ensayado y que entrega información sobre las propiedades mecánicas de dicho elemento[4]. Como se muestra en la Gráfica 2-12.



Gráfica 2-12. Diagrama Esfuerzo vs Deformación del acero estructural[4].

2.1.6.1 Elasticidad y Plasticidad

Las propiedades de elasticidad y plasticidad son características de los tipos de acero utilizados en ingeniería, motivo por el cual es importante estudiar su comportamiento con el fin de comprender el mismo, se define a un material como elástico cuando se recupera las dimensiones originales que posee antes de ser sometido a una carga, es decir al ser descargado regresa a su estado inicial. Cuando un material después de ser

descargado recupera parcialmente su forma se dice que este material es parcialmente elástico, esto se debe a que se forma un alargamiento permanente en el material.

Se dice que un material es plástico cuando soporta deformaciones inelásticas superiores al límite elástico de dicho elemento, como se observa en la Gráfica 2-5, esta propiedad permite que un material sea cargado y descargado varias veces sin que se registre un cambio significativo en las dimensiones de la probeta, esto se conoce como flujo plástico, el flujo plástico modifica la estructura interna y propiedades del material [4].

2.1.6.2 Elasticidad lineal y ley de Hooke

Como se pudo observar en la Gráfica 2-13, la mayoría de materiales estructurales al inicio del diagrama esfuerzo vs deformación, tienen un comportamiento lineal elástico, la relación lineal entre el esfuerzo y la deformación se calcula con la ecuación 2-22.

$$\sigma = E * \epsilon \qquad \text{Ec. 2-22}$$

Dónde:

σ = esfuerzo.

E = módulo de elasticidad (Young).

ϵ = deformación.

2.1.6.3 Relación de Poisson

Este fenómeno tiene lugar cuando se carga axialmente un material lo que produce una concentración lateral de esfuerzos en dirección perpendicular a la carga aplicada, cuando un material sea isótropo y homogéneo, la deformación lateral es proporcional a la deformación axial hasta el límite elástico lineal del material, esto se debe a que los materiales isótropos tienen las mismas propiedades elásticas en todas las direcciones. La ecuación 2-23, describe la relación de Poisson.

$$\nu = - \frac{\text{deformación lateral}}{\text{deformación axial}} \quad \text{Ec. 2-23.}$$

Dónde:

ν = módulo de poisson.

deformación lateral = esfuerzo transversal.

deformación axial = esfuerzo longitudinal.

El signo negativo indica reducción en el ancho de la probeta y la deformación axial muestra un aumento en la longitud de la probeta cuando se trata de un ensayo de tracción, lo opuesto sucede cuando se realiza un ensayo de compresión, donde se reduce la longitud de la probeta y se aumenta el ancho de la misma motivo por el que se debe variar los signos de la ecuación planteada para cada caso [4].

2.1.7 Aceros para herramientas

Los aceros para herramientas son tipos de acero que se utilizan para la fabricación de elementos de corte como son punzones, matrices, hojas de corte, cinceles, elementos de máquinas como guillotinas, los que deben tener un borde agudo trabajando bajo condiciones abrasivas. Las características de este grupo de aceros son: elevada resistencia al desgaste, elevada dureza superficial, gran estabilidad dimensional, alta resistencia a la compresión y templabilidad, su principal aplicación es en el campo de la ingeniería de manufactura. Los aceros de herramientas se clasifican en siete grupos en función de la composición química del acero y la aplicación que vaya a tener la herramienta como se observa en la Tabla 2-3[4].

Tabla 2-4.Tipos de Acero de herramientas[4].

		Tipos específicos	Ejemplos		
Tipo General	Símbolo del tipo	Principales elementos de aleación	Núm. AISI	Núm. UNS	Usos típicos y aleaciones comunes
Alta velocidad	M	Molibdeno	M2 M10 M42	T11302 T11310 T11342	Herramientas de corte y forja, extracción, doblado, estirado y penetrado. (M1, M3, M4-M7, M30, M34, M36, M41-M47). Semejantes a los de tipo M (T2, T4, T5, T6, T8).
	T	Tungsteno	T1 T15	T12001 T12015	
Trabajo en caliente	H	Cromo	H10	T20810	Matrices en frío, cuchillas cortantes, partes de aviones, para extracción a baja temperatura y colado a presión (H1-H19). Cuchillas corte en caliente (H20-H39). Aplicaciones de gran desgaste. (H40-H59).
		Tungsteno	H21	T20821	
		Molibdeno	H42	T20842	
Trabajo en frío	D	Alto carbono Alto cromo	D2	T30402	Matrices de estampado, punzones y calibradores (D3, D5 y D7). Matrices para colado a presión, dados de terraja (A3-A10). Machuelos, brochas, calibradores, porta piezas, bujes, etc. (O2, O6 y O7).
	A	Medio carbono	A2	T30102	
	O	Temple al aire	O1	T31501	

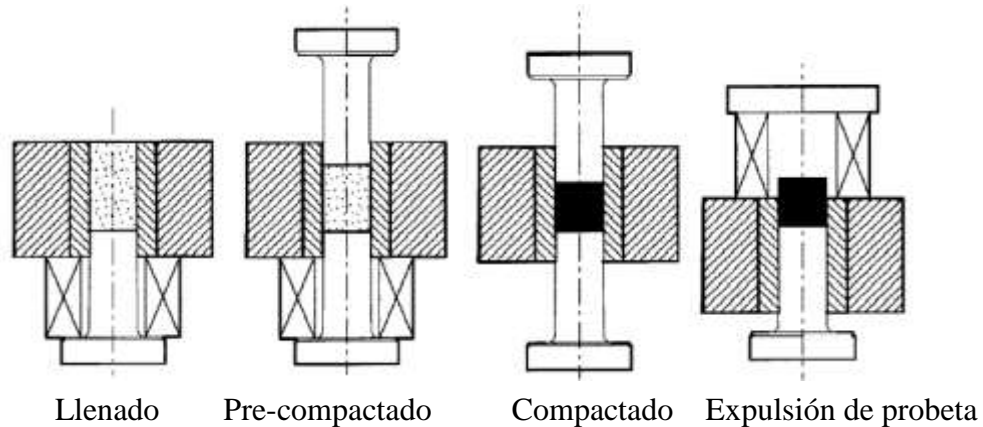
		Temple al aceite			
Resistentes al choque	S		S1	T41901	Piezas sometidas a choque, trabajo pesado (S2, S4-S7).
Aceros moldeados	P		P2	T51602	Matrices de moldeo de plásticos y de colocado de zinc a presión (P3-P6, P20 Y P21).
Uso especial	L	Tipos con baja aleación	L2	T61202	Para piezas y máquinas de gran tenacidad (L3, L6).
	F	Tipos al Carbono - Tungsteno	F1	T60601	Igual al tipo L, mayor resistencia a la abrasión (F2).
Temple al agua	W		W1	T72301	Herramientas de mano, usos generales, sujetadores (W2, W5).

2.1.8 Matriz o Molde.

Un molde es una pieza, o un conjunto de piezas acopladas, interiormente huecas, que permiten obtener un determinado elemento mediante la realización de un proceso de conformado, en este caso se realizara u proceso de compactación del polvo metálico. En la norma ASTM B925-03 se detalla las dimensiones, ajustes y tolerancias necesarias para la fabricación del molde y el punzón que se utilizarán para la compactación del material pulvimetalúrgico como se describe en el anexo A1.2 de la norma [5].

Cuando solamente se requiere un número no significativo de especímenes, se puede producir estas probetas, utilizando un utillaje de laboratorio no complejo que puede consistir en una matriz y dos punzones, que permitan comprimir el polvo metálico mediante la aplicación de una fuerza suministrada, por un elemento hidráulico que se controla manualmente[5]. En la Gráfica 2-13, se muestra la configuración del proceso

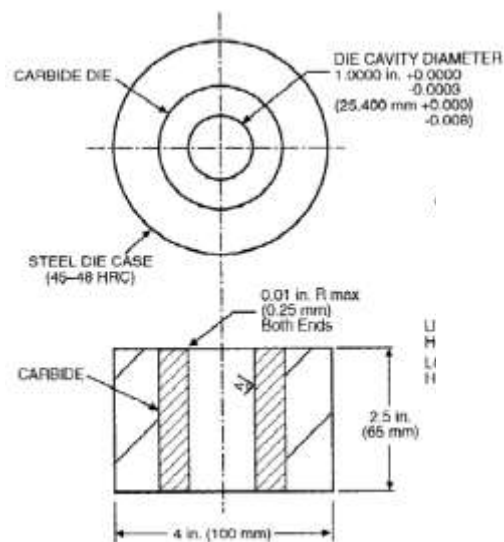
de compactación del polvo metálico, donde se deposita el material en la cavidad del molde o dado, posteriormente se realiza un proceso de pre-compactación, el tercer paso es la compactación y finalmente la expulsión de la probeta compactada.



Gráfica 2-13. Configuración del proceso de compactación del polvo metálico [5].

2.1.8.1 Dimensionamiento del molde de compactación

Para dimensionar este elemento se debe tomar como referencia el Anexo A1.2 de la norma ASTM B925-03 donde se detalla las medidas, ajustes, tolerancias y acabado superficial que debe tener el dado de compactación como se observa en la Gráfica 2-14.

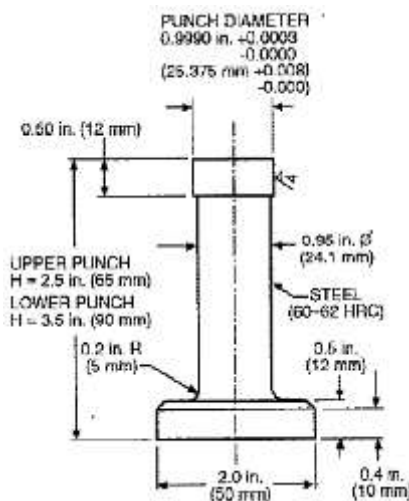


Gráfica 2-14. Dimensionamiento Matriz de compactación del polvo metálico[5].

De este anexo también se puede determinar el material del que se puede fabricar cada elemento, es así que para la parte exterior del dado se recomienda un material que posea una dureza de [45-48] HRC. Y para la parte intermedia del dado o matriz se recomienda utilizar un carburo.

2.1.8.2 Dimensionamiento del punzón de compactado

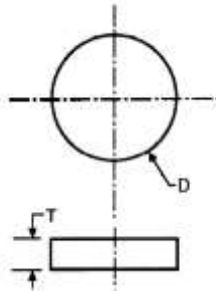
El punzón se define como un elemento con una configuración fina que se utiliza para generar agujeros, perforaciones sobre una superficie, se emplea en matricería principalmente para realizar las operaciones descritas anteriormente sobre chapa metálica, en este proyecto técnico el diseño del punzón de compactación empleará criterios amplios ya conocidos que se utilizan principalmente en la industria matricera, como se pudo observar en la Tabla 2-3 donde se describe los materiales utilizados para la manufactura de herramientas de corte, punzonado y perforado. Según [5], el material que se recomienda para la fabricación de este elemento debe tener una dureza comprendida entre [60-62] HRC, el dimensionamiento del punzón de compactación del polvo metálico presenta el siguiente dimensionamiento mediante la Gráfica 2-15.



Gráfica 2-15. Dimensionamiento del punzón de compactación polvo metálico[5].

2.1.8.3 Muestra de polvo cilíndrico para ensayo de compresión

La probeta que se obtiene al realizar el proceso de compactación mediante la prensa hidráulica tiene el siguiente dimensionamiento como se muestra en la Gráfica 2-16.



Gráfica 2-16. Dimensionamiento de la probeta de polvo metálico compactada[5].
Las dimensiones D y T hacen referencia al diámetro y espesor de la muestra siendo las dimensiones 25.4mm y 7.11 ± 0.25 mm respectivamente.

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL PROYECTO

3.1 Selección de Alternativas

Para determinar qué tipo de prensa y dado de compactación se construirá se debe considerar los parámetros mediante los que se obtendrán las muestras compactadas, los tipos de prensas de compactación y dados de compactación se describen a continuación:

3.1.1 Tipos de prensas Hidráulicas

Según [6] los tipos más representativos de prensa hidráulica que es utilizada para la compactación de un material o para realizar una operación de matriceria son:

3.1.1.1 Prensas hidráulicas manuales

En modelos estándar. Varían según la carga en toneladas que pueden soportar las cuales son desde 5 hasta 30 toneladas. Aunque en algunas ocasiones, incluso hay lugares donde construyen estas prensas según las necesidades del cliente de hasta 100 y 200 toneladas.

3.1.1.2 Prensas hidráulicas Convencionales

Utilizan un sistema hidráulico para ejercer la presión de compactación de los elementos mecánicos, cuentan con una válvula de seguridad que hace más eficiente la máquina para realizar el trabajo. Las prensas hidráulicas de mayor capacidad sólo logran desplazar el 50% más de su peso total.

3.1.1.3 Prensas hidráulicas de banco.

Son aquellas prensas que se colocan sobre de un banco o bancada de trabajo, ya que no poseen una estructura de base para sostener o fijar la prensa con elementos de sujeción como lo tienen las prensas hidráulicas de pies.

3.1.1.4 Prensas hidráulicas de pie.





Son aquellas con “pies”. No se colocan arriba de un banco de trabajo, debido a que vienen provistas con armazón o estructura para colocar directamente sobre el piso. Se deben empotrar al piso.

3.1.1.5 Prensas hidráulicas motorizadas.

Se define como una prensa motorizada a aquellas que vienen provistas con una central hidráulica motorizada, en lugar de una bomba manual, este tipo de elementos hidráulicos permiten optimizar los procesos para los que fueron diseñadas. Las aplicaciones principales de una prensa hidráulica motorizada son el troquelado, estampado, doblado y el embutido, poseen capacidades de 80 hasta 500 toneladas de fuerza de golpe y es por este motivo que son utilizadas en la industria automovilística para la fabricación de componentes en chapa metálica.

Las prensas se clasifican en función de su configuración de forma y capacidades de golpe para las que son diseñadas. En la Tabla 3-1, se observa las configuraciones de forma más representativas para cada caso.

Tabla 3- 1.Clasificación de Prensas hidráulicas según su de forma [Autor].

Prensa Hidráulica convencional	Prensa Hidráulica manual
	
Prensa Hidráulica de banco	Prensa Hidráulica de pie
	

De acuerdo con las alternativas descritas y los parámetros de operación requeridos por el laboratorio de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato la prensa que se será objeto de análisis para su diseño y construcción es la prensa hidráulica manual que se observa en la Tabla 3-1, así también el dado y punzón de compactación serán construidos como se especifica en la norma ASTM B925-03, la misma que en el anexo A1.2 describe el dimensionamiento de cada elemento para el caso de producción reducida, es decir que por el requerimiento del laboratorio de la carrera de Ingeniería Mecánica no se producirán lotes grandes de probetas en serie con carácter comercial, solo se realizaran lotes pequeños de probetas para casos de estudio puntuales y específicos, para lo cual se realizó la siguiente Tabla 3-2 de ponderación.

Tabla 3- 2.Matriz de ponderación [Autor].

TIPOS DE PRENSA	DIMENSIONAMIENTO DE LA MÁQUINA	COSTOS	FACILIDAD DE OPERACIÓN	MANTENIMIENTO	PESO DE LA MÁQUINA	EFICIENCIA	CAPACIDAD DE PRESIÓN MÁXIMA	TOTAL
Prensa hidráulica Convencional.	4	2	4	2	4	3	3	22
Prensa hidráulica manual.	1	2	2	1	2	3	3	14
Prensa hidráulica de banco	4	2	3	2	4	3	3	21
Prensa hidráulica de pie.	4	2	4	3	4	3	3	23

Valores de Ponderación	
1	Bajo
2	Medio
3	Alto
4	Muy alto

La prensa hidráulica manual es la selección más idónea para la realización de este proyecto técnico, ya que presenta el menor valor de ponderación en la matriz y brinda una eficiencia alta a menor costo. El dado y punzón serán construidos conforme lo especifica la norma ASTM B925-03 Standard Practices for Production and Preparation of Powder Metallurgy (P/M) Test Specimens.

3.1.2 Parámetros de selección de la prensa hidráulica

Los parámetros de selección de una prensa hidráulica permiten al diseñador determinar la prensa ideal para realizar un trabajo determinado, de esta selección se determinará el grado funcional adecuado para la correcta obtención del elemento que será compactado para formar las probetas de polvos metálicos. Entre los principales parámetros de selección tenemos:

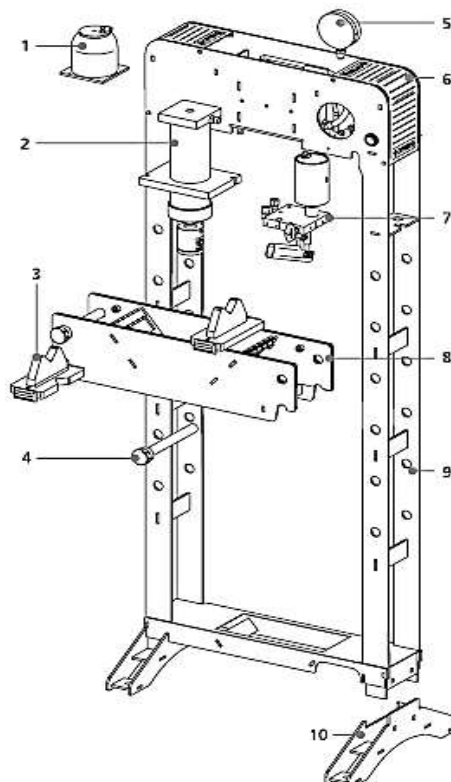
- Capacidad de golpe (Fuerza o Tonelaje)
- Longitud de carrera del pistón de la prensa.

- La configuración de forma de la prensa.

Para la realización de este proyecto técnico fue de especial análisis determinar la presión de compactación necesaria para comprimir los polvos metálicos y obtener las probetas, según la norma ASTM B915-03 Estándar para producción y preparación de especímenes para la prueba de pulvimetalurgia (P/M).

3.1.3 Partes constitutivas de una prensa hidráulica

La prensa hidráulica por lo general se utiliza para trabajos generales de doblado, extracción de pines o bocines, extracción de rodamientos y ejes o en este caso específico para la compactación de polvos metálicos como lo determina el estándar ASTM. B915-03. En la Gráfica 3-1 se puede observar los elementos que componen la prensa hidráulica convencional [6].



Gráfica 3-1.Ensamble de prensa hidráulica convencional[6].

Tabla 3-3. Elementos que componen la prensa hidráulica convencional[6].

Elemento	Descripción
1.-	Depósito
2.-	Cilindro
3.-	Apoyos
4.-	Eje
5.-	Manómetro
6.-	Tapa
7.-	Bomba
8.-	Mesa
9.-	Bastidor
10.-	Base

3.2 Selección de Materiales

Para la selección de materiales se utilizó los criterios investigados en el capítulo II, mediante los que se obtuvo con certeza consideraciones para validar la selección de cada material. Los materiales seleccionados y sus propiedades físicas y mecánicas se describen en las siguientes tablas.

3.2.1. Criterio de selección de todas las partes

Al elegir un material para una determinada aplicación, habrá que tener en cuenta los siguientes factores:

- Sus propiedades: dureza, flexibilidad, resistencia al calor.
- Las posibilidades de fabricación: las máquinas y herramientas de las que se dispone, la facilidad con que se trabaja.
- Su disponibilidad: la abundancia del material, la proximidad al lugar donde se necesita.
- Su impacto y precio.

Una vez definidos los criterios, se ha seleccionado los siguientes materiales:

- Para matrices de compactación se trabajó con materiales K100 bajo la norma ASTM B925-03.
- Para las placas tanto superior como inferior de la prensa se realizó con materiales AISI 1045.
- Para las columnas y tuercas se seleccionó el acero AISI-SAE 1018.
- Para el tornillo de potencia se seleccionó un acero AISI SAE 4340.
- Para la selección de la gata hidráulica se seleccionó una que cumpliera con todas las presiones de compactación para polvos pulvimetalúrgicos.

3.2.2 Selección de material del punzón de compactación

El acero AISI SAE D3 es la selección realizada para la construcción del punzón de compactación por las propiedades mecánicas que posee entre las que se destaca la elevada dureza, resistencia al desgaste y estabilidad dimensional adecuada para realizar tratamientos térmicos con el objetivo de mejorar sus propiedades mecánicas. Según la norma ASTM B925-03 establece que la dureza del acero utilizado para construir este elemento este en el rango [60-62] HRC.

En la Tabla 3-4 se detalla la composición química y las propiedades mecánicas de este acero de grado herramienta para trabajo en frío y que es comúnmente utilizado en la industria matricera para la construcción de punzones de corte, punzonado y perforado. La dureza de este tipo de acero de grado herramienta está comprendido en el rango de [56-66] HRC después de un tratamiento térmico de Temple y Revenido[7].

Tabla 3-4.Propiedades del acero AISI-SAE D3 (K100)[7].

Acero AISI – SAE D3				
Composición química (%)				
Carbono [C]		2,0 – 2,35		
Manganeso [Mn]		0,25 – 0,45		
Fósforo [P]		0,04 máx.		
Azufre [S]		0,04 máx.		
Cromo [Cr]		11,0 – 13,0		
Vanadio [V]		1,0 máx.		
Tungsteno [W]		1,0 máx.		
Tratamiento térmico				
Tratamiento	Temperatura	Enfriamiento	Dureza	
			HRC	HBN
Recocido	870 – 900 °C	Horno	-	255 máx.
Temple	925 – 980 °C	Aire/Sales	66 máx.	770 máx.
Revenido	200 – 540 °C	-	56 - 62	-
Características		Aplicaciones		
Elevada dureza superficial. Elevada resistencia al desgaste. Contenido alto de carbono y cromo. Elevada resistencia a la compresión. Elevada templabilidad. Elevada estabilidad dimensional.		Herramientas de corte. Herramientas de cizallado. Herramientas de punzonado. Fresas, brocas, buriles. Rodillos de formado. Dados de extracción.		
Propiedades Físicas				
Expansión Térmica		$10 * e^{-6} / K$		
Conductividad Térmica		$25W / m * K$		
Calor específico		$460J / Kg * K$		
Temperatura de Fusión		[1450-1510] °C		
Densidad		$7700 Kg / m^3$		
Resistividad		$0.55\Omega * mm^2 / m$		
Propiedades Mecánicas				
Módulo de Elasticidad		[190 – 210]GPa		
Módulo de Poisson		[0,27-0.3]		
Resistencia a la Tracción		[650-880] MPa		
Elongación		[8-25]%		
Resistencia a la Fatiga		275 MPa		
Límite Elástico		[350-650] MPa		

3.2.3 Selección de material del dado de compactación

Para la selección del material del dado o matriz de compactación se utilizó la norma ASTM B925-03 la que establece que el acero de la parte exterior del dado debe poseer una dureza de [45-48] HRC, para su construcción el dimensionamiento de este elemento se puede observar en la Gráfica 2-14, según el anexo A1.2 de la norma ASTM B925-03.

3.2.4 Selección de material de las columnas de la prensa hidráulica

Para la selección de las columnas de la prensa hidráulica se utilizó el acero AISI SAE 1018, el que se considera un acero de grado maquinaria por sus propiedades mecánicas, elevada tenacidad y baja resistencia mecánica, es decir es fácil conformarlo o soldarlo por su composición química de bajo-medio contenido de carbono. En la Tabla 3-5 se detalla las propiedades físicas y mecánicas de este acero.

Tabla 3-5.Propiedades delacero AISI-SAE 1018[7].

Acero AISI – SAE 1018	
Composición química (%)	
Carbono [C]	0,15 – 0,20
Manganeso [Mn]	0,60 – 0,90
Fósforo [P]	0,04 máx.
Azufre [S]	0,05 máx.
Propiedades Físicas	
Densidad	7870 Kg/m ³
Propiedades Mecánicas	
Módulo de Elasticidad	[205]GPa
Módulo de Poisson	[0,27-0.3]
Resistencia a la Tracción	[440] MPa
Elongación	15%
Resistencia a la Fatiga	370 MPa
Maquinabilidad	76 %
Dureza	126 HB

3.2.5 Selección de material de las placas base de la prensa hidráulica

Para la selección del material de las placas base de la prensa hidráulica manual de compactación de material pulvimetalúrgico se toma en consideración las recomendaciones de las investigaciones previas a este proyecto técnico, en las que se menciona el acero ASTM A36, que se utiliza muy comúnmente en la construcción de matrices progresivas en la industria matricera. En la Tabla 3-6, se detalla las propiedades mecánicas y composición química del acero[7].

Tabla 3-6.Propiedades del acero ASTM A36[7].

Propiedades mecánicas	
Características	Magnitud
Resistencia a la tracción	$[41 - 56] \frac{Kg}{mm^2}$
Elongación en 8 pulg.	20%
Elongación en 2 pulg.	23%
Mínimo punto de fluencia	$25 \frac{Kg}{mm^2}$
Propiedades químicas	
Carbono (C)	0,26 % máx.
Fósforo (P)	0,04% máx.
Azufre (S)	0,05% máx.
Silicio (Si)	0,40% máx.
Cobre (Cu)	0,20% mín.

3.2.6 Selección de material del tornillo de potencia

Para la selección del material del que se mecanizara el tornillo de potencia se requiere que este elemento sea conformado con acero resistente al desgaste ya que este elemento permanece en contacto con otras partes de la prensa, es decir estos elementos permiten el desplazamiento de la parte móvil del dado sobre la parte fija del mismo, el acero AISI – SAE 4340 es un acero bonificado al Cr-Ni-Mo que posee alta resistencia a procesos de tracción, flexión y torsión, posee una dureza de [240 - 380]HB pre templado, este acero cumple con los requerimientos mecánicos y físicos

necesarios para la construcción de las columnas guía. En la Tabla 3-7, se observa las propiedades físicas y mecánicas de este acero.

Tabla 3-7.Propiedades del acero AISI SAE 4340 [7].

Acero AISI – SAE 4340	
Composición química (%) Promedio	
Carbono [C]	0,40
Manganeso [Mn]	0,70
Silicio [Si]	0,30
Cromo [Cr]	0,90
Molibdeno [Mo]	0,25
Níquel [Ni]	1,80
Propiedades Físicas	
Densidad	7850 Kg/m ³
Propiedades Mecánicas	
Módulo de Elasticidad	[210] GPa
Módulo de Poisson	[0,27-0.3]
Resistencia a la Tracción	[95-105] Kg/mm ²
Esfuerzo de Fluencia	[60 - 74] Kg/mm ²
Dureza	[28-34] HRc

3.3 Presiones de compactado para diversos polvos metálicos

Según [8], la pulvimetalurgia se define como un proceso de obtención de partes o piezas metálicas en función de la operación de compactación de polvos metálicos, el resultado del proceso de compactado son elementos con excelente cohesión, es decir sin porosidad y con propiedades mecánicas muy parecidas a las que se obtienen mediante otro proceso de conformado. Para conseguir el polvo metálico se debe someter el metal sólido a un proceso de trituración y/o pulverización en máquinas trituradoras generalmente molinos de bolas y en el caso de los materiales de poca dureza en esmeriles donde se obtiene las partículas metálicas mediante el proceso de desbaste con discos abrasivos.

La compactación del polvo metálico obtenido mediante los procesos anteriormente descritos se define como el prensado mediante una matriz o dado de forma y la

aplicación de una presión de compactación utilizando una prensa hidráulica, es decir, el polvo (materia prima) es introducido en la matriz mediante una zapata de alimentación y el punzón superior desciende hacia el interior de la matriz, compactando la materia prima bajo condiciones controladas por el operador de la máquina prensadora.

Las presiones necesarias para la compactación y materiales comúnmente empleados en el proceso de conformado mediante el método P/M se describen en la Tabla 3-8.

Tabla 3-8. Presiones de compactado para principales polvos metálicos [8].

Metal	Presión [MPa]
Aluminio	[70 - 275]
Latón	[400 - 700]
Bronce	[200 - 275]
Hierro	[350 - 800]
Tantalio	[70 - 140]
Tungsteno	[70 - 140]
Otros materiales	
Óxido de Aluminio	[110 - 140]
Carbono	[140 - 165]
Carburos Cementados	[140 - 400]
Ferritas	[110 - 165]

3.4 Elemento Hidráulico

La selección de la gata hidráulica se determinó, en función de las diferentes presiones necesarias, para compactar polvos metálicos más representativos, usados en la pulvimetalurgia. Esto se logró determinar mediante una gata hidráulica de recorrido corto y a una fuerza de 45 toneladas, que se alimenta de una bomba hidráulica manual con aceite ISO 68 el cual logra una capacidad máxima de presión en nuestra matriz de compactación llegando a 2300 psi aproximadamente, mediante los siguientes cálculos, que se observa en el literal 3.4.1

3.4.1 Presión máxima de compactación necesaria

Se determinó que la presión máxima necesaria para la formación de las probetas de polvo metálico es 2300 PSI, mediante las investigaciones previas realizadas.

$$1 \text{ PSI} \longrightarrow 6894,7 \text{ Pa}$$

$$2300 \text{ PSI} \longrightarrow x$$

$$x = 15857810,0 \text{ Pa}$$

Con este análisis se determinó que la máxima presión de compactación que deben generar el elemento hidráulico es 15,86MPa. este valor se determina mediante la Tabla 3-8, donde se seleccionó el valor del polvo metálico que requiere de mayor fuerza de compactación para la formación de probetas.

3.4.2 Cálculo de la fuerza de la Gata Hidráulica.

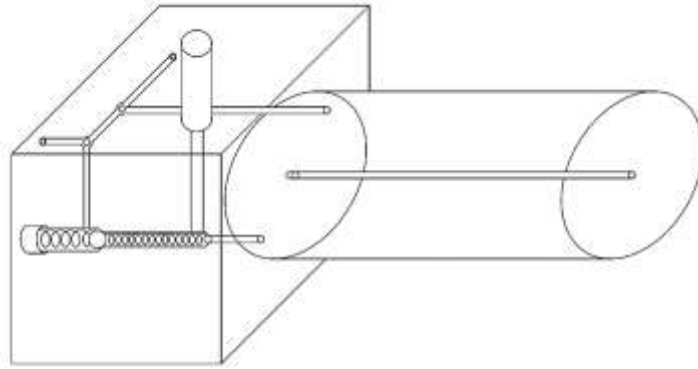
Para determinar la fuerza necesaria para formar las probetas de polvo metálico se utiliza la ecuación 2-1 descrita en el capítulo anterior, que para este caso se despejó el valor de la fuerza en la ecuación. Así:

$$F = P \times A_{cilindro} \quad \text{Ec 2-1.}$$

$$F = 15857810 \text{ Pa} \times \frac{(\pi(18,5\text{cm} \times \frac{1}{100\text{cm}}))^2}{4}$$

$$F = 426261,9312 \text{ N} = 426,2 \text{ KN}$$

El diseño del elemento hidráulico se realizó considerando la presión necesaria para compactar los diferentes tipos de polvos metálicos, ya que cada uno de estos tipos requiere de presiones diferentes lo que obedece principalmente a las propiedades mecánicas de cada material. La configuración del elemento hidráulico se muestra en la Gráfica 3-2.



Gráfica 3-2.Esquema del elemento hidráulico [Autor].

3.4.3 Presión máxima de compactado

La presión que se ejerce sobre las partículas de polvo metálico, la misma que se determina en función de la fuerza ejercida y el diámetro del punzón, en este diseño se calcula mediante la ecuación 2-1. Así:

$$P = \frac{F}{A}$$

$$P = \frac{426261,9312 \text{ Pa}}{\frac{\pi \times (25,4 \text{ mm})^2}{4}}$$

$$P = 841,23 \text{ Mpa}$$

Mediante el análisis realizado se determina la validez de la selección del elemento hidráulico, ya que la presión máxima de compactado que entrega la prensa hidráulica es 841,23 MPa, mientras que la presión máxima de compactación necesaria es de 15,86 MPa. Validando la selección del elemento hidráulico que se utilizará para ejercer la presión de compactación en las probetas de polvo metálico.

3.5 Diseño del tornillo de potencia

El material seleccionado para el diseño y construcción del tornillo de potencia de la prensa hidráulica, es el acero AISI SAE 4340, para realizar el cálculo y dimensionamiento de este elemento hay que considerar las propiedades físicas y

mecánicas descritas en la Tabla 3-7. La rosca cuadrada y paso de rosca 6, la cual se determinó que es auto bloqueante y permite la ejecución de una eficiente compactación con la prensa hidráulica. En la Gráfica 3-3, se observa la configuración del tornillo de potencia diseñado.



Gráfica 3-3.Tornillo de Potencia [Autor].

3.5.1 Diámetro menor

El diámetro menor del tornillo de potencia se puede determinar mediante la ecuación 3-1. [9]

$$dm = \frac{P}{2} \quad \text{Ec. 3-1}$$

Dónde:

dm = diámetro medio

P = Paso

$$dm = \frac{P}{2}$$

$$dm = \frac{6}{2}$$

$$dm = 48 \text{ mm} - 3 \text{ mm}$$

$$dm = 45 \text{ mm}$$

3.5.2 Ángulo de paso

El ángulo de paso del tornillo de potencia se determina en función de la ecuación 3-2. [9]

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{p}{\pi * dm} \quad \text{Ec. 3-2}$$

Donde

α = Ángulo de paso

p = Paso de rosca

dm = diámetro menor

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{p}{\pi * dm}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{6}{\pi * 45 \text{ mm}}$$

$$\alpha = 90^\circ - 2,43^\circ = 87,57^\circ$$

3.5.3 Diámetro de paso

El diámetro de paso se determina en función de la ecuación 3-3. [9] Así:

$$dp = d - 0,6495 * P \quad \text{Ec. 3-3}$$

$$dp = 48 - 0,6495 * 6$$

$$dp = 44,103 \text{ mm}$$

$$dr = d - 1,2268 * P \quad \text{Ec. 3-4}$$

$$dr = 48 - 1,2268 * 6$$

$$dr = 40,63 \text{ mm}$$

3.5.4 Avance

El avance del tornillo de potencia se determina utilizando la ecuación 3-5. [9]

$$l = n * P \quad \text{Ec. 3-5}$$

Donde

l = Avance

n = Factor de rosca (cuadrada=2)

P = Paso de la rosca

$$l = n * P$$

$$l = 2 * 6$$

$$l = 12 \text{ mm}$$

3.5.5 Auto bloqueo del tornillo de potencia

El auto bloqueo del tornillo se realiza mediante la ecuación Ec 3-6, esta condición presenta los siguientes factores:

$$\pi * f * d_m > l \quad \text{Ec 3-6}$$

f = Fricción del material del tornillo

d_m = Diámetro medio

l = Avance

$$\pi * f * d_m > l$$

$$\pi * (0,15) * (45) > 12$$

$$21,20 \text{ mm} > 12 \text{ mm}$$

3.5.6 Eficiencia del Tornillo de Potencia

La eficiencia del tornillo de potencia se puede determinar utilizando la ecuación 3-7. [9].

$$T_0 = \frac{F * l}{2\pi} \quad \text{Ec. 3-7.}$$

Donde

T_0 = Eficiencia del tornillo

F = Fuerza que se va a soportar

l = Avance

T_r = Par torsor

$$T_0 = \frac{F * l}{2\pi}$$
$$T_0 = \frac{426,2 * 12}{2\pi}$$
$$T_0 = 813,98 \text{ KN} * \text{mm}$$

3.5.7 Esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante en el tornillo de potencia se genera debido al momento de torsión que se genera en el exterior del cuerpo del tornillo. [9] La ecuación 3-8, permite calcular el esfuerzo cortante generado. Así

$$\tau = \frac{16 T_r}{\pi * d_r^3} \quad \text{Ec. 3-8.}$$

Donde

τ = Esfuerzo Cortante

T_r = Par torsor

d_r = Diámetro de paso

$$\tau = \frac{16 (813,98) \times 10^3}{\pi * (406,3)^3}$$

$$\tau = 0,061 \text{ Mpa}$$

3.5.8 Esfuerzo flexionante

El esfuerzo axial es el resultante de las tensiones perpendiculares (normales) a la sección transversal del tornillo de potencia. [9] La ecuación 3-9 permite determinar el esfuerzo normal.

$$\sigma_B = -\frac{2F}{\pi * d_m * n_t * P} \quad \text{Ec. 3-9}$$

Donde

σ = Esfuerzo Axial Normal

F = fuerza aplicada

d_r = Diámetro de paso

$$\sigma_B = -\frac{2(426,2 \times 10^3)}{\pi * 45 * 12 * 6}$$

$$\sigma_B = -83,74 \text{ Mpa}$$

3.5.8.1 Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca σ_B , que soporta 0,38F.

El esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca se determina mediante la ecuación Ec 3-10. Así:

$$\sigma_B = \frac{6(0,38F)}{\pi * d_r * n_t * P} \quad \text{Ec. 3-10}$$

$$\sigma_B = \frac{6(0,38 * 426,2 \times 10^3)}{\pi * 40,63 * 12 * 6}$$

$$\sigma_B = 105,73 \text{ Mpa}$$

3.5.9 Esfuerzo cortante transversal

El esfuerzo cortante es el esfuerzo interno que se origina por las tensiones paralelas a la sección transversal del tornillo de potencia de la prensa hidráulica manual [9]. En la ecuación 3-11 se determinan los parámetros del cálculo del esfuerzo cortante transversal σ' .

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(T_{xz})^2 \}^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 3-11}$$

Donde

σ' = Esfuerzo cortante transversal

σ_x = Esfuerzo axial eje x

σ_y = Esfuerzo axial eje y

σ_z = Esfuerzo axial eje z

T_{xz} = Esfuerzo Cortante

En la Tabla 3-9 se resumen los valores de esfuerzos axiales que el tornillo de potencia experimenta mediante la aplicación de la carga determinada para poder compactar los polvos metálicos, hay que resaltar que la presión de compactación depende del tipo de acero que se trabaje, en la Tabla 3-8 se detalla los tipos polvo metálico más empleados y las presiones de compactación necesarias para formar las probetas.

Tabla 3-9.Resumen de esfuerzos axiales en el tornillo de potencia [Autor].

Resumen de esfuerzos axiales			
σ_x	105,73 Mpa	T_{xy}	0 MPa
σ_y	0 Mpa	T_{xz}	0,061 MPa
σ_z	-83,74 Mpa	T_{xx}	0 MPa

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(T_{xz})^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (105,73 - 0)^2 + (0 - (-83,74))^2 + (-83,74 - 105,73)^2 + 6(0,061)^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 164,45 \text{ Mpa}$$

$$-\frac{83,74}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-83,74}{2}\right)^2 + (0,061)^2}$$

$$= 44,43 \text{ Pa} ; -83,74 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_1 = 164,45 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = 44,43 \text{ Pa}$$

$$\sigma_3 = -83,74 \text{ Mpa}$$

$$\sigma' = \left\{ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = \left\{ \frac{(164,45 - 0,000083)^2 + (0,000083 + 83,74)^2 + (-83,74 - 164,45)^2}{2} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 218,69 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo cortante transversal máximo que experimenta el tornillo de potencia para compactar el polvo metálico tiene una magnitud de 218,69 Mpa

3.5.10 Esfuerzo cortante máximo

Para determinar el esfuerzo cortante máximo que se genera por la aplicación de las presiones de compactación se emplea la ecuación 3-12[9].

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Ec. 3-12.

Donde:

τ_{max} = Esfuerzo Cortante Máximo

σ_1 = Esfuerzo Axial X

σ_3 = Esfuerzo Axial Z

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{164,45 + 83,74}{2}$$

$$\tau_{max} = 124,095 \text{ Mpa}$$

3.6 Diseño del roscado de columna

El material seleccionado para el diseño y construcción del roscado para columnas de la prensa hidráulica es el acero AISI 1018, para realizar el cálculo y dimensionamiento de este elemento hay que considerar las propiedades físicas y mecánicas descritas en la Tabla 3-5. La rosca métrica y paso de rosca M48 Paso 4, son la selección determinada ya que en este caso solo debe soportar el peso de la placa superior y el peso del tornillo de potencia, porque las columnas no sufren esfuerzo a compresión.

3.6.1 Diámetro menor

El diámetro menor de la rosca se puede determinar mediante la ecuación 3-1 [9].

$$dm = \frac{P}{2}$$

Dónde:

dm = diámetro medio

P = Paso

$$dm = \frac{P}{2}$$

$$dm = \frac{4}{2}$$

$$dm = 48 \text{ mm} - 2 \text{ mm}$$

$$dm = 46 \text{ mm}$$

3.6.2 Ángulo de paso

El ángulo de paso se determina en función de la ecuación 3-2 [9].

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{p}{\pi * dm}$$

Donde

α = Ángulo de paso

p = Paso de rosca

dm = diámetro menor

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{p}{\pi * dm}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{4}{\pi * 46 \text{ mm}}$$

$$\alpha = 90^\circ - 1,58^\circ = 88,42^\circ$$

3.6.3 Diámetro de paso

El diámetro de paso se determina en función de la ecuación 3-3 y 3-4 [9]. Así:

$$dp = d - 0,6495 * P$$

$$dp = 48 - 0,6495 * 4$$

$$dp = 45,40 \text{ cm}$$

$$dr = d - 1,2268 * P$$

$$dr = 48 - 1,2268 * 4$$

$$dr = 43,09 \text{ cm}$$

3.6.4 Avance

El avance del roscado para las columnas de la prensa hidráulica se determinó utilizando la ecuación 3-5 [9].

$$l = n * P$$

Dónde:

l = Avance

n = (coeficiente para rosca simple 1)

P = Paso de la rosca

$$l = 1 * 4$$

$$l = 4 \text{ mm}$$

3.6.5 Auto bloqueo del tornillo

El auto bloqueo del tornillo para el roscado de las columnas de la prensa hidráulica, se determinó mediante la ecuación 3-6. Así:

$$\pi * f * d_m > l$$

$$\pi * (0,12) * (46) > 12$$

$$17,34 \text{ mm} > 12 \text{ mm}$$

3.6.6 Eficiencia del Tornillo de Potencia

La eficiencia del tornillo de potencia se puede determinar utilizando la ecuación 3-7. [9].

$$T_0 = \frac{F * l}{2\pi}$$

Dónde:

T_0 = Eficiencia del tornillo

F = Fuerza que se va a soportar

l = Avance

T_r = Par torsor

$$T_0 = \frac{F * l}{2\pi}$$
$$T_0 = \frac{213,10 * 4}{2\pi}$$
$$T_0 = 135,66 \text{ KN} * \text{mm}$$

3.6.7 Esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante en el tornillo de potencia se genera debido al momento de torsión que se genera en el exterior del cuerpo del tornillo [9]. La ecuación 3-8 permite calcular el esfuerzo cortante generado. Así

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

Dónde:

τ = Esfuerzo Cortante

T_r = Par torsor

d_r = Diámetro de paso

$$\tau = \frac{16 T}{\pi * dr^3}$$

$$\tau = \frac{16 (135,66) \times 10^3}{\pi * (430,9)^3}$$

$$\tau = 0,0086 \text{ Mpa} \approx 8635,59 \text{ Pa}$$

3.6.8 Esfuerzo flexionante

El esfuerzo axial es el resultante de las tensiones perpendiculares (normales) a la sección transversal del tornillo de potencia [9]. La ecuación 3-9 permite determinar el esfuerzo normal.

$$\sigma_B = - \frac{2F}{\pi * d_m * n_t * P}$$

Dónde:

σ = Esfuerzo Axial Normal

F = fuerza aplicada

d_r = Diámetro de paso

$$\sigma_B = - \frac{2(213,10 \times 10^3)}{\pi * 46 * 10 * 4}$$

$$\sigma_B = -73,73 \text{ Mpa}$$

3.6.8.1 Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca σ_B , que soporta 0,38F.

El esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca de las columnas de la prensa hidráulica se determinó según la ecuación 3-10. Así:

$$\sigma_B = \frac{6(0,38F)}{\pi * dr * n_t * P}$$

$$\sigma_B = \frac{6(0,38 * 213,10 \times 10^3)}{\pi * 43,09 * 10 * 4}$$

$$\sigma_B = 89,72 \text{ Mpa}$$

3.6.9 Esfuerzo cortante transversal

En la Tabla 3-10 se resumen los valores de esfuerzos axiales que el tornillo de potencia experimenta mediante la aplicación de la carga determinada para poder compactar los polvos metálicos, hay que resaltar que la presión de compactación depende del tipo de acero que se trabaje, en la Tabla 3-8 se detalla los tipos polvo metálico más empleados y las presiones de compactación necesarias para formar las probetas.

Tabla 3-10.Resumen de esfuerzos axiales en el tornillo de potencia [Autor].

Resumen de esfuerzos axiales			
σ_x	89,72 Mpa	T_{xy}	0 MPa
σ_y	0 Mpa	T_{xz}	0,0086 MPa
σ_z	-73,73 Mpa	T_{xx}	0 MPa

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(T_{xz})^2 \}^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec 3-11.}$$

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (89,72 - 0)^2 + (0 + 73,73)^2 + (-73,73 - 89,72)^2 + 6(0,0086)^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 141,77 \text{ Mpa}$$

$$-\frac{73,73}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-73,73}{2}\right)^2 + (0,0086)^2}$$

$$= 1 \text{ Pa} ; -73,73 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_1 = 141,77 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_2 = 1 \text{ Pa}$$

$$\sigma_3 = -73,73 \text{ Mpa}$$

$$\sigma' = \left\{ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = \left\{ \frac{((141,77 - 0,000001)^2 + (0,000001 + 73,73)^2 + (-73,73 - 141,77)^2)}{2} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 189,70 \text{ Mpa}$$

El esfuerzo cortante transversal máximo que experimenta el tornillo de potencia para compactar el polvo metálico tiene una magnitud de 189,70 Mpa

3.6.10 Esfuerzo cortante máximo

Para determinar el esfuerzo cortante máximo se emplea la ecuación 3-12[9].

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Dónde:

τ_{max} = Esfuerzo Cortante Máximo

σ_1 = Esfuerzo Axial X

σ_3 = Esfuerzo Axial Z

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{141,77 + 73,73}{2}$$

$$\tau_{max} = 107,75 \text{ Mpa}$$

3.7 Diseño de la placa superior de la prensa.

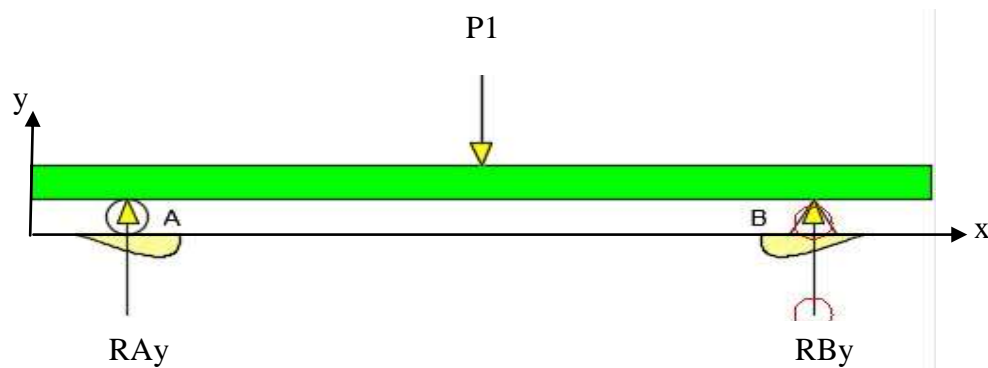
El material seleccionado para el diseño y construcción de la placa superior de la prensa hidráulica es el acero AISI SAE 1045, para realizar el cálculo y dimensionamiento de este elemento hay que considerar las propiedades físicas y mecánicas descritas en la Tabla 3-6. Esta selección se determinó mediante investigaciones previas para el dimensionamiento en este caso. En la Gráfica 3-4 se observa la placa superior de la prensa hidráulica.



Gráfica 3-4.Placa superior de la prensa hidráulica [Autor].

3.7.1 Determinación de reacciones en la placa superior

Para determinar las diferentes operaciones se debe realizar las sumatorias de cada plano en sus distintas direcciones y con sus respectivos signos. En la Gráfica 3-5, se representa las reacciones, fuerzas y momentos resultantes de la aplicación de la carga que genera el elemento hidráulico sobre este componente mecánico.



Gráfica 3-5.Diagrama de cuerpo libre de la placa superior [Autor].

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ec. 3-13}$$

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec. 3-14}$$

$$F_1 - R_1 - R_0 = 0$$

$$R_0 = F_1 - R_1$$

$$R_0 = 426,26 \text{ KN} - R_1$$

$$\sum F_z = 0 \quad \text{Ec. 3-15}$$

$$\sum M_0 = 0 \quad \text{Ec. 3-16}$$

$$F_1(X_1) - R_1(X_{R1}) = 0$$

$$R_1 = \frac{F_1(X_1)}{X_{R1}}$$

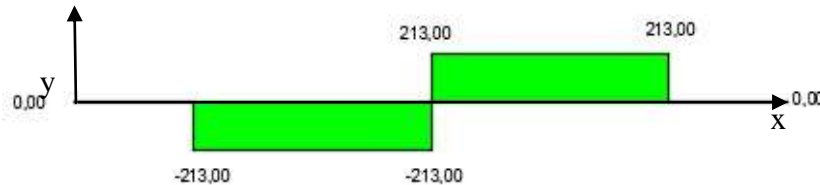
$$R_1 = \frac{426,26 \text{ KN} (16,5 \text{ cm})}{33 \text{ cm}}$$

$$R_1 = 213,13 \text{ KN}$$

3.7.2 Determinación de momentos en la placa superior

Los diagramas de áreas son una representación de Fuerzas a las distintas distancias de ejecución de la viga o sección. Para poder resolver la simulación a la cual está sometida la viga. La Gráfica 3-6, representa los diagramas de área - momento resultantes de los esfuerzos ejercidos sobre la placa superior de la prensa hidráulica.

Gráfica 3-6. Diagrama de área - momento de la placa superior de la prensa [Autor].



$$A_1 = -R_o(X_o) \quad \text{Ec. 3-17}$$

$$A_1 = -213,13 \text{ KN}(16,5 \text{ cm})$$

$$A_1 = -3516,64 \text{ KN.cm}$$

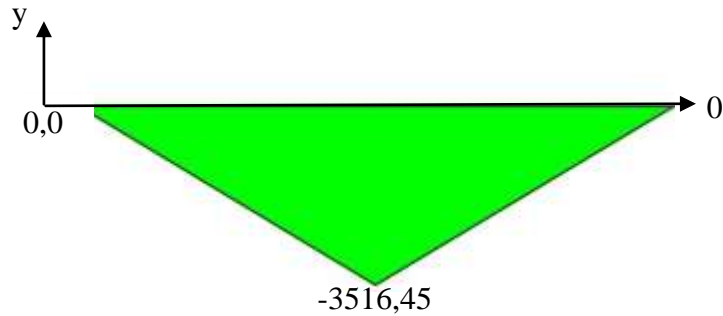
$$A_2 = R_o(X_1) \quad \text{Ec. 3-18}$$

$$A_2 = 213,13 \text{ KN}(16,5 \text{ cm})$$

$$A_2 = 3516,64 \text{ KN.cm}$$

3.7.3 Determinación de esfuerzo cortante en la placa superior

Es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un prisma mecánico como por ejemplo una viga o pilar. La Gráfica 3-7, representa el diagrama de esfuerzos cortantes que se originan en la placa superior de la prensa hidráulica.



Gráfica 3-7.Diagrama de esfuerzos cortantes en la placa superior [Autor].

$$M_A = M_o - Area \quad \text{Ec. 3-19}$$

$$M_A = 0 - 213,13 \text{ KN} \times (16,5 \text{ cm})$$

$$M_A = - 3516,64 \text{ KN} \cdot \text{cm}$$

$$M_B = M_A + Area$$

$$M_B = - 3516,64 \text{ KN} \cdot \text{cm} + 213,13 \text{ KN} \times (16,5 \text{ cm})$$

$$M_B = 0$$

3.7.4 Determinación de momentos de inercia en la placa superior

Es la resistencia que opone la materia al modificar su estado de movimiento, incluyendo cambios en la velocidad o en la dirección del movimiento. La ecuación Ec. 3-20 permite determinar el momento de inercia de una sección rectangular.

$$I = \frac{b \times h^3}{12} \quad \text{Ec. 3-20}$$

$$I = \frac{(21,5cm) \times (5cm)^3}{12}$$

$$I = 223,95 \text{ cm}^4$$

$$\gamma_{m\acute{a}x} = \gamma_1 = \frac{M_A \times c}{I} \quad \text{Ec. 3-21}$$

$$\gamma_1 = \frac{(3516,64 \text{ KN}) \times (2,5cm^2)}{223,95 \text{ cm}^4} \times \frac{(100cm)^2}{(1 \text{ m})^2}$$

$$\gamma_1 = 392,56 \text{ Mpa}$$

3.7.4.1 Resumen de esfuerzos en la placa superior

Los esfuerzos analizados en la placa superior de la prensa hidráulica se resumen en la Tabla 3-11.

Tabla 3-11. Resumen de esfuerzos transversales de la placa superior [Autor].

Esfuerzos	Magnitudes [MPa]
γ_1	392,56
γ_2	0
γ_3	0

3.7.4.2 Esfuerzo a la Falla de la placa superior

Los esfuerzos de falla analizados cuando se aplica la presión de compactación máxima se detallan en la ecuación 3-22. Así:

$$\gamma = \left(\frac{(\gamma_1 - \gamma_2)^2 + (\gamma_2 - \gamma_3)^2 + (\gamma_3 - \gamma_1)^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 3-22}$$

$$\gamma = \left(\frac{(392,56)^2 + (-392,56)^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\gamma = 392,56 \text{ Mpa}$$

3.7.4.3 Factor de Seguridad de la placa superior

El factor de seguridad en un diseño mecánico garantiza el desarrollo y normal funcionamiento del mismo, motivo por el que es de especial interés garantizar que este parámetro sea adecuado. Según se observó en las investigaciones previas a la realización de este trabajo se recomienda que el factor de seguridad sea mayor que 1, sin embargo, cuando el diseño esté relacionado con la interacción de vidas humanas se recomienda que el factor de seguridad sea mayor a 7 según [2] y [3]. La ecuación Ec. 3-23, determina los elementos necesarios para calcular el factor de seguridad de cualquier diseño mecánico.

$$\gamma \leq \frac{\text{Resistencia del Material}}{n} \quad \text{Ec. 3-23}$$
$$392,56 \text{ Mpa} \leq \frac{250 \text{ Mpa}}{n}$$
$$n \leq 0,63$$

Dónde:

γ =Esfuerso Máximo

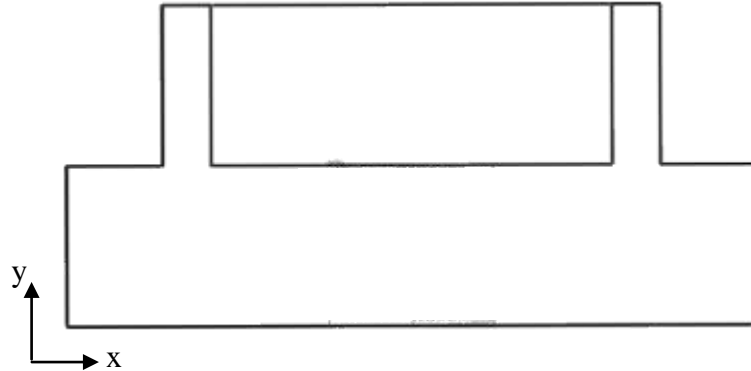
Para este caso el factor de seguridad $n \leq 0,63$ determinado mediante el análisis anterior no cumple con los criterios establecidos para garantizar la seguridad de un diseño mecánico, motivo por el que se debe aumentar el momento de inercia de la placa superior, incrementando el espesor de dicho elemento o adicionando refuerzos que permitan optimizar el diseño.

3.7.5 Factor de seguridad de la placa superior optimizado mediante refuerzos.

Como se dedujo en el literal 3.7.4.4, el factor de seguridad calculado para la placa superior de la gata hidráulica no cumplió con los criterios correctos de diseño, razón por la que se debe utilizar refuerzos en la placa los que permitan incrementar el

momento de inercia del conjunto para mejorar el factor de seguridad de este elemento.

En la Gráfica 3-8, se detalla la sección transversal de la placa superior de la prensa hidráulica con las secciones de apoyo necesarias para garantizar la funcionalidad de este diseño.



Gráfica 3-8.Sección transversal, placa superior de prensa hidráulica [**Autor**].

3.7.5.1 Determinación de Áreas

Para el cálculo de áreas se debe multiplicar las dimensiones que tienen los refuerzos y la viga como según la ecuación Ec. 3-24. Así:

Donde:

A= área

B= Base

H= Altura

$$A_1 = b \times h \quad \text{Ec 3-24.}$$

$$A_1 = b \times h = (21,5\text{cm}) \times (5\text{cm}) = 107,5 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = b \times h = (1,5\text{cm}) \times (5\text{cm}) = 7,5 \text{ cm}^2$$

$$A_3 = b \times h = (1,5\text{cm}) \times (5\text{cm}) = 7,5 \text{ cm}^2$$

3.7.5.2 Determinación de centros de gravedad

Es el punto imaginario de aplicación de la resultante de todas las fuerzas de gravedad que actúan sobre las distintas porciones materiales de un cuerpo. Es decir, el punto referente medio en cada plano (X, Y). La ecuación Ec. 3-25 permite determinar el centro de gravedad de las secciones analizadas. Así:

$$X_{CG} = \frac{A_1X_1 + A_2X_2 + A_3X_3}{A_1 + A_2 + A_3} \quad \text{Ec. 3-25}$$

$$X_{CG} = \frac{(107,5 \text{ cm}^2) \times (10,75 \text{ cm}) + (7,5 \text{ cm}^2) \times (3,75 \text{ cm}) + (7,5 \text{ cm}^2) \times (17,75 \text{ cm})}{107,5 \text{ cm}^2 + 7,5 \text{ cm}^2 + 7,5 \text{ cm}^2}$$

$$X_{CG} = 10,75 \text{ cm}$$

$$Y_{CG} = \frac{A_1Y_1 + A_2Y_2 + A_3Y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$Y_{CG} = \frac{(107,5 \text{ cm}^2) \times (2,5 \text{ cm}) + (7,5 \text{ cm}^2) \times (7,5 \text{ cm}) + (7,5 \text{ cm}^2) \times (7,5 \text{ cm})}{107,5 \text{ cm}^2 + 7,5 \text{ cm}^2 + 7,5 \text{ cm}^2}$$

$$Y_{CG} = 3,11 \text{ cm}$$

3.7.5.3 Cálculo de Inercias

Es la propiedad que tienen los cuerpos de permanecer en su estado de reposo relativo o movimiento relativo. Dicho de forma general, es la resistencia que opone la materia al modificar su estado de movimiento, incluyendo cambios en la velocidad o en la dirección del movimiento.

$$I_1 = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I_1 = \frac{(21,5\text{cm}) \times (5\text{cm})^3}{12}$$

$$I_1 = 223,95 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = \frac{(1,5cm) \times (5cm)^3}{12}$$

$$I_2 = 15,625 \text{ cm}^4$$

$$I_3 = \frac{(1,5cm) \times (5cm)^3}{12}$$

$$I_3 = 15,625 \text{ cm}^4$$

3.7.5.4 Sumatoria de inercias equivalentes

El teorema de Steiner es usado en la determinación del momento de inercia de un sólido rígido sobre cualquier eje. En la ecuación Ec. 3-26 se determina el momento de inercia de la placa y los refuerzos utilizados.

$$I_T = I_1 + A_1 d_{eq1} + I_2 + A_2 d_{eq2} + I_3 + A_3 d_{eq3} \quad \text{Ec. 3-26}$$

$$I_T = 223 \text{ cm}^4 + 15,625 \text{ cm}^4 + (7,5 \text{ cm}^2 \times 7\text{cm}) + 15,625 \text{ cm}^4 + (7,5 \text{ cm}^2 \times 7\text{cm})$$

$$I_T = 360,2 \text{ cm}^4$$

Al aumentar el momento de Inercia de la placa superior de la gata hidráulica se consigue disminuir el esfuerzo $\gamma_{m\acute{a}x} = \gamma_1$ en la placa superior. Empleando la ecuación Ec. 3-23. Así:

$$\gamma_{m\acute{a}x} = \gamma_1 = \frac{M_A \times c}{I}$$

$$\gamma_1 = \frac{(3516,64 \text{ KN}) \times (3,11\text{cm}^2)}{360,2 \text{ cm}^4} \times \frac{(100\text{cm})^2}{(1 \text{ m})^2}$$

$$\gamma_1 = 30,36 \text{ Mpa}$$

$$\gamma \leq \frac{\text{Resistencia del Material}}{n}$$

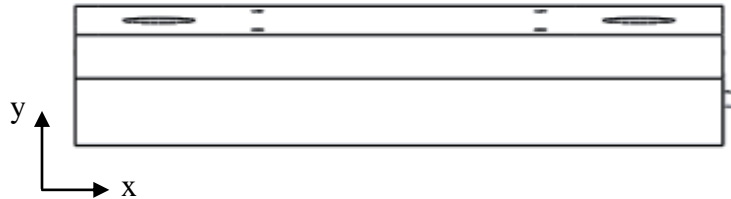
$$30,36 \text{ Mpa} \leq \frac{250 \text{ Mpa}}{n}$$

$$n \leq 8,23$$

Al recalcular la placa superior con la utilización de refuerzos sobre la misma se consigue un factor de seguridad n de 8,23 satisfaciendo así las teorías de diseño investigadas previamente y garantizando el normal funcionamiento del diseño efectuado.

3.8 Diseño de la placa Inferior de la prensa.

El material seleccionado para el diseño y construcción de la placa superior de la prensa hidráulica es el acero AISI SAE 1045, para realizar el cálculo y dimensionamiento de este elemento hay que considerar las propiedades físicas y mecánicas descritas en la Tabla 3-6. La Gráfica 3-9, muestra la geometría de la placa inferior de la prensa hidráulica.



Gráfica 3-9. Geometría de la placa inferior de prensa hidráulica [Autor].

3.8.1 Determinación de reacciones en la placa inferior

Para determinar las reacciones obtenidas por la aplicación de la carga de compactación se debe realizar las sumatorias de fuerzas en cada plano, en sus distintas direcciones y con sus respectivos signos. Así:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_0 - F_1 = 0$$

$$R_0 = F_1 - R_1$$

$$R_0 = 426,26 \text{ KN} - R_1$$

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum M_0 = 0$$

$$-F_1(X_1) + R_1(X_{R1}) = 0$$

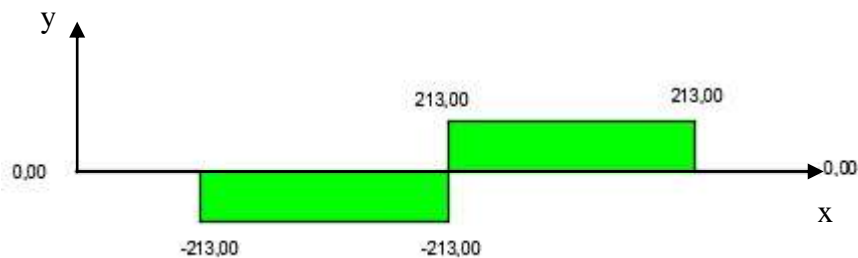
$$R_1 = \frac{F_1(X_1)}{X_{R1}}$$

$$R_1 = \frac{426,26 \text{ KN} (16,5 \text{ cm})}{33 \text{ cm}}$$

$$R_1 = 213,13 \text{ KN}$$

3.8.2 Determinación de momentos en la placa inferior

Los diagramas de áreas son una representación de las fuerzas aplicadas a distintas distancias sobre una viga o sección, para interpretar el comportamiento al que está sometida la viga. La Gráfica 3-10, muestra el diagrama de área - momento para la determinación de los momentos resultantes al ejercer la carga de compactación en la placa inferior.



Gráfica 3-10.Diagrama de área – momento de la placa inferior [Autor].

$$A_1 = R_o(X_o)$$

$$A_1 = 213,13 \text{ KN}(16,5 \text{ cm})$$

$$A_1 = 3516,64 \text{ KN.cm}$$

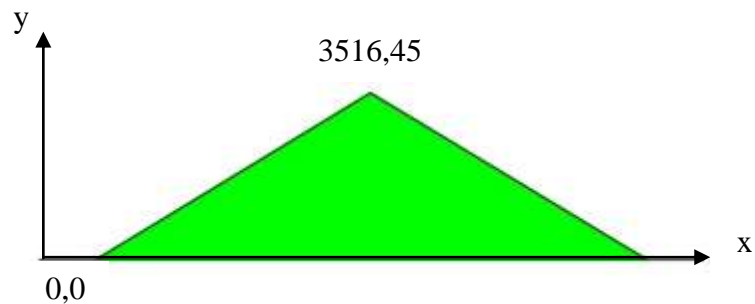
$$A_2 = -R_o(X_1)$$

$$A_2 = -213,13 \text{ KN}(16,5 \text{ cm})$$

$$A_2 = -3516,64 \text{ KN.cm}$$

3.8.3 Determinación del esfuerzo cortante en la placa inferior

El esfuerzo cortante se define como la resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un prisma mecánico como por ejemplo una viga o un pilar. La Gráfica 3-11 esquematiza el comportamiento cortante de la placa inferior de la prensa hidráulica.



Gráfica 3-11.Diagrama de esfuerzo cortante de la placa inferior [**Autor**].

$$M_A = M_o + Area$$

$$M_A = 0 + 213,13 \text{ KN} \times (16,5 \text{ cm})$$

$$M_A = 3516,64 \text{ KN.cm}$$

$$M_B = M_A + Area$$

$$M_B = 3516,64 \text{ KN.cm} - 213,13 \text{ KN} \times (16,5 \text{ cm})$$

$$M_B = 0$$

3.8.4 Determinación de momentos de inercia en la placa inferior

Explicando de forma general, es la resistencia que opone la materia al modificar su estado de movimiento, Podríamos decir que es la resistencia que opone un sistema de partículas a modificar su estado dinámico.

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I = \frac{(44,5\text{cm}) \times (3\text{cm})^3}{12}$$

$$I = 100,12 \text{ cm}^4$$

$$\gamma_{\text{máx}} = \gamma_1 = \frac{M_A \times c}{I}$$

$$\gamma_1 = \frac{(3516,64 \text{ KN}) \times (1,5\text{cm}^2)}{100,12 \text{ cm}^4} \times \frac{(100\text{cm})^2}{(1 \text{ m})^2}$$

$$\gamma_1 = 526,83 \text{ Mpa}$$

3.8.4.1 Resumen de esfuerzos en la placa inferior

Los esfuerzos analizados en la placa superior de la prensa hidráulica se resumen en la Tabla 3-12.

Tabla 3-12. Resumen de esfuerzos transversales de la placa inferior [Autor].

Esfuerzos	Magnitudes [MPa]
γ_1	526,83
γ_2	0
γ_3	0

3.8.4.2 Esfuerzo de falla de la placa inferior

$$\gamma = \left(\frac{(\gamma_1 - \gamma_2)^2 + (\gamma_2 - \gamma_3)^2 + (\gamma_3 - \gamma_1)^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\gamma = \left(\frac{(526,83 \text{ Mpa})^2 + (-392,56 \text{ Mpa})^2}{2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\gamma = 526,83 \text{ Mpa}$$

3.8.4.3 Factor de Seguridad de la placa inferior

$$\gamma \leq \frac{\text{Resistencia del Material}}{n}$$

$$526,83 \text{ Mpa} \leq \frac{250 \text{ Mpa}}{n}$$

$$n \leq 0,47$$

3.8.5 Factor de seguridad de la placa inferior optimizada con refuerzos

3.8.5.1 Cálculo de áreas

Para el cálculo de áreas se debe multiplicar las dimensiones que tienen los refuerzos y la viga según la ecuación 3-24. Así:

$$A_1 = b \times h = (30\text{cm}) \times (3\text{cm}) = 90 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = b \times h = (1,5\text{cm}) \times (5\text{cm}) = 7,5 \text{ cm}^2$$

$$A_3 = b \times h = (1,5\text{cm}) \times (5\text{cm}) = 7,5 \text{ cm}^2$$

3.8.5.2 Cálculo de centros de gravedad

Es el punto imaginario de aplicación de la resultante de todas las fuerzas de gravedad que actúan sobre las distintas porciones materiales de un cuerpo. Es decir, el punto referente medio en cada plano (X, Y). Según la ecuación 3-25. Así:

$$X_{CG} = \frac{A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$X_{CG} = \frac{(90\text{cm}^2) \times (10,75\text{ cm}) + (7,5\text{ cm}^2) \times (6,75\text{ cm}) + (7,5\text{ cm}^2) \times (23,25\text{ cm})}{90\text{ cm}^2 + 7,5\text{ cm}^2 + 7,5\text{ cm}^2}$$

$$X_{CG} = 15\text{ cm}$$

$$Y_{CG} = \frac{A_1 Y_1 + A_2 Y_2 + A_3 Y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$Y_{CG} = \frac{(90\text{cm}^2) \times (1,5\text{ cm}) + (7,5\text{ cm}^2) \times (5,5\text{ cm}) + (7,5\text{ cm}^2) \times (5,5\text{ cm})}{90\text{ cm}^2 + 7,5\text{ cm}^2 + 7,5\text{ cm}^2}$$

$$Y_{CG} = 1,80\text{ cm}$$

3.8.5.3 Cálculo de inercias

$$I_1 = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I_1 = \frac{(30\text{cm}) \times (3\text{cm})^3}{12}$$

$$I_1 = 67,5\text{ cm}^4$$

$$I_2 = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I_2 = \frac{(1,5\text{cm}) \times (5\text{cm})^3}{12}$$

$$I_2 = 15,625\text{ cm}^4$$

$$I_3 = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$I_3 = \frac{(1,5\text{cm}) \times (5\text{cm})^3}{12}$$

$$I_3 = 15,625\text{ cm}^4$$

3.8.5.4 Sumatoria de inercias equivalentes.

Es un teorema usado en la determinación del momento de inercia de un sólido rígido sobre cualquier eje. La ecuación 3-26. Así:

$$I_T = I_1 + A_1 d_{eq1} + I_2 + A_2 d_{eq2} + I_3 + A_3 d_{eq3}$$

Dónde:

I_T = Inercia Total

I_{xx} = Inercia de la figura (1,2 o 3)

A_{xx} = Área del respectivo cuerpo (1,2 o 3)

d_{eqxx} = Distancia equivalente de cada punto del cuerpo al punto medio

$$I_T = I_1 + A_1 d_{eq1} + I_2 + A_2 d_{eq2} + I_3 + A_3 d_{eq3}$$

$$I_T = 67,5 \text{ cm}^4 + 15,625 \text{ cm}^4 + (7,5 \text{ cm}^2 \times 8,25 \text{ cm}) + 15,625 \text{ cm}^4 + (7,5 \text{ cm}^2 \times 8,25 \text{ cm})$$

$$I_T = 222,49 \text{ cm}^4$$

Al aumentar su inercia podemos lograr un menor esfuerzo en la Viga y aumentar su coeficiente de seguridad.

$$\gamma_{\text{máx}} = \gamma_1 = \frac{M_A \times c}{I}$$

$$\gamma_1 = \frac{(3516,64 \text{ KN}) \times (1,80 \text{ cm}^2)}{224,49 \text{ cm}^4} \times \frac{(100 \text{ cm})^2}{(1 \text{ m})^2}$$

$$\gamma_1 = 28,45 \text{ Mpa}$$

$$\gamma \leq \frac{\text{Resistencia del Material}}{n}$$

$$28,45 \text{ Mpa} \leq \frac{250 \text{ Mpa}}{n}$$

$$n \leq 8,78$$

De esta forma al igual que la placa superior se logró optimizar el factor de seguridad para la placa inferior alcanzando un factor $n = 8,78$.

3.9 Fabricación de los punzones de compactación

Los elementos que permitirán compactar el polvo metálico se denominan punzones debido a la función que desempeñan, en la industria matricera el diseño de este tipo de elementos es de gran análisis debido a los beneficios que se obtienen en un proceso productivo mediante la optimización de los tiempos de producción.

Para la realización de este proyecto el diseño de este tipo de elementos lo rige la Norma ASTM B925-03, la que dimensiona los punzones de compactado. En la Gráfica 3-12, se aprecia los elementos de punzonado después del mecanizado.



Gráfica 3-12.Punzones de compactación de polvo metálico [Autor].

3.10 Fabricación de los dados de compactación

El proceso de manufactura de este elemento se realizó según las especificaciones de la norma ASTM B925-03 Standard Practices for Production and Preparation of Powder Metallurgy (P/M) Test Specimens, la que detalla las dimensiones y tolerancias que este elemento debe poseer. Así como la dureza del material a la cual debe acercarse, para poder tener una eficiente probeta de compactación.

3.11 Diseño de Uniones no permanentes

Las uniones no permanentes deben ser diseñadas de tal forma que garanticen la sujeción de los elementos mecánicos que componen la prensa hidráulica de

compactación de polvos metálicos. Mediante investigaciones según lo confirman [2] y [3], se determinó que el material idóneo para el diseño de uniones no permanentes es el acero AISI-SAE 1018. La Tabla 3-5 determina propiedades mecánicas y composición química de este acero.

Según [4], se debe asumir un coeficiente de seguridad $n = 5$ para determinar la altura de tuerca necesaria para garantizar la sujeción de los elementos roscados. La ecuación 3-27, permite determinar la altura de la rosca para asegurar la sujeción. Así:

$$\tau = \frac{2 \times F}{\pi \times d_m \times H} = \frac{S_{sy}}{n} \quad \text{Ec. 3-27}$$

Dónde:

F= Fuerza aplicada a la tuerca

dm= Diámetro medio

H= Altura

n= Factor de seguridad

$$d_e^2 = \text{diámetro medio} + \text{Paso}$$

$$d_r^2 = \text{diámetro medio} - \text{Paso}$$

$$S_{sy} = 0,577 + S_y$$

$$S_{sy} = 0,577 + 235 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 235,577 \text{ Mpa}$$

Despejando H nos queda:

$$H = \frac{2 \times F \times n}{\pi \times d_m \times S_{sy}}$$

$$H = \frac{2 (213000 \text{ N})(5)}{\pi(46 \text{ mm})(235,577 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})}$$

$$H = 62,56 \text{ mm}$$

3.11.1 Diseño de tuerca sometida a aplastamiento

La ecuación 3-28, permite determinar la altura de rosca necesaria para asegurar la sujeción cuando las uniones no permanentes están sometidas a aplastamiento. Así:

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{4 \times F \times P}{\pi (d_e^2 - d_r^2) H} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 3-28}$$

Despejando H nos queda:

$$H = \frac{4 \times F \times P \times n}{\pi (d_e^2 - d_r^2) S_y}$$

$$H = \frac{4 (213000 \text{ N})(4\text{mm})(5)}{\pi (50^2 - 42^2) (235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})}$$

$$H = 31,35 \text{ mm}$$

$$H = 3,13 \text{ cm}$$

3.11.2 Diseño de tuerca sometida a flexión

La ecuación 3-29, permite determinar la altura del elemento roscado cuando este elemento está sometido a flexión. Así:

$$\sigma_{\text{flexión}} = \frac{6 \times F}{\pi (dm) x H} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 3-29}$$

Despejando el valor de altura (H)

$$H = \frac{6 \times F \times n}{\pi (dm) x S_y}$$

$$H = \frac{6 (213000 \text{ N})(5)}{\pi (46 \text{ mm})(235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2})}$$

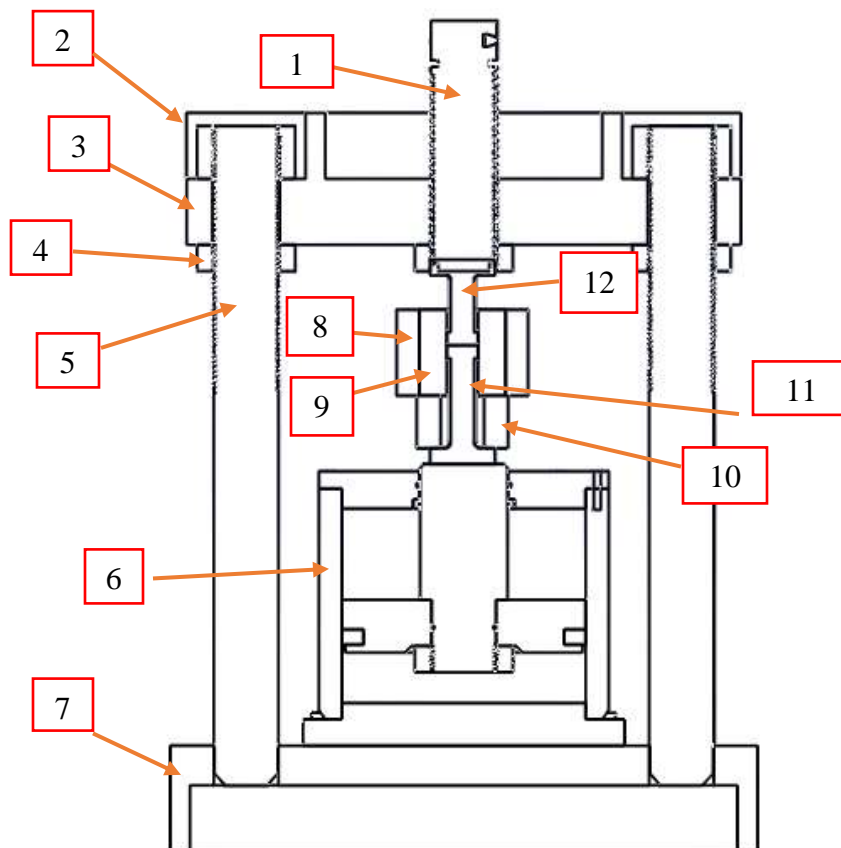
$$H = 188 \text{ mm}$$

$$H = 18,8 \text{ cm}$$

Para este caso, las uniones no permanentes están sometidas a esfuerzo cortante y flexionante motivo por el que se debe diseñar las uniones no permanentes con una altura H , que se encuentre en el rango $[3,13-6,25]$ cm, cuyo valor medio recomendado es de 4,69 cm.

3.12 Componentes de la prensa hidráulica de compactación

Para el mecanizado de los elementos que componen la prensa hidráulica de compactado de polvo metálico, se utilizaron dos procesos muy comunes en la industria mecánica. En la Gráfica 3-13, se observa los componentes de la prensa hidráulica de compactación de polvos metálicos.



Gráfica 3-13.Partes constitutiva de la prensa hidráulica [Autor]

La Tabla 3-13 detalla las partes que componen la prensa de compactación de polvos metálicos.

Tabla 3-13. Partes constitutivas de la prensa probetas pulvimetalúrgicas [Autor]

Elemento	Denominación	Material	T.T.	Factor de Seguridad	Desplazamiento
1	Tornillo de Potencia	AISI SAE 4340		6	0,01 mm
2	Tuerca	AISI SAE 1018		7	0,002 mm
3	Placa superior	ASTM A36		8,23	0,002 mm
4	Contratuerca de columna	AISI SAE 1018		4	0,001 mm
5	Columna	AISI SAE 1018		15	0,03 mm
6	Gata hidráulica	VARIOS			
7	Placa inferior	ASTM A36		8,76	0,0028 mm
8	Matriz molde	AISI SAE 1018		20	0,001 mm
9	Matriz molde hembra	AISI SAE D3	Temple	25	0,0008 mm
10	Soporte de Molde	AISI SAE 1018		25	0,001 mm
11	Punzón inferior	AISI SAE D3	Temple	7	0,03mm
12	Punzón superior	AISI SAE D3	Temple	7	0,03 mm

En la Gráfica 3-14, se observa el ensamble final de la gata hidráulica y el molde diseñado para la compactación de polvo metálico.



Gráfica 3-14. Prensa hidráulica de compactación de polvo metálico [Autor].

3.13 Obtención de probetas de polvo metálico

Para la validación del diseño de prensa y molde, se procedió a realizar un grupo de probetas, para su verificar que cumpla con la Norma ASTM B 925-03 “Estándar para la realización de prueba pulvimetalúrgicas y producción de probetas”, se obtuvo en grupo de prueba de 7 muestras las que fueron analizadas dimensionalmente, con la ayuda de un calibrador pie de rey 6”/150 mm marca insize que brinda un porcentaje mínimo de error del 1% y así validar el diseño realizado. Como se especificó en la gráfica 3-4, las dimensiones D y T hacen referencia al diámetro y espesor de la muestra siendo las dimensiones 25.4mm y 7.11 ± 0.25 mm respectivamente.

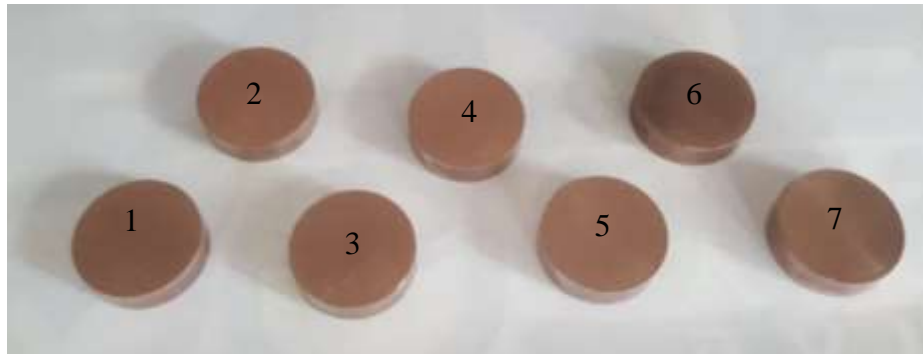
En la Tabla 3-14, se observa el análisis dimensional realizado para verificar las dimensiones de las probetas obtenidas mediante la prensa y el molde diseñados en este trabajo.

Tabla 3- 14. Análisis dimensional de probetas obtenidas [Autor].

Número de muestra	Diámetro [mm]	Espesor [mm]
1	25.29	7.10
2	25.27	7.13
3	25.31	7.20
4	25.38	7.115
5	25.29	7.22
6	25.36	7.15
7	25.28	7.13

Promedio	25.324	7.1597
-----------------	--------	--------

En la Gráfica 3-15 se aprecia las probetas analizadas dimensionalmente tanto diámetro como espesor según la norma ASTM B 925-03, registrando el 100% de la muestra analizada como aprobada y con un rango de error mínimo como es hasta el 5%. Se logro verificar que la maquina cumple con las normas específicas y que no tenemos ningún rango de falla en nuestro diseño estructural.



Gráfica 3-15. Probetas de polvo metálico en análisis de dimensiones [Autor].

3.14 Velocidades de avance para mecanizado

La velocidad con la que se mueven los elementos de corte de una máquina de mecanizado ya sea un torno o fresadora, se define como un factor de trascendental importancia ya que influye en el tiempo y volumen de producción, así como en la vida útil de los elementos que realizan el corte. Es por tal motivo que determinar la velocidad de avance y de corte en un proceso de mecanizado es de mucha utilidad [10].

La ecuación Ec. 3-30, permite determinar la velocidad de avance de la máquina con la que se realizará el mecanizado de los elementos mecánicos.

$$\frac{rev}{min} = \frac{V_c(pies)*12}{\pi*\phi \text{ de la pieza}(pulg)} \quad \text{Ec. 3-30}$$

$$\frac{rev}{min} = \frac{V_c(m) * 1000}{\pi * \emptyset \text{ de la pieza (mm)}}$$

Dónde:

V_c = Velocidad de corte

\emptyset = Diámetro de la pieza de trabajo

La velocidad de corte, está en función del tipo de material que se desee mecanizar y del tipo de operación de mecanizado que se vaya a realizar. La Tabla 3-16 muestra las velocidades de corte recomendada [11].

Tabla 3-16. Velocidad de corte distintos materiales [11].

Velocidad de Corte, Refrentado, Torneado y Rectificado						
	Desbaste		Acabado		Roscado	
Material	<i>pies/min</i>	<i>m/min</i>	<i>pies/min</i>	<i>m/min</i>	<i>pies/min</i>	<i>m/min</i>
Acero de máquina	90	27	100	30	35	11
Acero de Herramienta	70	21	90	27	30	9
Hierro Fundido	60	18	80	24	25	8
Bronce	90	27	100	30	25	8
Aluminio	200	61	300	93	60	18

3.14.1 Velocidad de avance para roscado externo

El cálculo de la velocidad de avance, para el proceso de mecanizado en el torno en diseño de roscas, se realizó utilizando la ecuación 3-30, y la tabla 3-16, la cual determina las velocidades de corte para distintos materiales. Esto se procedió a realizar mediante los siguientes cálculos [12]:

3.14.1.1 Velocidad de avance mecanizado de columnas

Para desbaste:

$$\frac{rev}{min} = \frac{27 * 1000}{\pi * 50(mm)}$$

$$\frac{rev}{min} = 179,9 \approx 180$$

Para acabado:

$$\frac{rev}{min} = \frac{30 * 1000}{\pi * 49(mm)}$$

$$\frac{rev}{min} = 194,88 \approx 195$$

Para roscado:

$$\frac{rev}{min} = \frac{V_c(m) * 1000}{\pi * \emptyset \text{ de la pieza (mm)}}$$

$$\frac{rev}{min} = \frac{11 * 1000}{\pi * 49(mm)}$$

$$\frac{rev}{min} = 71,46 \approx 72$$

3.14.1.1 Velocidad de avance para mecanizado de tornillo de potencia

Para desbaste:

$$\frac{rev}{min} = \frac{27 * 1000}{\pi * 50,8 (mm)}$$

$$\frac{rev}{min} = 169,18 \approx 169$$

Para acabado:

$$\frac{rev}{min} = \frac{V_c(m) * 1000}{\pi * \emptyset \text{ de la pieza (mm)}}$$

$$\frac{rev}{min} = \frac{30 * 1000}{\pi * 50 (mm)}$$

$$\frac{rev}{min} = 194,88 \approx 195$$

Para roscado:

$$\frac{rev}{min} = \frac{V_c(m) * 1000}{\pi * \emptyset \text{ de la pieza (mm)}}$$

$$\frac{rev}{min} = \frac{11 * 1000}{\pi * 48 (mm)}$$

$$\frac{rev}{min} = 71,46 \approx 72$$

3.14.1.2 Velocidad de avance para mecanizado de punzones de compactación

Para desbaste sección 1:

$$\frac{rev}{min} = \frac{21 * 1000}{\pi * 50 (mm)}$$

$$\frac{rev}{min} = 133,69 \approx 134$$

Para desbaste sección 2:

$$\frac{rev}{min} = \frac{21 * 1000}{\pi * 24,1 (mm)}$$

$$\frac{rev}{min} = 161,09 \approx 161$$

Para acabado sección 2:

$$\frac{rev}{min} = \frac{27 * 1000}{\pi * 24,1 (mm)}$$

$$\frac{rev}{min} = 209,70 \approx 210$$

Para desbaste sección 3:

$$\frac{rev}{min} = \frac{21 * 1000}{\pi * 25,375 (mm)}$$

$$\frac{rev}{min} = 169,62 \approx 170$$

Para acabado sección 3:

$$\frac{rev}{min} = \frac{27 * 1000}{\pi * 25,375 (mm)}$$

$$\frac{rev}{min} = 218,08 \approx 218$$

CAPITULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones.

- Se determinó que la prensa hidráulica manual diseñada, logra brindar la misma capacidad máxima en fuerza que los otros 3 tipos de prensa, como son la prensa hidráulica convencional, prensa hidráulica de banco y prensa hidráulica de pie, pero con la facilidad que al momento de operar tenemos todas las libertades para montar o desmontar nuestras probetas de cualquier ángulo.
- La prensa hidráulica manual que se diseñó, representa el 25% en tamaño y peso en comparación al resto de prensas hidráulicas investigadas en este proyecto, motivo por el que su montaje y uso es más factible.
- El costo – beneficio de la prensa hidráulica manual diseñada representa el 50% de ahorro económico a diferencia del resto de prensas hidráulicas investigadas en este proyecto.
- El material idóneo para la construcción de la matriz y punzones, es el acero AISI SAE D3 (BOHLER K100), por las propiedades mecánicas que posee entre las que se destaca la elevada resistencia al desgaste para trabajo en frío.
- El material más óptimo para el contacto con las probetas pulvimetalúrgicas es el acero AISI SAE D3 (BOHLER K100) por lo que, mediante un tratamiento térmico, de temple se alcanzó una dureza de [60-62] HRc.
- Se determinó mediante la operación de rectificado, que el acabado superficial N8 con un valor de rugosidad de 125 μm , permite la extracción más fácil de la probeta después de la compactación.

- Se concluyó que el electrodo E 7018 es el idóneo para obtener la unión entre los elementos que componen la estructura de la prensa hidráulica manual, debido a que posee una resistencia a las tracciones de 482 Mpa y una resistencia a la fluencia de 393 Mpa.
- El 100% de las muestras obtenidas mediante la prensa de compactación de polvos metálicos cumplieron con el dimensionamiento establecido en la norma ASTM B 925-03, la misma que permite una variación dimensional, en diámetro y espesor de hasta $\pm 0,98\%$ del tamaño de la probeta especificada en dicha norma.
- Se concluyó que la deflexión máxima que sufre la viga transversal, de la prensa hidráulica manual de compactación de polvos metálicos, es de 0,002 mm cuando se aplica la carga máxima de diseño de 15,86 Mpa.
- Se determinó que la deformación máxima del tornillo de potencia es de 0,01mm cuando se ejerce la presión máxima de compactación que genera el elemento hidráulico de 2300 psi sobre la matriz del molde.

4.2 Recomendaciones.

- Verificar que no exista fugas de aceite al manipular la bomba hidráulica.
- Se recomienda manipular las válvulas de la bomba hidráulica de forma adecuada para lograr un compactado rígido y evitar el retorno aceite ISO 68.
- El tiempo de compactado idóneo para lograr una eficiente y simétrico dimensionamiento de las probetas de polvo metálico obtenidas mediante la prensa hidráulica manual de compactación.
- Mantener limpia y seca el área de compactación entre la matriz, el punzón y el embolo del elemento hidráulico para obtener el adecuado dimensionamiento de las probetas.
- Determinar la presión necesaria para cada polvo metálico antes de realizar la compactación de probetas.
- Dosificar de forma correcta las porciones de polvo metálico para lograr un eficiente dimensionamiento y mantener la dureza del compactado.

- Verificar el alineamiento entre la matriz, el vástago del elemento hidráulico y el tornillo de potencia para lograr la compactación uniforme de polvo metálico y que no se registren variaciones en el dimensionamiento de las probetas.
- Utilizar aceite hidráulico ISO 68 que posee viscosidad de 68% a una temperatura de 40°C y una viscosidad relativa del 98%.
- Verificar que el nivel de aceite en la bomba hidráulica sea mayor al 90% de la capacidad volumétrica del depósito de aceite, para garantizar la presión de compactado máxima.
- Verificar que la posición del vástago del elemento hidráulico se ubique en el punto 0, para facilitar el montaje correcto de la matriz molde compactación.
- Ubicar la maquina en un espacio amplio y con condiciones que faciliten su operación, compactación y desmontaje de probetas.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Giancili, C. Douglas (2012). Física. Principios con aplicaciones. [On-line]. Disponible en: https://books.google.com.ec/books?id=1KuuQxORd4QC&pg=PA260&dq=principio+de+pascal&hl=es&sa=X&ved=0ahUKEwj_0sTKrKXgAhVpw1kKH TpZCNsQ6AEIKDAA#v=onepage&q=principio%20de%20pascal&f=false
- [2] J. K. Budynas R.G. y Nisbett. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. México: Octava edición, Editorial McGraw-Hill, 2008.
- [3] R. L. Mott. Diseño de Elementos de Máquinas. México: Editorial PEARSON EDUCATION, 2006.
- [4] ASTM, American Society for Testing Materials. (2009). Método de prueba de ensayo y producción de probetas pulvimetalúrgicas. [On-line]. Disponible en: <https://www.astm.org/>
- [5] Revilla, R. y Ticona, J. (2010). Proyecto Prensa Hidráulica. [On-line]. Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/154648121/Proyecto-de-La-Prensa-Hidraulica>
- [6] C. Cruz. (2015). Automatización de una Troqueladora y diseño de un troquel para arandelas de cobre. [On-line]. Disponible en: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/4484/1/15T00593.pdf>
- [7] Pérez, D. Diseño y construcción de un troquel de corte y perforado de platina metálica de espesor 1/8 de pulgada. (2018). [On-line] Disponible en: <http://repositorio.uta.edu.ec/handle/123456789/27918>

[8] Beltrán. A. Análisis de material sinterizado aluminio 1060 con BABBIT B 23 ALLOY 2 y su incidencia en la resistencia a la tracción, dureza y desgaste combinados por mezcla de polvos. [On-line]. Disponible en: <http://repo.uta.edu.ec/handle/123456789/27446>

[9] Shuguli. Javier. Construcción de una prensa hidráulica manual para el montaje y desmontaje de rodamientos rígidos de bolas con diámetro interior desde 20 mm hasta 30 mm. [On-line]. Disponible en: <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1540/1/CD-0844.pdf>

[10] Bustán. Manuel. Wilson. Calculo y diseño de una prensa hidráulica especializada en el cambio de pines y bujes en cadenas de maquinaria pesada. [On-line]. Disponible en : <https://dspace.unl.edu.ec/jspui/bitstream/123456789/16574/1/Bust%C3%A1n%20Rojas,%20Wilson%20Manuel.pdf>

[11] Ortiz. Willington. H. Compactadora de bloques. [On-line]. Disponible en: <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/2902/1/04%20MEC%20040%20TESIS.pdf>

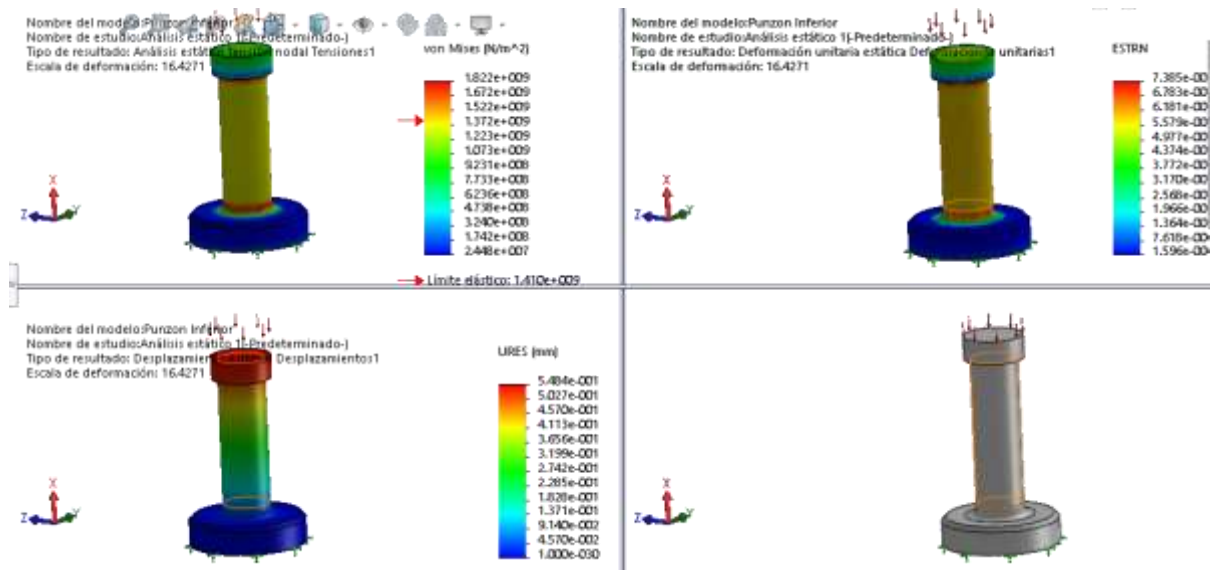
[12] Jiménez. L. y Serrano F. Diseño, construcción y validación de una prensa hidráulica con sistema de control automático. [On-line]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/12112/1/UPS-CT005990.pdf>

Anexos

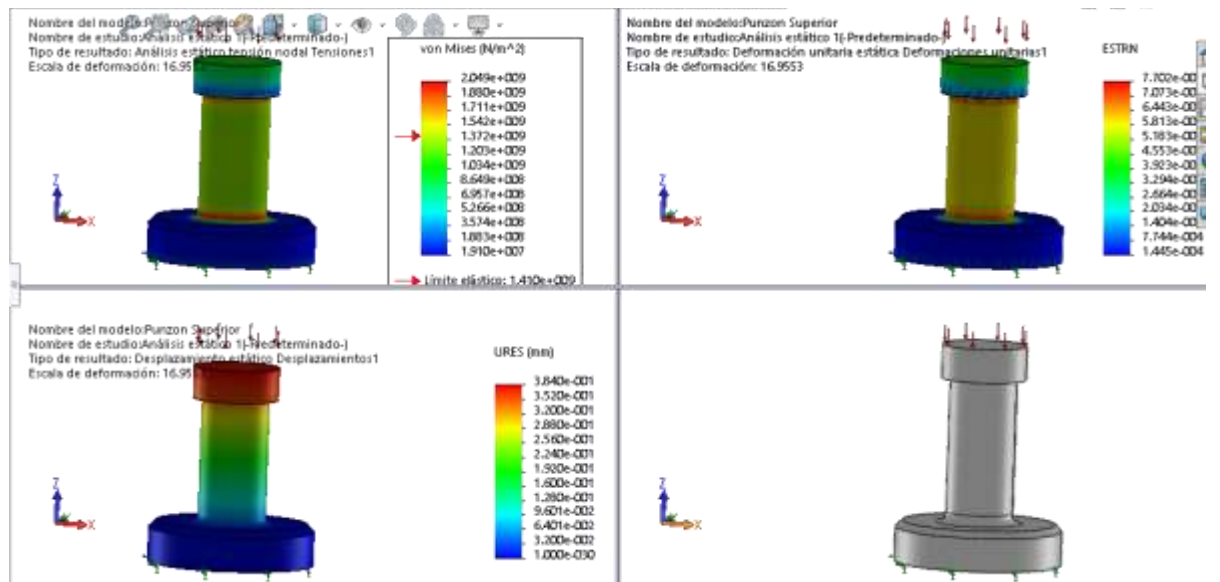
Anexo 1

Simulación deformaciones realizadas con la presión máxima de la gata hidráulica.

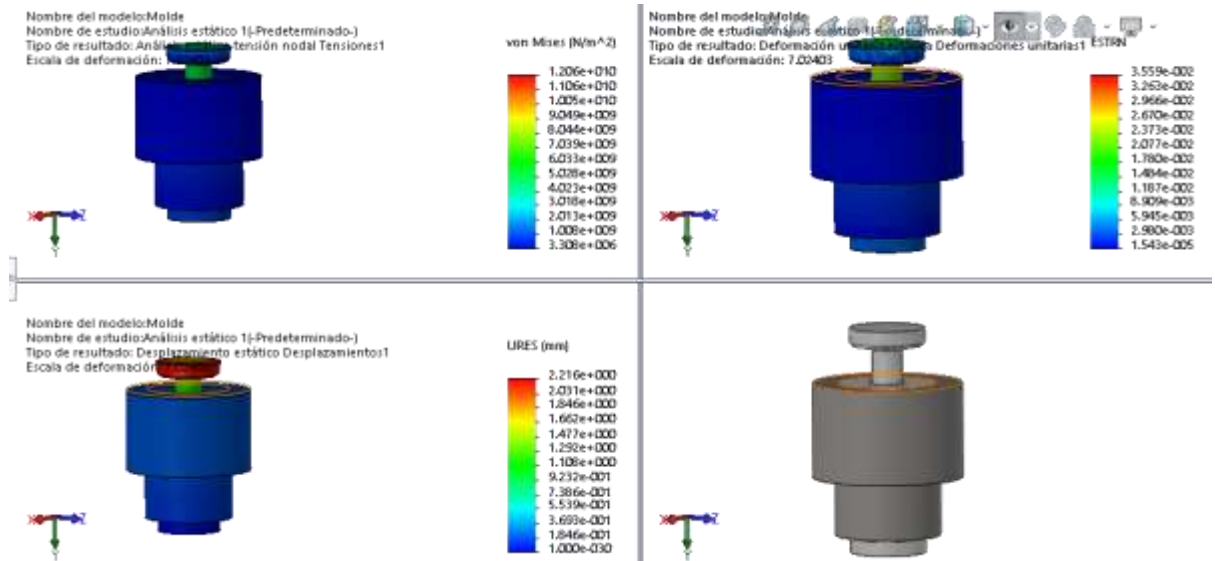
Anexo 2.1. Punzón Inferior de Molde



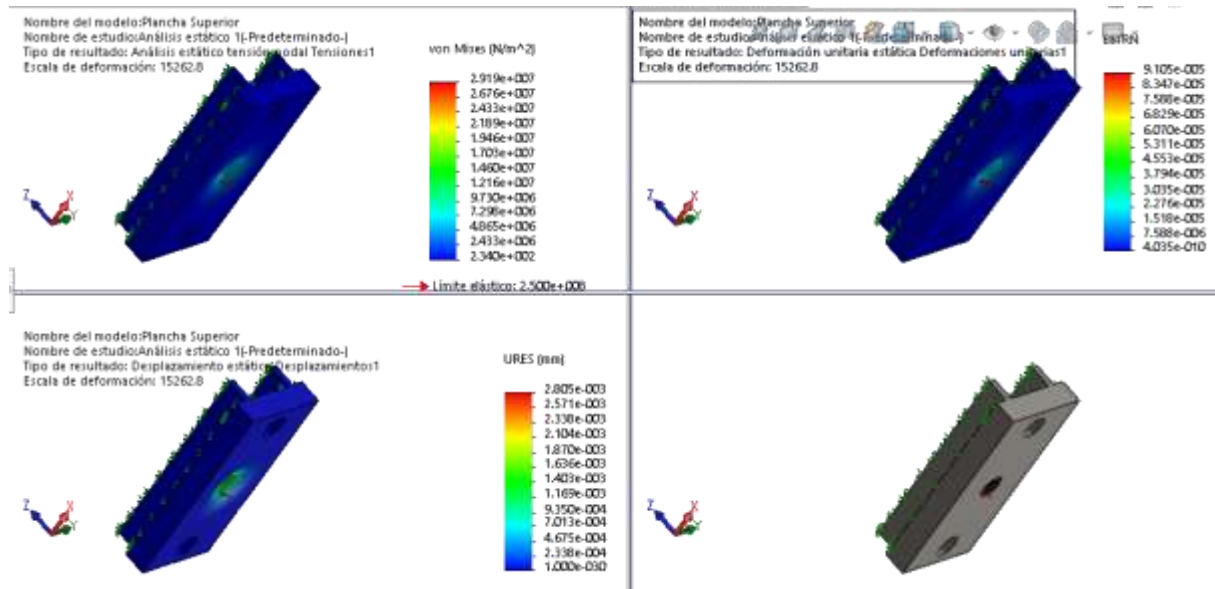
Anexo 2.2. Punzón Superior de Molde



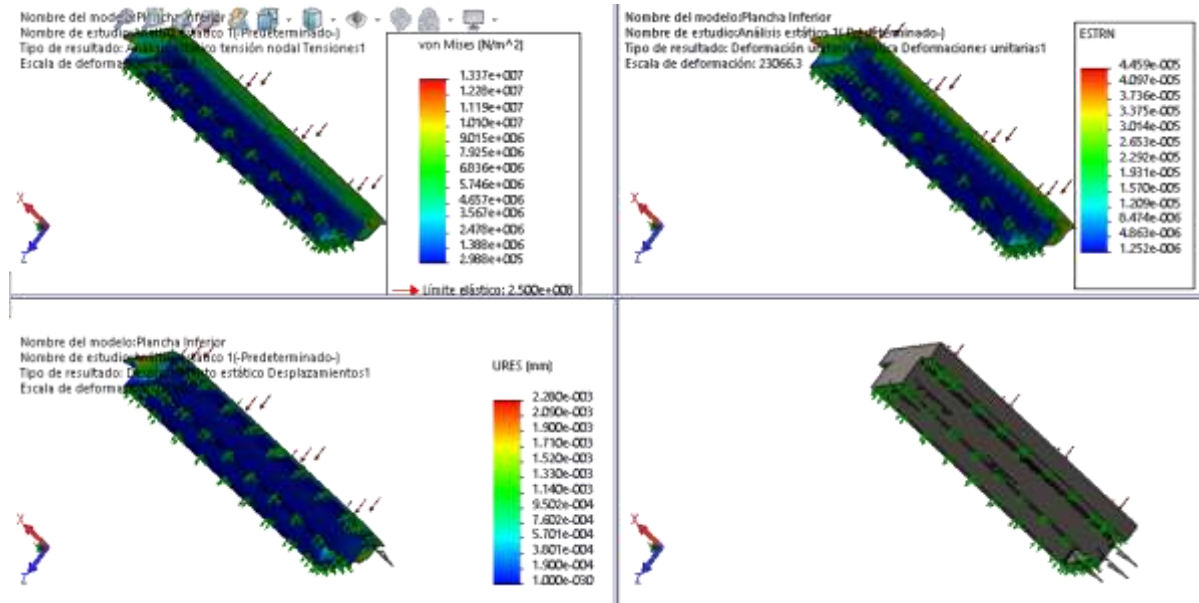
Anexo 2.3. Ensamble de Molde



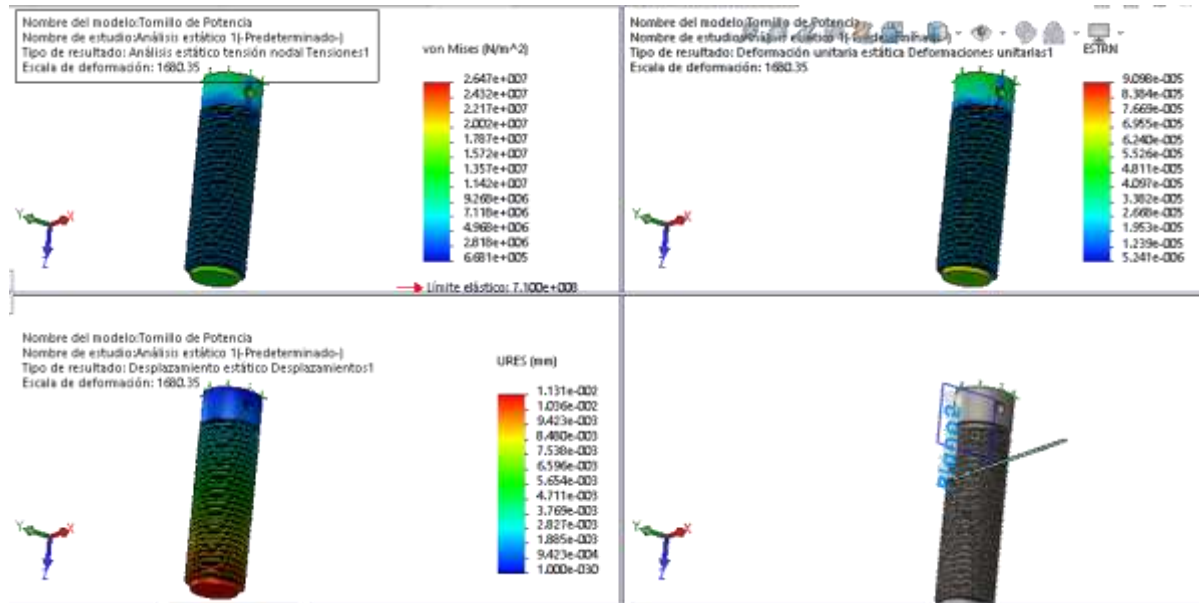
Anexo 2.4. Plancha Superior de Prensa



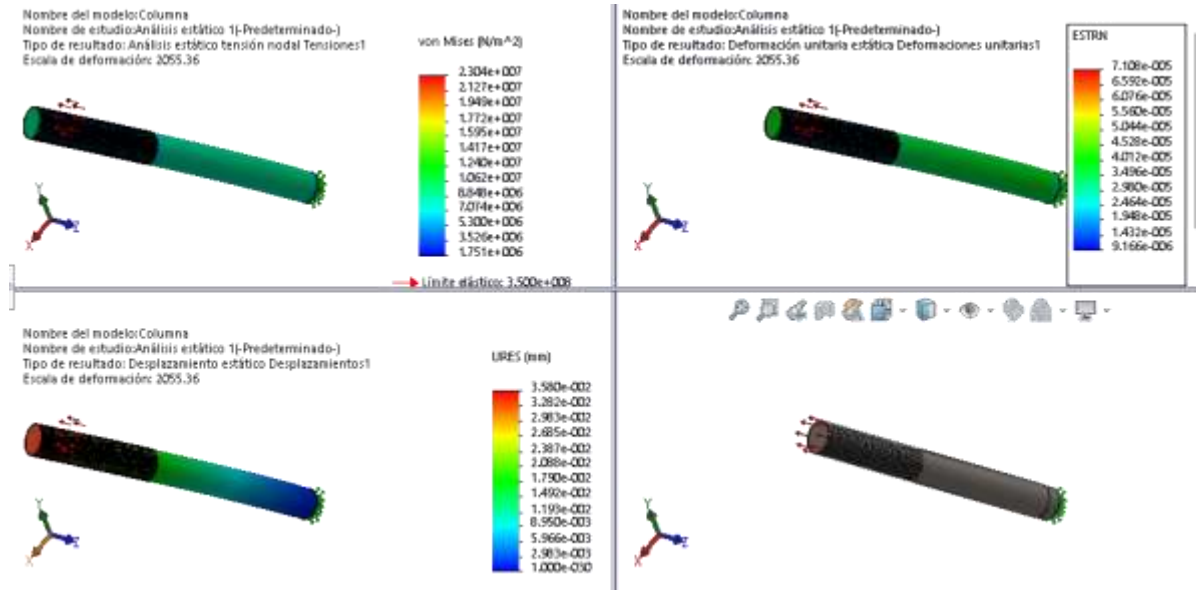
Anexo 2.5. Plancha Inferior de Prensa



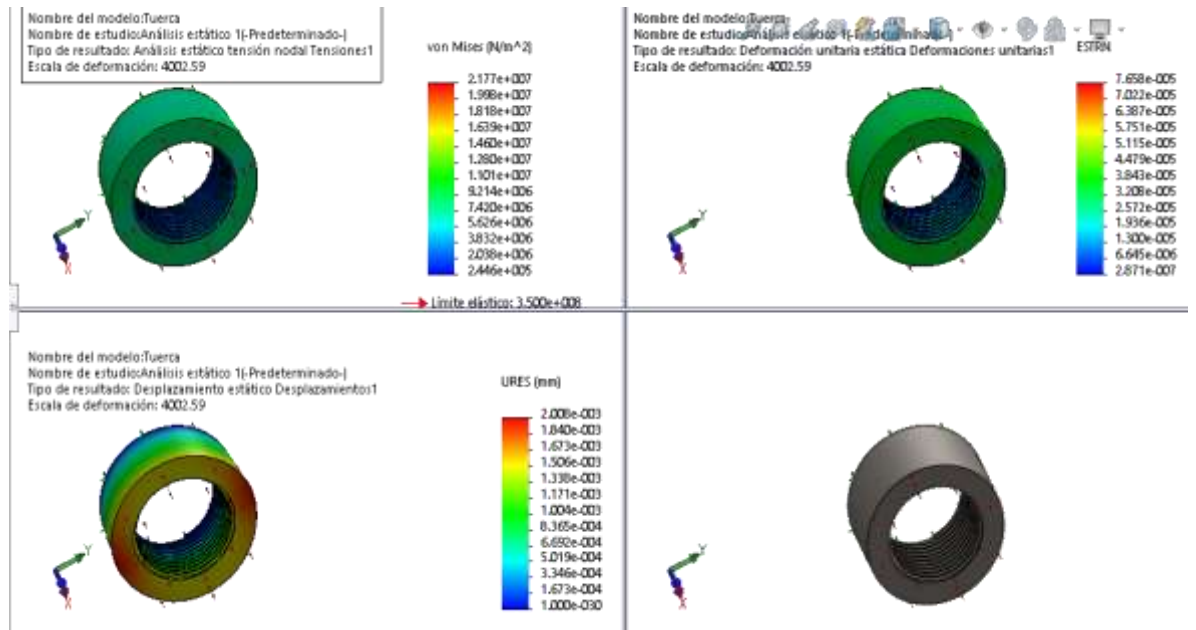
Anexo 2.6. Tornillo de Potencia



Anexo 2.7 Columna de Prensa



Anexo 2.8 Tuerca de Columna



Anexo 2

Anexo 2.1. Selección de electrodos

Tabla 9-3

Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Tabla 9-4

Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte

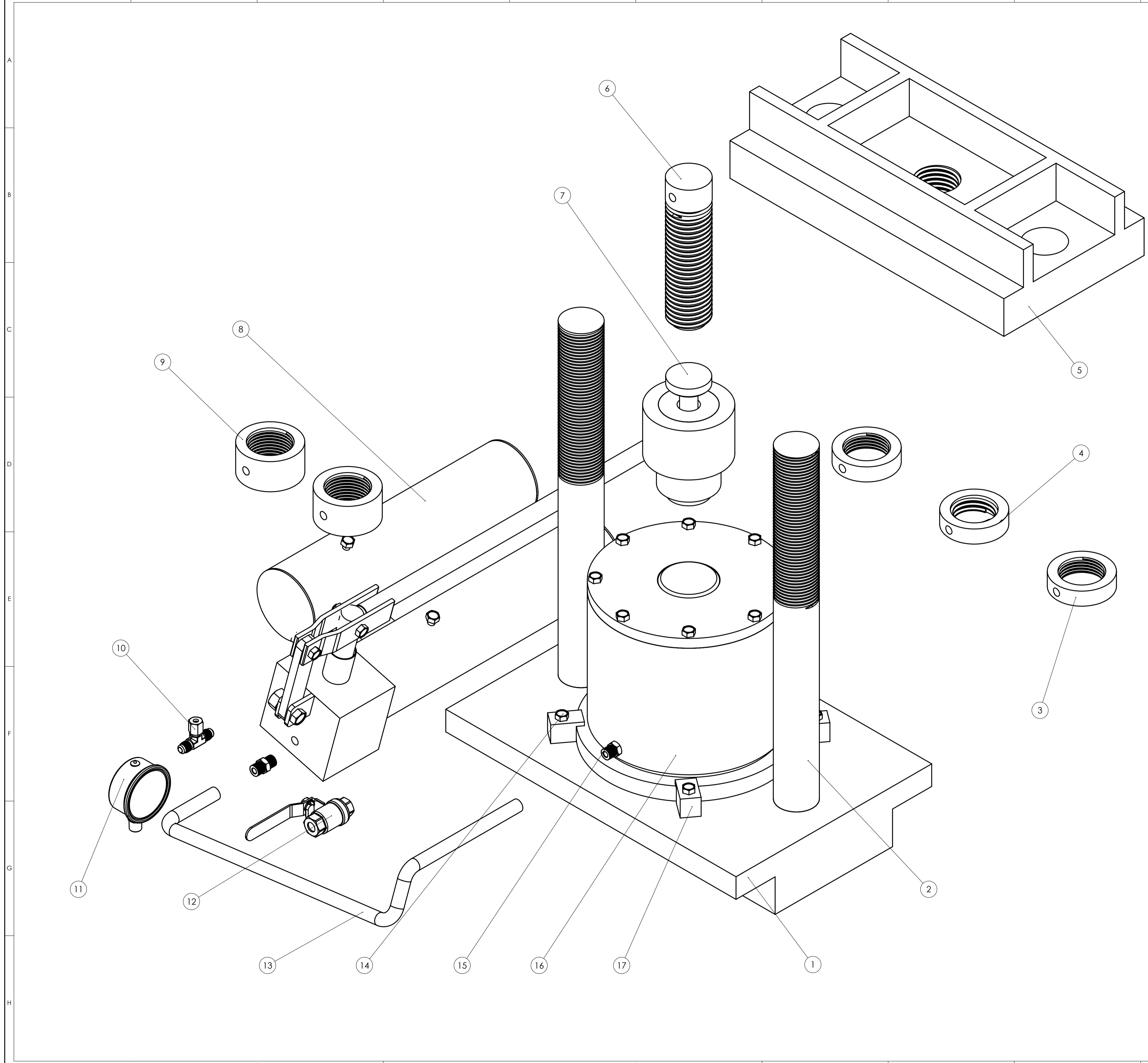
Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_u$	

*El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

†El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_u$ del metal base.

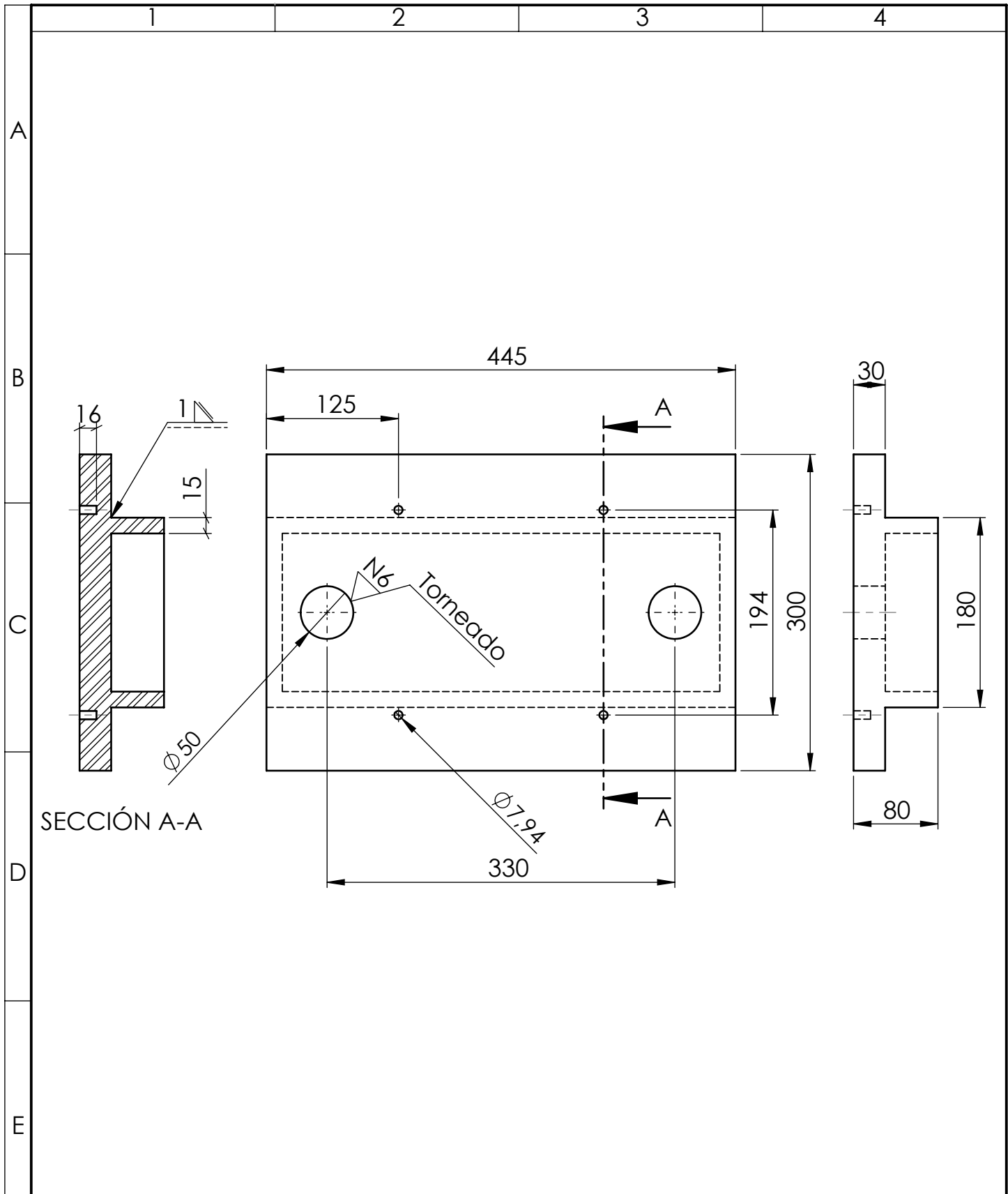
Anexo 3

Planos



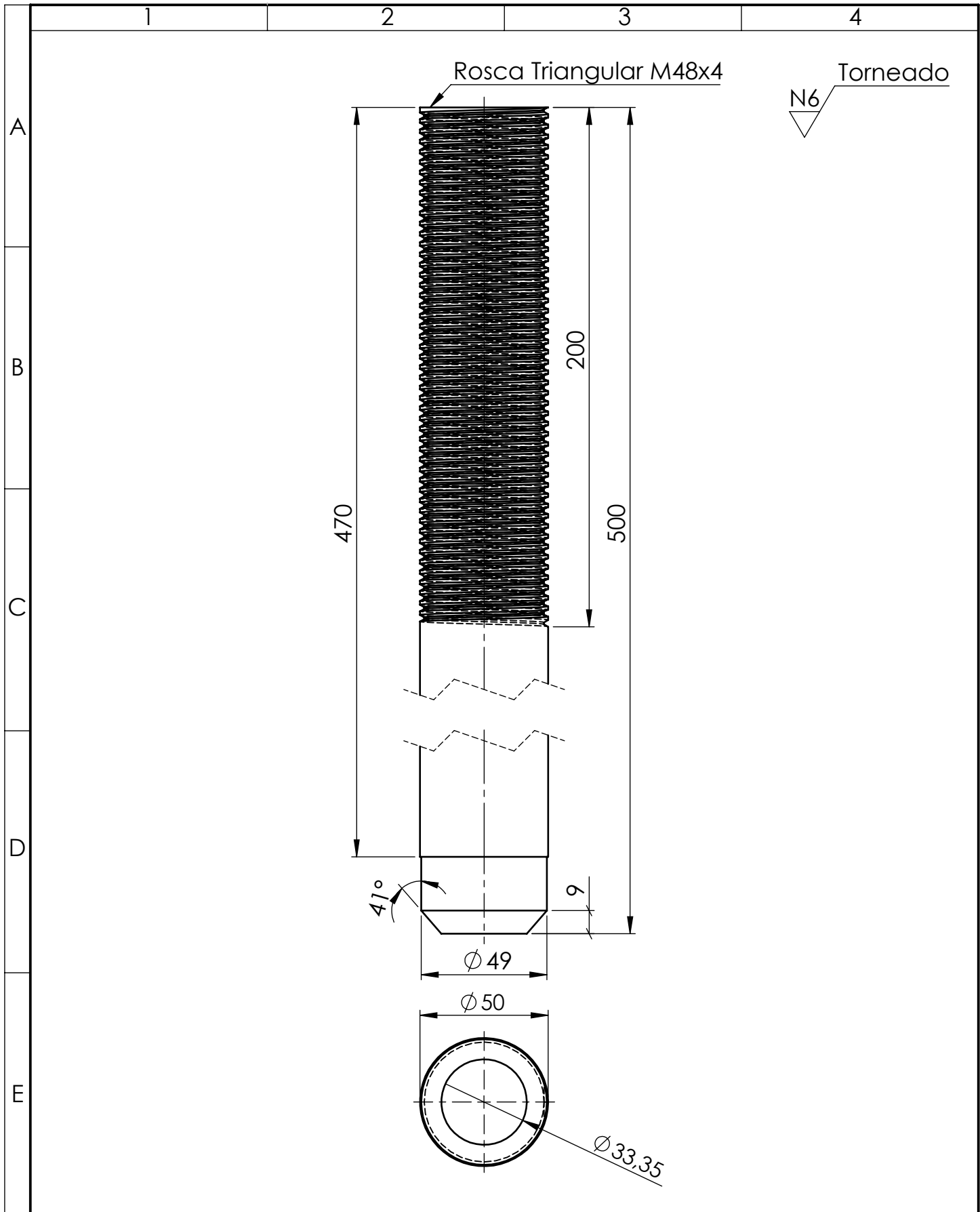
No. de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del Modelo/semiproducto	Peso	Observaciones
4	Sujetador de Gata Hidráulica		ASTM A36 Acero	17		124.80gr	Construido
1	Gata Hidráulica		Varios	16	45 Toneladas		Adquirido
2	Neplo			15	1/4 pulg x 1/4 pulg		Adquirido
4	Pernos Sujetadores de Gata			14	1/8 pulg x 1/2 pulg		Adquirido
1	Manguera Hidraulica			13	1/4 pulg x 1m		Adquirido
1	Valvula de Paso			12	1/4 pulg Valvula Antifretomo		Adquirido
1	Manometro		Varios	11	5000 psi		Adquirido
1	Valvula de conexión en T			10	1/4 pulg		Adquirido
2	Contra Tuerca Plancha Superior		AISI 1018 Acero laminado en frio	9		363.87gr	Construido
1	Bomba Hidráulica		Varios	8		124.80gr	Adquirido
1	Sub - Ensamble Malde	ASTM B 925 - 03	Varios	7		374.15gr	Construido
1	Tornillo de Potencia		AISI 4340 Acero normalizado	6		2720.73gr	Construido
1	Placa Superior		ASTM A36 Acero	5		39432.69gr	Construido
1	Contra Tuerca de tornillo de Potencia		AISI 1018 Acero laminado en frio	4		374.15gr	Construido
2	Tuerca		AISI 1018 Acero laminado en frio	3		741.70gr	Construido
2	Columna		AISI 1018 Acero	2		7504.73 gr	Construido
1	Plancha Inferior		ASTM A36 Acero	1		37495.71gr	Construido

Tolerancia:	±0.5	Peso:	156139.34 gr	Material:	Varios
Fecha:	01/07/2019	Nombre:	Bryan Valencia	Denominación:	Ensamble General
Dibujo:	01/07/2019	Revisó:	Ing. Gonzalo López	Registro:	1:2
Revisó:	01/07/2019	Aprobó:	Ing. Gonzalo López	Registro:	1:2
Aprobó:	01/07/2019	U.T.A.		Registro:	1:2
Edición:	1	Modificación:		INGENIERIA MECÁNICA	Registro:
Fecha:		Nombre:		(Sustitución)	01



Uniones soldadas mediante Electrodo 7018, a tope.

				Tolerancia: ±0.5	Peso: 37495.71gr	Material: ASTM A36 Acero	
				Fecha	Nombre	Denominación: Placa inferior	Escala: 1:5
				Dibujó: 13/4/2019	Bryan Valencia		
				Revisó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				Aprobó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López	Número de Lámina: 02	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA INGENIERÍA MECÁNICA			(sustitución)



				Tolerancia: ± 0.5	Peso: 7504.73 gr	Material: AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Denominación: Columna	Escala: 1:5
				Dibujó: 13/4/2019	Bryan Valencia		
				Revisó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				Aprobó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López	Número de Lámina: 03	Registro:
				UTA			
				INGENIERÍA MECÁNICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	(sustitución)			

1

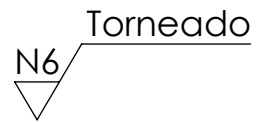
2

3

4

A

N6 Torneado

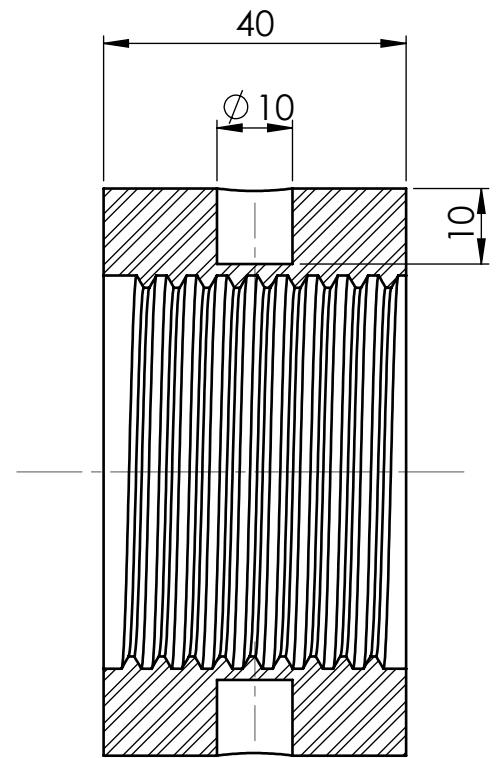
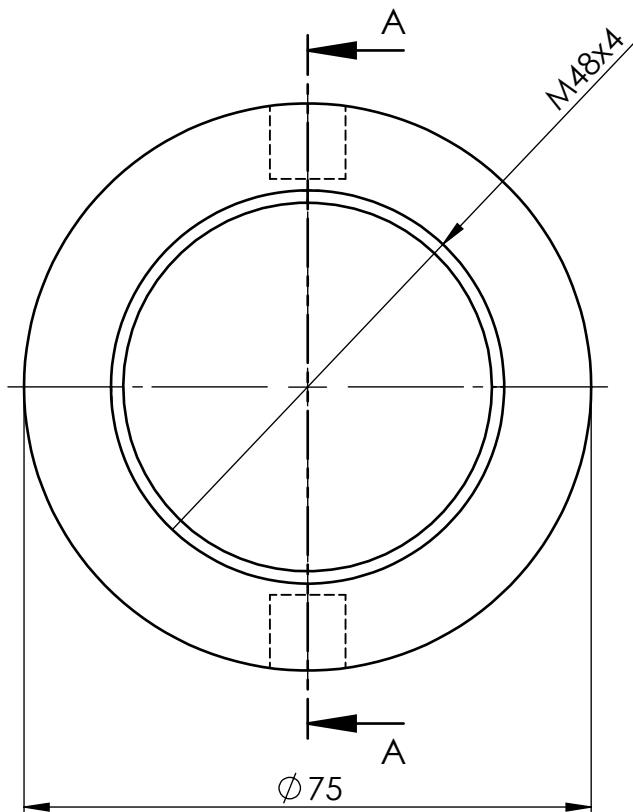


B

C

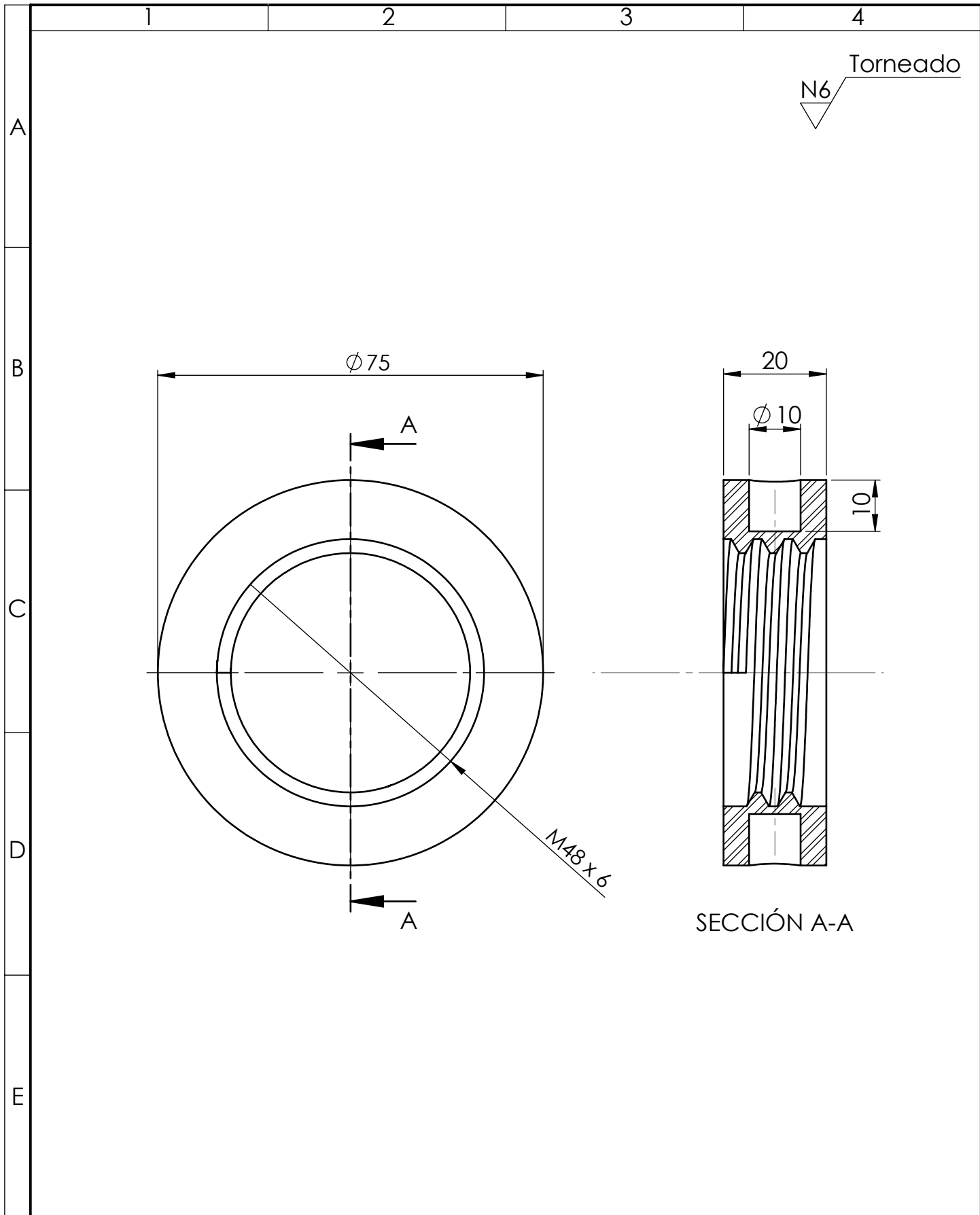
D

E

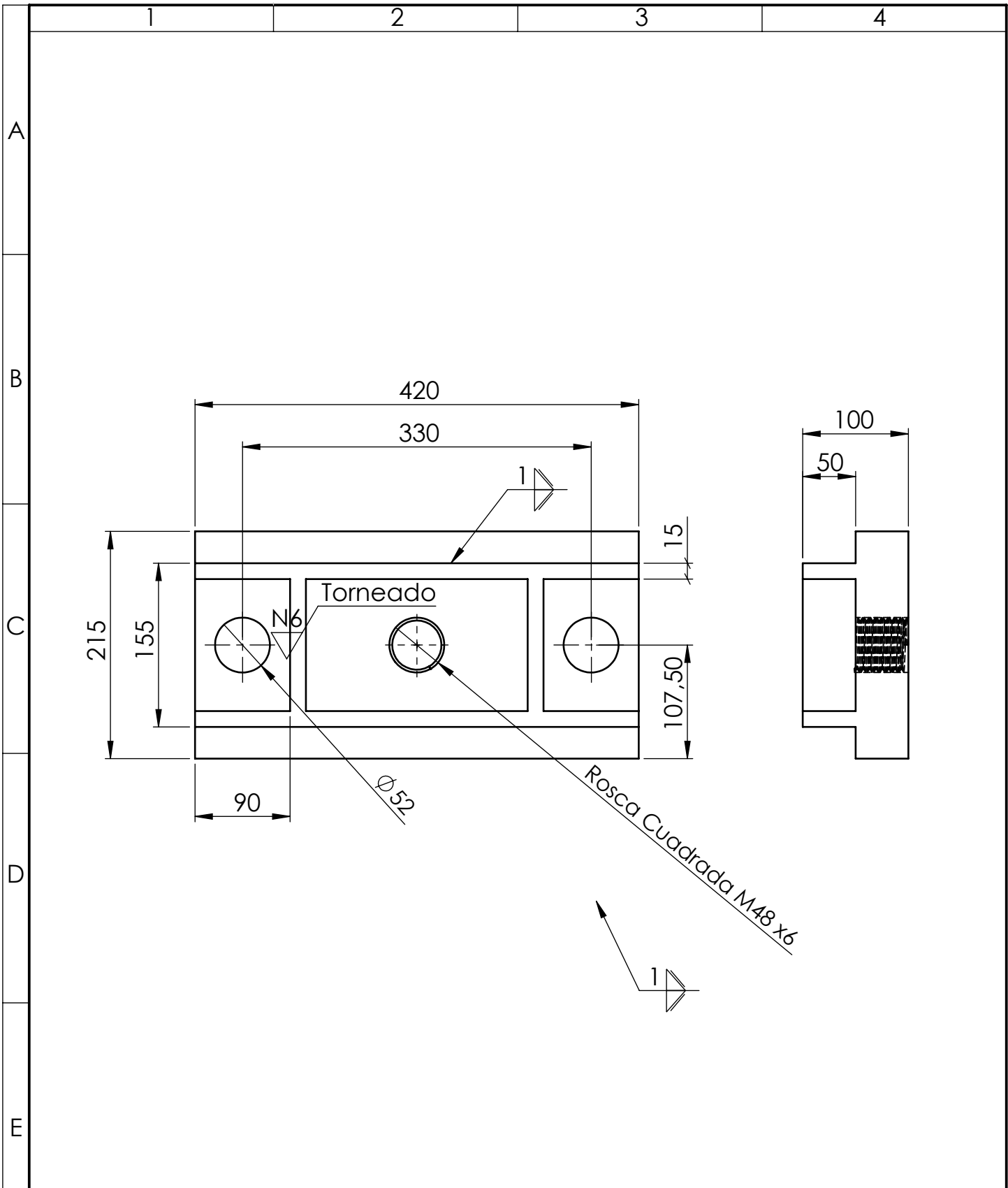


SECCIÓN A-A

				Tolerancia: ± 0.5	Peso: 741.70gr	Material: Acero AISI 1018	
						Denominación: Tuerca	Escala: 1:1
				Fecha	Nombre		
				Dibujó: 13/4/2019	Bryan Valencia		
				Revisó: 8/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez		
				Aprobó: 8/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez		
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		Número de Lámina: 04	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(sustitución)	

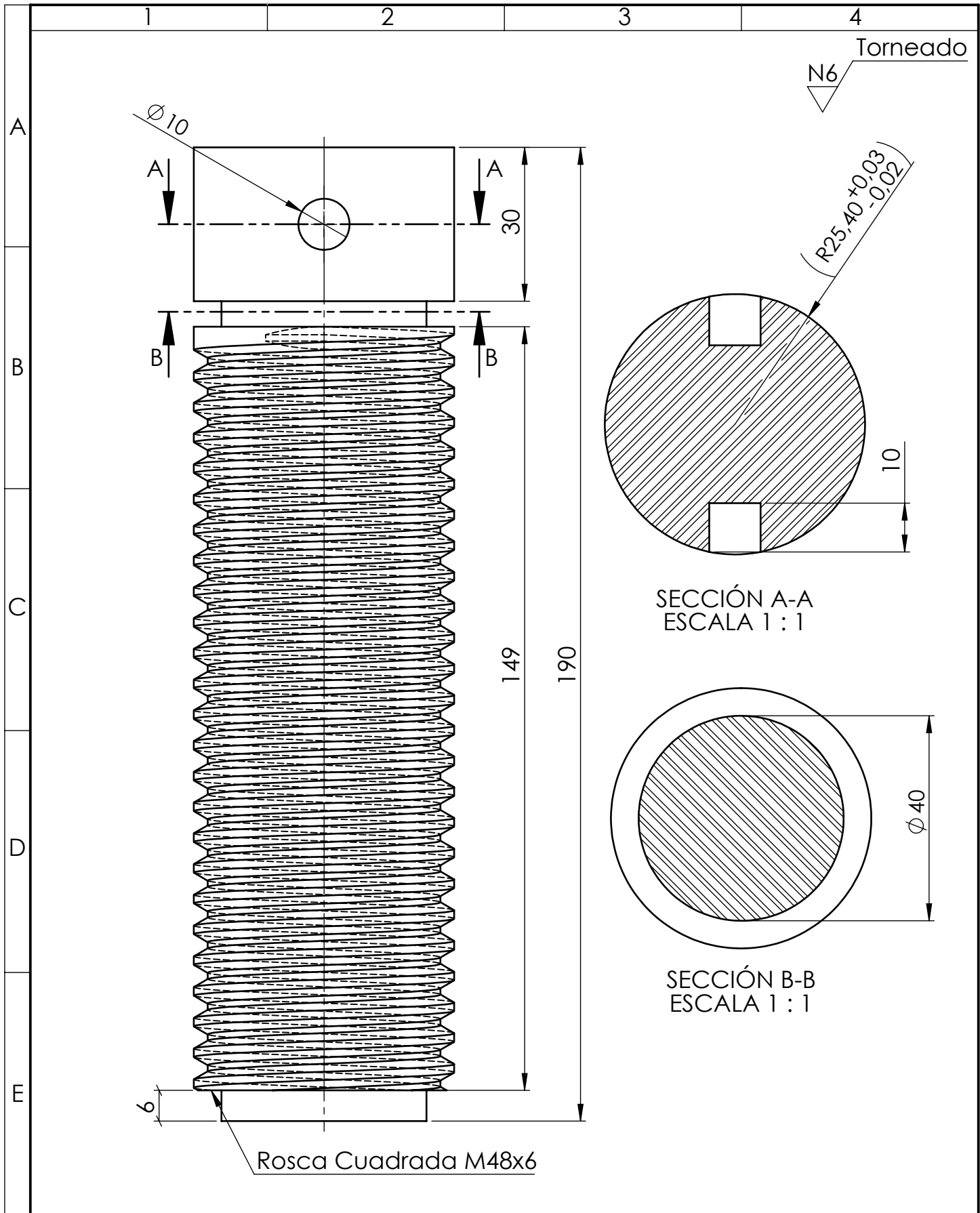


				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				±0.5	374.15gr	Acero AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 13/4/2019	Bryan Valencia		
				Revisó: 8/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez		
				Aprobó: 8/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez	Contra tuerca de tornillo de Potencia	1:1
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(sustitución)	

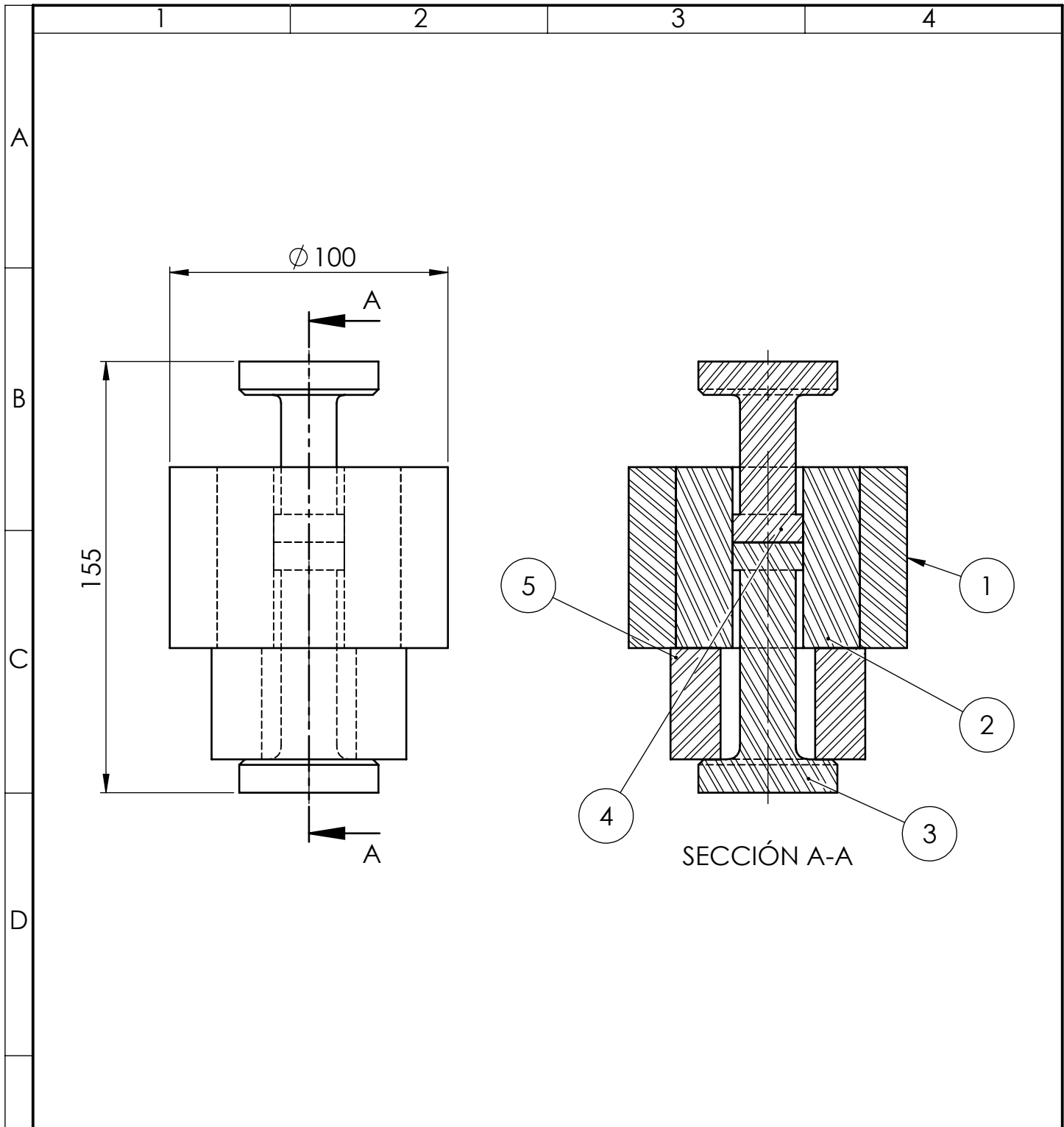


Uniones soldadas mediante Electrodo 7018, a tope.

				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				±0.5	39432.69gr	ASTM A36 Acero			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 13/4/2019	Bryan Valencia			Placa superior	1:5
				Revisó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez				
				Aprobó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez	Número de Lámina:	Registro:		
				UTA				06	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERÍA MECÁNICA		(sustitución)			

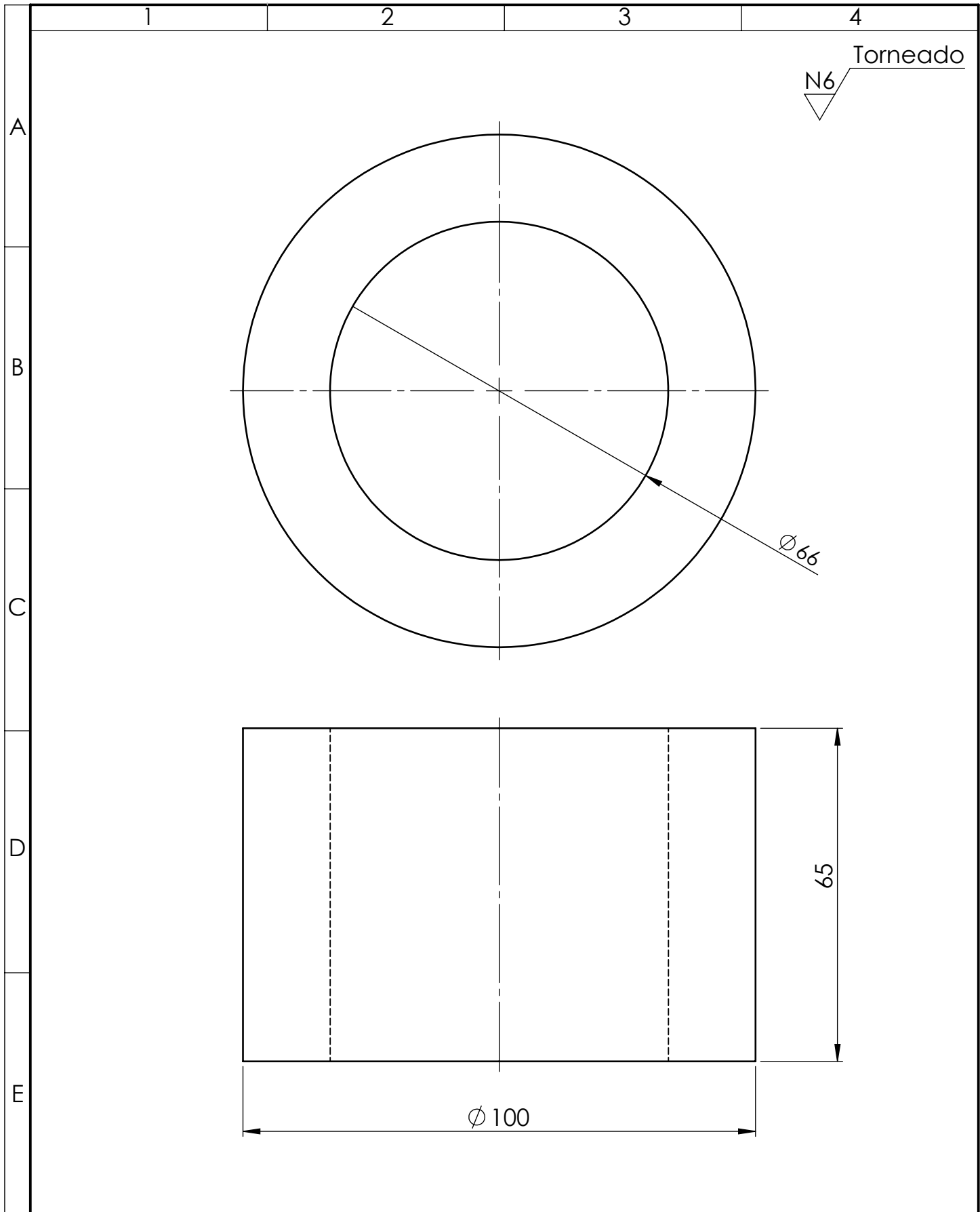


				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				±0.5	2720.73gr	AISI 4340 Acero normalizado	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 13/4/2019	Bryan Valencia		
				Revisó: 8/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez		
				Aprobó: 8/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez	Tornillo de Potencia	1:1
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(sustitución)	



No. de orden	No. de pieza	Denominación	No. de norma o dibujo	Observaciones
1	1	Matriz Molde	ASTM B 925 - 03	
2	1	Matriz molde hembra	ASTM B 925 - 03	
3	1	Punzon Inferior	ASTM B 925 - 03	
4	1	Punzon Superior	ASTM B 925 - 03	
5	1	Soporte de Molde	ASTM B 925 - 03	

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				±0.5	5371.81gr	Varios	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 19/4/2019	Bryan Valencia		
				Revisó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				Aprobó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López	Sub - Ensamble Molde	1:2
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(sustitución)	



				Tolerancia:	Peso:	Material:			
				± 0.5	2276.24gr	AISI 1018			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó:	Bryan Valencia			Matriz Molde	1:1
				Revisó:	Ing. Gonzalo López				
				Aprobó:	Ing. Gonzalo López				
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		Número de Lámina:	Registro:		
						09			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	(sustitución)					

1

2

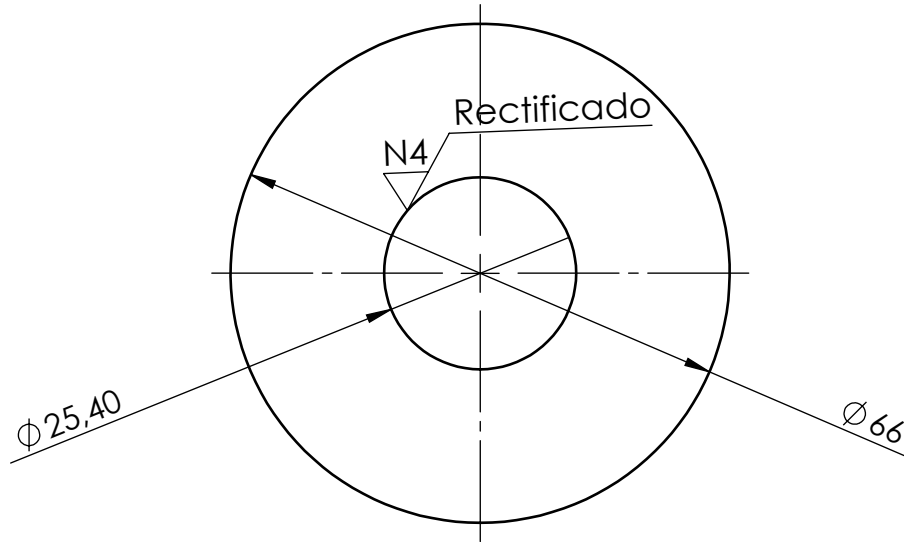
3

4

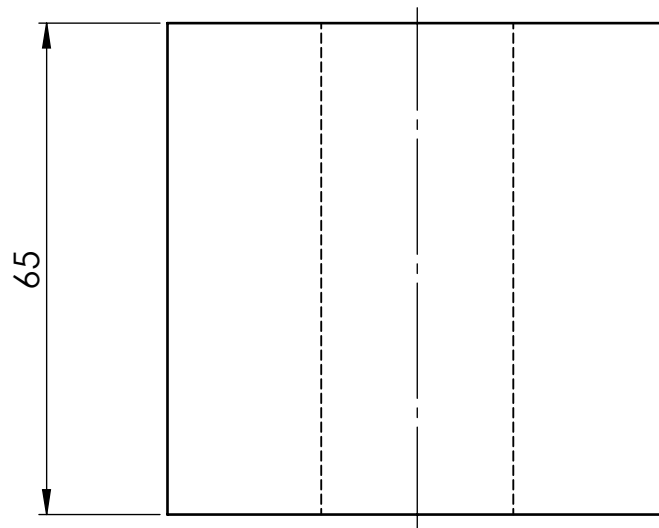
A

N6 Torneado

B



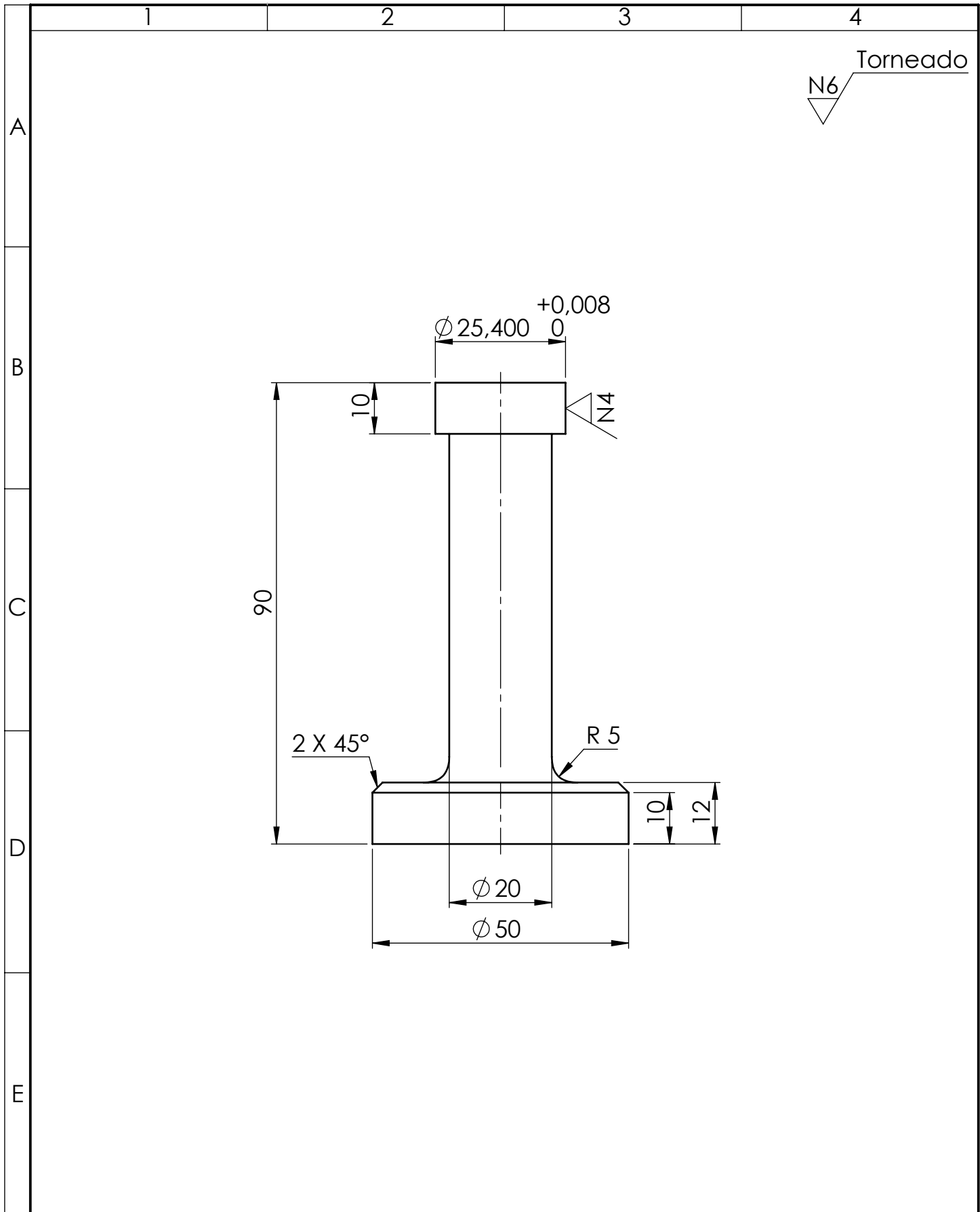
C



D

E

				Tolerancia: ± 0.5	Peso: 1458.70gr	Material: K100	
						Denominación: Matriz Molde Hembra	Escala: 1:1
						Número de Lámina: 10	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA INGENIERÍA MECÁNICA		(sustitución)	



				Tolerancia:	Peso:	Material:	
				± 0.05	384.79 gr	K100	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 19/4/2019	Bryan Valencia		
				Revisó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				Aprobó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López	Punzón Inferior	1:1
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(sustitución)	

1

2

3

4

N6 Torneado

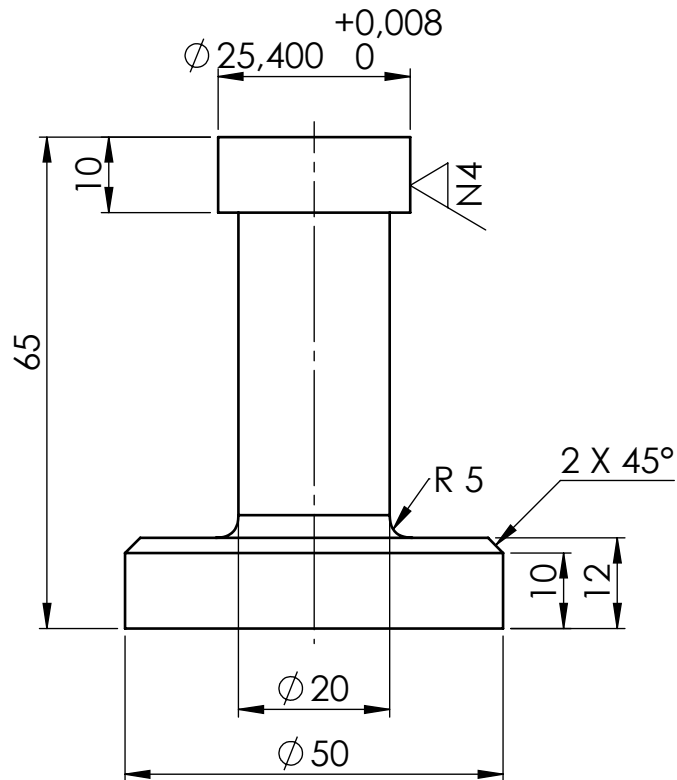
A

B

C

D

E



				Tolerancia: ± 0.05	Peso: 322.87gr	Material: K100	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 19/4/2019	Bryan Valencia	Punzón Superior	1:1
				Revisó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				Aprobó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				UTA		Número de Lámina:	Registro:
				INGENIERÍA MECÁNICA		12	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(sustitución)	

1

2

3

4

Torneado

N6

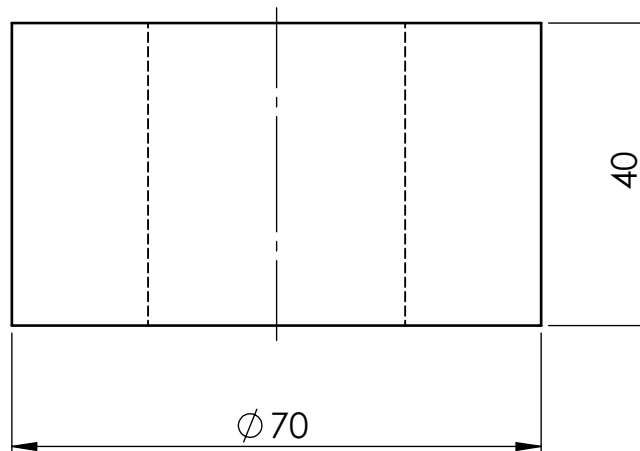
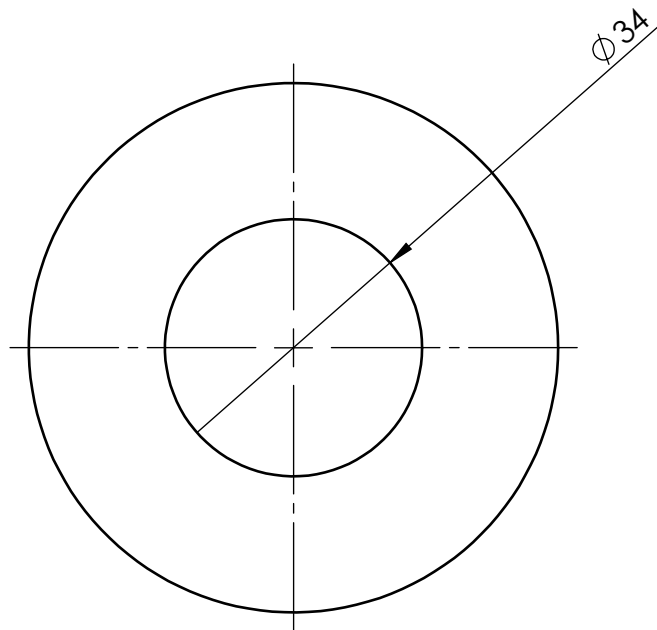
A

B

C

D

E



				Tolerancia: ±0.5	Peso: 929.21gr	Material: Acero AISI 1018	
						Denominación: Soporte de Molde	Escala: 1:1
				Fecha	Nombre		
				Dibujó: 20/4/2019	Bryan Valencia		
				Revisó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				Aprobó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				UTA INGENIERÍA MECÁNICA		Número de Lámina: 13	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(sustitución)	

1

2

3

4

N6 Torneado

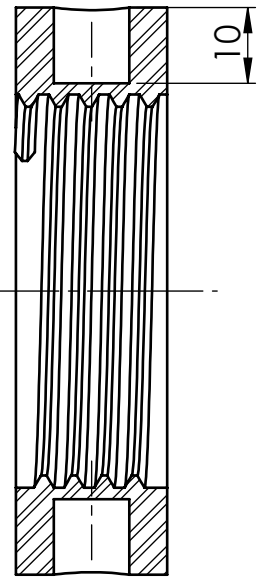
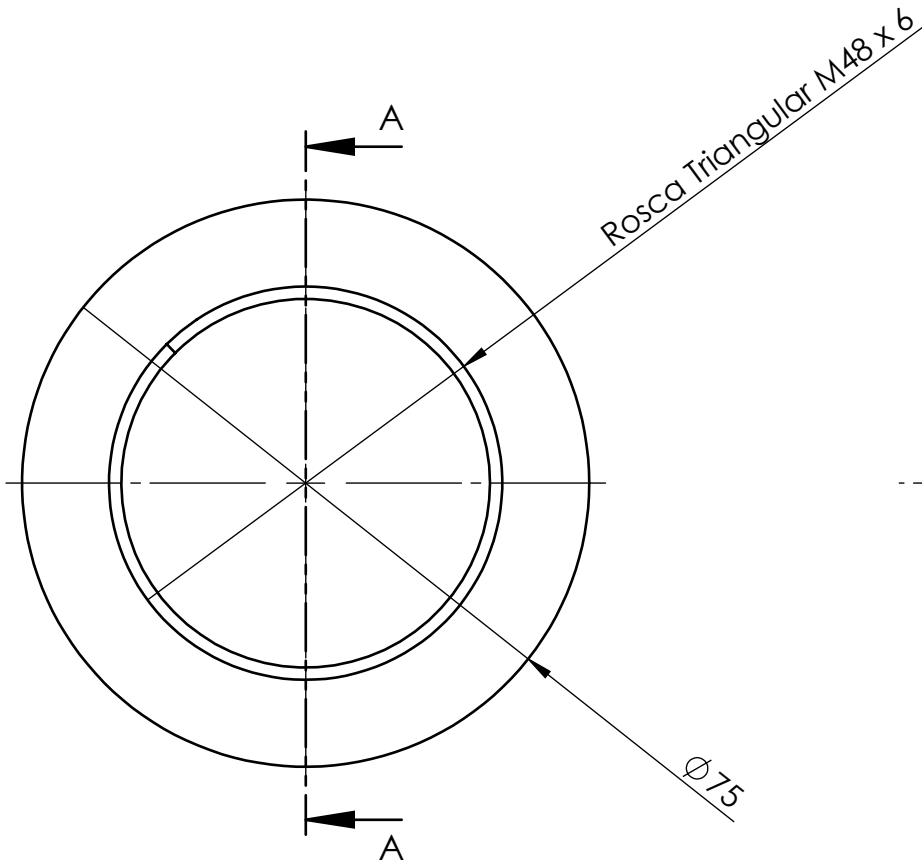
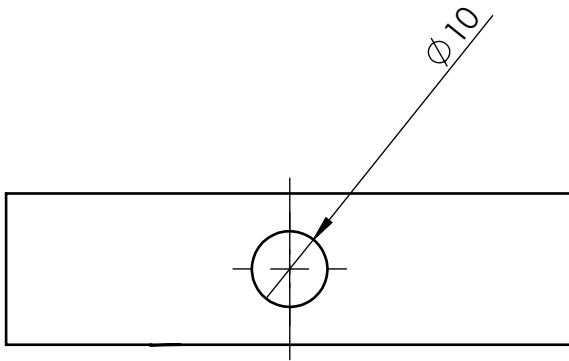
A

B

C

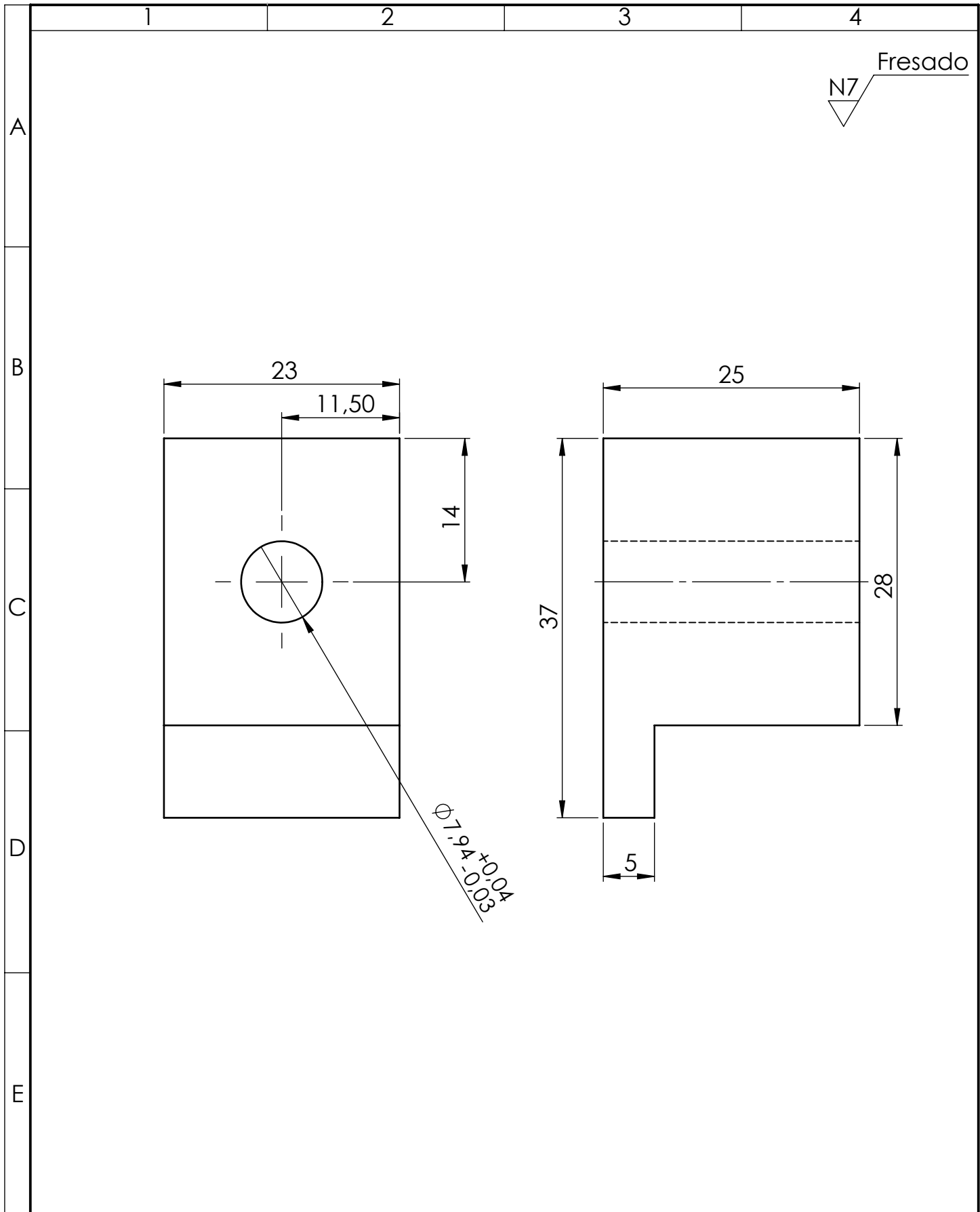
D

E



SECCIÓN A-A

				Tolerancia: ±0.5	Peso: 363.87gr	Material: AISI 1020 Acero laminado en frío	
				Fecha	Nombre	Denominación: Contra Tapa de Soporte Superior	Escala: 1:1
				Dibujó: 13/4/2019	Bryan Valencia		
				Revisó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez		
				Aprobó: 30/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez	Número de Lámina: 14	Registro:
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA INGENIERÍA MECÁNICA			(sustitución)



				Tolerancia: ± 0.5	Peso: 124.80gr	Material: ASTM A36 Acero		
				Fecha	Nombre	Denominación: Sujetador	Escala: 2:1	
				Dibujó: 13/4/2019	Bryan Valencia		Número de Lámina: 15	Registro:
				Revisó: 7/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez			
				Aprobó: 7/7/2019	Ing. Gonzalo Lopez	(sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA INGENIERÍA MECÁNICA				