



UNIVERSIDAD NACIONAL
"PEDRO RUIZ GALLO"

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica



TESIS

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO ELÉCTRICISTA

**“Diseño de una prensa hidráulica horizontal de 300 tm para
mejorar el montaje y desmontaje de piezas mecánicas en el
taller Metal Mecánica Industrial”**

AUTOR:

Tesén Bravo, Luis Alexander

ASESOR:

Yupanqui Rodriguez, Carlos

Lambayeque-Perú

2019



UNIVERSIDAD NACIONAL
"PEDRO RUIZ GALLO"

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica



TESIS

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO ELÉCTRICISTA

“Diseño de una prensa hidráulica horizontal de 300 tm para mejorar el montaje y desmontaje de piezas mecánicas en el taller Metal Mecánica Industrial”

AUTOR:

Tesén Bravo, Luis Alexander

APROBADO POR EL JURADO EXAMINADOR

PRESIDENTE: Msc. Tumialan Hinostroza, Juan

SECRETARIO: Msc. Davila Hurtado, Fredy

MIEMBRO: Ing. Oliden Nuñez, Hector Antonio

ASESOR: Ing. Yupanqui Rodriguez, Carlos

**Lambayeque-Perú
2019**



**UNIVERSIDAD NACIONAL
"PEDRO RUIZ GALLO"**
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica



Tesis

TITULO

“Diseño de una prensa hidráulica horizontal de 300 tm para mejorar el montaje y desmontaje de piezas mecánicas en el taller Metal Mecánica Industrial”

CONTENIDO

CAPÍTULO I.- ASPECTOS DE LA INVESTIGACIÓN

CAPÍTULO II.- MARCO TEÓRICO

CAPÍTULO III.- MARCO METODOLÓGICO

CAPÍTULO IV.- DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

CAPÍTULO V.- COSTOS DE DISEÑO

CAPÍTULO VI.- CONCLUSIONES Y ECOMENDACIONES

Msc. Tumialan Hinostroza, Juan
PRESIDENTE

Msc. Davila Hurtado, Fredy
SECRETARIO

Ing. Oliden Nuñez, Hector Antonio
MIEMBRO

Ing. Yupanqui Rodriguez, Carlos
ASESOR

**Lambayeque-Perú
2019**

Gracias a Dios, ya que sin él nada de esto sería posible; a mis padres Luis Tesén Moré y Lucinda Bravo Heredia, por su apoyo y preocupación incondicional en el trayecto de mi vida.

Agradezco a cada una de las personas que siempre han creído en mí y han sido un apoyo constante en mi formación académica.

INDICE

INTRODUCCIÓN	1
RESUMEN.....	4
ABSTRACT.....	5
1 CAPÍTULO.....	6
ASPECTOS DE LA INVESTIGACIÓN	6
1.1 DATOS INFORMATIVOS:.....	6
1.2 MARCO LÓGICO.....	7
1.3 MATRIZ DE MARCO LÓGICO	8
1.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA:	9
1.5 HIPÓTESIS:.....	9
1.6 DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA:	9
1.7 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA:	9
1.8 LIMITACIONES DE LA INVESTIGACIÓN:	11
1.9 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN:	11
2 CAPÍTULO.....	12
MARCO TEÓRICO	12
2.1 ANTECEDENTES:.....	12
2.2 DESARROLLO DE LA TEMÁTICA CORRESPONDIENTE AL TEMA INVESTIGADO.	18
2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS PRENSAS.	22
2.4 CLASIFICACIÓN DE LOS BOMBAS HIDRÁULICAS.....	25
2.5 RESISTENCIA DE MATERIALES.....	31
2.6 ESFUERZO.....	32
2.7 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE	32
2.8 ESFUERZO NORMAL.....	32
2.9 FLEXIÓN	36
2.10 TORSIÓN	44
2.11 ESFUERZOS COMBINADOS.....	45
3 CAPÍTULO	49
MARCO METODOLÓGICO	49
3.1 TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN:	49
3.2 POBLACIÓN Y MUESTRA	50
3.3 HIPÓTESIS.....	50
3.4 VARIABLES.....	51
3.5 MÉTODOS Y TÉCNICAS DE INVESTIGACIÓN.....	53
4 CAPÍTULO	54
DISEÑO DE LA PRENSA	54

4.1	DIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS HIDRÁULICOS:	54
4.2	CÁLCULO DEL DIÁMETRO Y ÁREA DEL VÁSTAGO	57
4.3	CÁLCULO DE VELOCIDADES	58
4.4	TIEMPO MINIMO DE CARRERA	60
4.5	CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL CILINDRO	61
4.6	CÁLCULO DEL ESPESOR DEL CILINDRO	62
4.7	CÁLCULO DE LA LONGITUD IDEAL DE SALIDA DEL VÁSTAGO.	64
4.8	CARGA ADMISIBLE PARA EL VÁSTAGO.	66
4.9	CÁLCULO DEL TANQUE HIDRÁULICO	68
4.10	POTENCIA REQUERIDA PARA LA BOMBA	69
4.11	SELECCIÓN DE ACEITE HIDRÁULICO	69
4.12	ESQUEMA DE SISTEMA DE CONTROL HIDRÁULICO;	70
4.13	DIMENSIONAMIENTO ESTRUCTURAL	72
4.14	ANÁLISIS ESTÁTICO USANDO SOLIDWORK:	79
5	CAPÍTULO	102
	COSTOS DE FABRICACIÓN PARA LA PRENSA HIDRÁULICA	102
5.1	MATERIALES PARA LA ESTRUCTURA METÁLICA:	102
5.2	COSTO DE LA BOMBA:	104
5.3	COSTO DE MOTOR ELÉCTRICO:	104
5.4	VÁLVULAS DIRECCIONALES DE PALANCA:	104
5.5	TABLA DE COSTOS PARA LA ELABORACIÓN DEL DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA	105
5.6	ANÁLISIS ECONÓMICO	106
6	CAPÍTULO	107
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	107
6.1	CONCLUSIONES	107
6.2	RECOMENDACIONES	108
	7.- REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	109
	8.-ANEXOS.....	110

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A	
ELEMENTOS ESTRUCTURALES	111
ANEXO B	
CIRCUITO HIDRÁULICO Y SUS ELEMENTOS	117
ANEXO C	
FOTOGRAFÍAS ACTUALES DE LA PRENSA VERTICAL CON LA QUE CUENTA LA EMPRESA FOTOGRAFÍAS DE MANTENIMIENTO CORRECTIVO DE LAS PIEZAS QUE LLEGAN A LA EMPRESA PARA REALIZAR EL MONTAJE Y DESMONTAJE	120
ANEXO D	
PRENSAS HORIZONTALES Y SUS PRECIOS DE VENTA.....	126
ANEXO E	
PLANOS DE DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA HORIZONTAL DE 300 TM	129
ANEXO F	
DIAGRAMA DEL CIRCUITO ELÉCTRICO	146

INDICE DE FIGURAS

FIGURA N° 1. Prensa mecánica o de balancín mecánico (figura extraída de factory in Guangzhou, China)	23
FIGURA N° 2: MG Prensa Neumática P-4000 G (Maquinaria10.com)	24
FIGURA N° 3 .- Bomba de Engranaje Dentado Exterior- Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica)- pag 03	26
FIGURA N° 4 : Bomba de Engranaje Dentado Interior- Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) -pag 03	26
FIGURA N° 5: Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) pag 04	27
FIGURA N° 6 : Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) pag 04	27
FIGURA N° 7 : Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) pag 04	28
FIGURA N° 8: Estructura Interna de una Bomba de paletas- Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) -pag 05	29
FIGURA N° 9: Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) -pag 12	31
FIGURA N° 10: Representación de una viga con su diagrama de cuerpo libre. (Mc Cormac, 2011)	32
FIGURA N° 11: Varilla sometida a esfuerzo normal. (Elaboración propia, 2019)	33
FIGURA N° 12: Diagrama esfuerzo deformación idealizados. (Pytel Singer ,2011)	34
FIGURA N° 13: Comportamiento de un cuerpo frente a un esfuerzo. (Mecánica De Materiales, 2011) .	35
FIGURA N° 14: Viga sometida a esfuerzo cortante. (Beer, et al. 2009)	36
FIGURA N° 15: Fuerzas internas (corte positivo y momento flector positivo- basándome en el libro de GENER VILLAREAL CASTRO- fuente propia)	37
FIGURA N° 16: Efecto positivo de momentos externos-. Basándome en el libro de GENER VILLAREAL CASTRO-fuente propia).....	38
FIGURA N° 17: Efecto positivo de fuerzas externas.-fuente propia.....	38
FIGURA N° 18: Diagrama de cuerpo libre viga simplemente apoyada. (Castillo, 2016).....	38
FIGURA N° 19: Corte imaginario de la viga en el punto D. (Elaboración propia, 2017).....	39
FIGURA N° 20: Corte imaginario de la viga en el punto E. (Elaboración propia, 2017)	40
FIGURA N° 21: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector para una viga simplemente apoyada. (Castillo, 2016)	40
FIGURA N° 22: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector. (Beer et al, 2 009).....	41
FIGURA N° 23: Deformaciones. (Pytel & Singer, 2011)	41
FIGURA N° 24: Deformación en sección de viga. (Hibbeler, 2 012)	43
FIGURA N° 25: Par torsor. (Beer et al, 2 009)	44

FIGURA N° 26: Aplicación de par torsor en eje. (Beer et al, 2 009)	45
FIGURA N° 27: Aplicación de esfuerzos combinados en una viga. (Pytel & Singer ,2011).....	46
FIGURA N° 28: Esquema de aplicación de esfuerzos en el plano x,y. (Antico, 2008)	47
FIGURA N° 29: Aplicación de esfuerzos combinados en una viga. (Pytel & Singer ,2011).....	48
FIGURA N° 30: Cilindros Hidráulicos. En Prontuario de Hidráulica Industrial	54
FIGURA N° 31: tomada de capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos: norma iso/ts 13725 “hydraulic fluid power –cylinders- method for determining the buckling load”.....	63
FIGURA N° 32: Esquema hidráulico. Elaboracion propia (2019)	70
FIGURA N° 33: Diseño de la estructura metalica de la prensa. Elaboracion propia (2019).....	72
FIGURA N° 34 : Elaboracion propia (2019).....	73
FIGURA N° 35: Elaboracion propia (2019).....	73
FIGURA N° 36 : Elaboracion propia (2019)	74
FIGURA N° 37: fuente propia.....	75
FIGURA N° 38: fuente propia.....	75
FIGURA N° 39: fuente propia.....	76
FIGURA N° 40: fuente propia.....	76
FIGURA N° 41: fuente propia.....	77
FIGURA N° 42 : fuente propia	77
FIGURA N° 43: fuente propia.....	78
FIGURA N° 44: fuente propia.....	78

INDICE DE TABLAS

TABLA N° 1: Nota. Elaboracion propia (2019)	54
TABLA N° 2: Norma ISO 6020/2 Nota: Tomada del catalogo de la empresa BECO S.A.....	57
TABLA N° 3: Fuente: Roldán J.. (2.001). Cilindros Hidráulicos. En Prontuario de Hidráulica Industrial (Pg105). España: Paraninfo.	64
TABLA N° 4: Se muestra en esta tabla los datos mas próximos de medidas a los que podríamos dimensionar nuestros componentes para estandarizarlas a las normas cetop.	64
TABLA N° 5: Coeficiente K para vástago -Fuente: Roldán J. (2.001). Cilindros Hidráulicos- En Prontuario de Hidráulica Industrial (Pg107). España: Paraninfo.....	65
TABLA N° 6: Coeficiente K según Euler Fuente: Roldán J.. (2.001). Cilindros Hidráulicos. En Prontuario de Hidráulica Industrial (Pg110). España: Paraninfo.....	68
TABLA N°7: Nota:Elaboración propia (2019)	70
TABLA N° 8: Elaboración propia (2019).....	71
TABLA N° 9 : elaboración propia (2019).....	71

INTRODUCCIÓN

El país se encuentra en un periodo de estabilidad económica, demostrando dinamismo y crecimiento en el PBI, esto trae consigo inversión privada y desarrollo de tecnología e industrias, es en este contexto que la labor del ingeniero sea hace más notoria y necesaria, siendo este capaz de resolver todos los desafíos y problemas que se puedan presentar en el área en que se desenvuelva.

Lo que se ha podido observar en mi experiencia de trabajo en el taller “Metal Mecánica Industrial” es que muchos de los componentes mecánicos están acoplados a otros, para que así estos logren el funcionamiento de la máquina a la que pertenecen, gran número de estos componentes están adheridos por montaje bajo presión, lo cual se puede lograr eficientemente mediante el uso del prensado.

La empresa METAL MECÁNICA INDUSTRIAL ubicada en el departamento de Lambayeque presenta un déficit en el montaje y desmontaje de las piezas mecánicas; al realizar mi proyecto los ayudaré a solucionar ese déficit realizando el diseño de una prensa hidráulica horizontal, tratando que su desmontaje de piezas mecánicas sea más rápido, por lo tanto, será más rentable en la parte económica, disminuyendo el tiempo y la mano de obra destinada a esta actividad, que pueda ser utilizado en otros trabajos de la empresa.

Lo que se plantea en la siguiente investigación, es el diseño de una prensa hidráulica horizontal de 300 TM, haciendo uso de los conocimientos adquiridos en mi formación como

ingeniero. Existe una gama amplia de prensas, pero para nuestro proyecto la que se adecua a los objetivos sería la hidráulica, ya que no necesitamos enfocarnos en una rapidez de trabajo del pistón sino en la capacidad de tonelaje que pueda tener nuestra prensa, ya que en más de una ocasión las piezas se encuentran por llamarlo en palabras de trabajo “pegadas”, producto del óxido, de la grasa mezclada con polvo o de cuerpos extraños, lo que dificulta el desmontaje.

Adicionalmente buscamos en nuestra prensa que el costo de fabricación sea el menor posible, por lo que un diseño más simplificado y funcional, reducirá los costos como consecuencia.

En este proyecto, analizaremos el cálculo del tonelaje de nuestra prensa, su estructura, que sea capaz de soportar los esfuerzos, el dimensionamiento de los diversos componentes y los mecanismos de funcionamiento.

La organización de la presente tesis consiste en la siguiente manera:

Primer capítulo "ASPECTOS DE LA INVESTIGACION": es la breve introducción del proceso de desmontaje de las piezas mecánicas

Segundo capítulo "PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN": es la descripción de la situación en la que se encuentra la empresa, estableciendo el problema, la hipótesis, la justificación y los objetivos.

Tercer capítulo "MARCO TEÓRICO": es la exposición de los conceptos, fórmulas y toda la teoría que servirá de base para nuestra investigación.

Cuarto capítulo "MARCO METODOLÓGICO": se explica la forma de cómo se realizará el proceso de diseño de la prensa hidráulica horizontal.

Quinto capítulo "DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA HORIZONTAL": Parámetros para el diseño de la prensa horizontal, análisis de la capacidad, dimensión, normatividad, punto de fallo y velocidades de operación.

Sexto capítulo "COSTOS Y PRESUPUESTOS" se presenta un estudio de los costos que se llevarían a cabo al diseñar la prensa hidráulica para la empresa METAL MECÁNICA INDUSTRIAL.

Séptimo capítulo "CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES" después de haber realizado el análisis y estudio de los capítulos anteriormente tratados, se procede a dar la apreciación subjetiva del autor basándose en datos validados.

RESUMEN

El presente trabajo desarrolla el diseño de una prensa hidráulica para el montaje y desmontaje de piezas mecánicas, este trabajo tuvo una duración de 6 meses en la empresa METAL MECÁNICA INDUSTRIAL que se dedica al servicio de mantenimiento correctivo de diferentes piezas mecánicas. Debido a la necesidad de reducir el tiempo y mejorar el servicio brindado, para satisfacer la demanda, la empresa presenta un déficit en el montaje y desmontaje de piezas mecánicas.

Siendo el objetivo principal de esta tesis, presentar el diseño de una prensa hidráulica de 300 toneladas que permita a la empresa ser reconocida en el mercado de servicios y mantenimientos correctivos de la región Lambayeque.

Partiremos desde una base de datos que consta en la identificación de los elementos y factores que intervendrán en la elaboración del diseño de la prensa hidráulica.

En este diseño se analiza la teoría, normas y fórmulas, para la construcción de la prensa horizontal, de donde partiremos para analizar el diseño a bajo costo; fácil construcción y mantenimiento. También se presenta una simulación de la operación de la prensa horizontal a través del programa Solidworks.

ABSTRACT

The present work develops the design of a hydraulic press for the assembly and disassembly of mechanical parts, this work will last for 6 months in the company METAL MECHANICAL INDUSTRIAL that is dedicated to the service of corrective maintenance of different mechanical parts. Due to the need to reduce time and improve the service provided, to meet the demand, the company has a deficit in the assembly and disassembly of mechanical parts.

Being the main objective of this thesis, present the design of a hydraulic press of 300 tons that allows the company to be recognized in the market of services and corrective maintenance of the Lambayeque region.

We will start from a database that consists in the identification of the elements and factors that will intervene in the design of the hydraulic press.

In this design the theory, norms and formulas are analyzed, for the construction of the horizontal press, from where we will start to analyze the design at low cost; easy construction and maintenance. A simulation of the operation of the horizontal press through the Solidworks program is also present.

1 CAPÍTULO

ASPECTOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.1 Datos Informativos:

1.1.1 Título:

" DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA HORIZONTAL DE 300 TM PARA MEJORAR EL MONTAJE Y DESMONTAJE DE PIEZAS MECÁNICAS EN EL TALLER “METAL MECÁNICA INDUSTRIAL”

1.1.2 Personal Investigador:

Bach: Luis Alexander Tesén Bravo.

1.1.3 Centro de Investigación:

Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo, Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica

1.1.4 Área de Investigación:

Tecnológica – Aplicada.

1.1.5 Lugar de Investigación:

METAL MECÁNICA INDUSTRIAL

Arequipa Norte 275-Patazca Industrial-Chiclayo– Lambayeque.

1.1.6 Beneficiario de la Investigación:

METAL MECÁNICA INDUSTRIAL – Chiclayo

1.2 MARCO LÓGICO

1.2.1 Situación Problemática:

En el país se ha visto un gran aumento de la industria, de la tecnología y del parque automotor, todo esto trae consigo diferentes necesidades y cambios ya sea en la industria, la construcción, maquinaria entre otras.

En la ciudad de Chiclayo se percibe que cada vez más productos y servicios se realizan aquí en la propia región lo que se traduce en mayor cantidad de empresas dedicadas a diferentes labores, en mi experiencia en el Taller “Mecánica Industrial” he podido apreciar, que cada vez es más necesario el uso de máquinas con capacidad de aplicar una gran presión para desmontaje de piezas mecánicas.

Empresas azucareras, como “Azucarera del Norte” requieren el desmontaje de rodamientos y de engranajes de grandes dimensiones de diámetro, empresas dedicadas a la trituración de piedra, como lo puede ser “Piedra Azul” en las cuales se encuentran las chancadoras de piedra de mandíbula, para poder realizar el mantenimiento preventivo o correctivo es necesario desmontar el eje excéntrico, empresas dedicadas a la elaboración de productos químicos, necesitan desmontar ejes de 2 metros de largo del tanque mezclador de diferentes insumos químicos, molinos necesitan desmontar los ejes motrices de las piedras pulidoras de arroz. Como podemos apreciar en todos estos ejemplos se requieren el uso de prensa hidráulica para un correcto montaje o desmontaje.

Estos son algunos de los ejemplos en las cuales podemos observar que son elementos mecánicos de gran dimensión o de formas que hacen que no se pueda realizar el desmontaje de piezas en la prensa vertical con la que contamos. Es por eso que requerimos una máquina o herramienta que nos permita realizar este tipo de tareas.

1.3 MATRIZ DE MARCO LÓGICO

MATRIZ DE MARCO LÓGICO

Jerarquía de objetivos:	Metas	Indicadores	Fuentes de verificación	Supuestos:
Fin: Mejorar la calidad del servicio de prensado en el Taller Metal Mecánica Industrial	Desarrollo del diseño de una prensa hidráulica horizontal de 300 TM de capacidad.	Análisis físico-matemáticos. Softwares a utilizar en el diseño.	Registros de diseños previos, bibliografía.	Realizar un adecuado estudio y análisis, nos garantizara el diseño correcto y la elección correcta de los materiales a construir
Propósitos: Lograr un posicionamiento competitivo de la empresa.	Aumentar el número de servicios ligados al montaje y desmontaje de piezas mecánicas.	Flujo de dinero a favor de la empresa, producto de los servicios de desmontaje.	Boletas y facturas.	Evaluar el flujo actual de dinero actual en contraste con el que se lograría después de realizar los servicios.
Resultados: Un diseño acorde de las necesidades de la empresa y al mismo tiempo cumplir los objetivos planteados.	Cumplir los requisitos, logrando el menor costo de fabricación y lograr el tonelaje requerido.	Costos y Capacidad.	Estudios y Softwares.	Tomar en consideración al momento del diseño las características requeridas.
Acciones: Realizar una revisión de las fuentes bibliográficas y de los postulados físicos.	Presupuestar las actividades de la investigación.	Leyes físicas y matemáticas que sustentan nuestra investigación.	Libros y bibliografías.	Realizar una correcta revisión logara efectuar un análisis fidedigno.

PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN

1.4 Formulación del problema:

¿De qué manera se puede diseñar una prensa hidráulica horizontal de 300 TM que pueda mejorar el montaje y desmontaje de piezas mecánicas en el Taller “Metal Mecánica Industrial”?

1.5 Hipótesis:

Si se logra realizar el diseño de una prensa hidráulica horizontal, se podrá llevar a cabo actividades de montaje y desmontaje óptimamente asegurando un buen rendimiento y reconocimiento de la empresa en el sector industrial de Chiclayo, diferenciándonos y logrando un posicionamiento con respecto a la competencia.

1.6 Delimitación del problema:

El proyecto se desarrollará para el taller Metal Mecánica Industrial, empresa metalmecánica dedicada a la actividad de servicios a la industria de la región, Ubicada en calle Arequipa 275, en el distrito de Chiclayo, Provincia de Chiclayo, Departamento de Lambayeque, para una futura construcción se hará uso de diferentes máquinas con las que se cuenta en la misma empresa.

1.7 Justificación e importancia:

1.7.1 Justificación Científica.

Este tipo de investigación nos permite usar los conceptos y métodos matemáticos y físicos para desarrollar el diseño de esta máquina.

1.7.2 Justificación Económica

Con el desarrollo y aplicación de esta investigación se disminuirá la mano de obra y el

tiempo que se pueden demorar los operarios en montar y desmontar una pieza con otro método, con lo cual ahorraremos tiempo y dinero.

1.7.3 Justificación Competitiva

Con el desarrollo y ejecución del diseño de esta prensa hidráulica horizontal de 300 TM, se logrará que el Taller Metal Mecánica Industrial logre diferenciarse de su competencia, al brindar un servicio de desmontaje y montaje de gran capacidad y rapidez de ejecución.

1.7.4 Importancia:

La importancia del proyecto radica en que, al diseñar la prensa hidráulica de 300 Tm, de capacidad, se mejorará el desempeño de la empresa, creando una máquina bajos los estándares de calidad, y teniendo en cuenta el bajo costo de fabricación.

1.8 Limitaciones de la investigación:

Tomando en consideración las dimensiones de las prensas hidráulicas, las diferentes propiedades de los materiales a emplear, el diseño horizontal de nuestra prensa, las normas, y los estándares de seguridad, podremos determinar los factores a tomar en cuenta, después se realizará un análisis físico-matemático y estructural para poder determinar las dimensiones de nuestra máquina y los equipos a emplear.

1.9 Objetivos de la investigación:

1.9.1 Objetivo General

Diseñar una prensa hidráulica horizontal de 300 TM para mejorar el servicio de montaje y desmontaje en el taller metal mecánica industrial

1.9.2 Objetivos Específicos

- a) Determinar la dimensión de todos los elementos a emplear en el diseño de nuestra prensa hidráulica horizontal de 300 TM para mejorar el montaje y desmontaje de piezas mecánicas en el taller metal mecánica industrial.
- b) Determinar el presupuesto de fabricación de nuestra prensa hidráulica horizontal de 300 TM para mejorar el montaje y desmontaje de piezas mecánicas en el taller metal mecánica industrial.

2 CAPÍTULO

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes:

2.1.1 Contexto Internacional

- ✓ Torres Soler Larry, Bautista Herrera Niels Sebastián (2016) en su tesis titulada “DISEÑO DE PRENSA HIDRÁULICA AUTOMÁTICA PARA 300 TONELADAS CON DISPOSITIVO DE EXTRACCIÓN DE RODAMIENTOS Y MESA MÓVIL” En ese proyecto se realizó un “DISEÑO DE PRENSA HIDRÁULICA AUTOMÁTICA PARA 300 TONELADAS CON DISPOSITIVO DE EXTRACCIÓN DE RODAMIENTOS Y MESA MÓVIL” buscando optimizar las operaciones de extracción de rodamientos y enderezado de vigas que se realizan en los proceso de mantenimiento y fabricación, mejorar las condiciones de trabajo del operario disminuyendo el riesgo de un accidente laboral, también se busca un mayor rendimiento y productividad en estos procesos que se realizan en la empresa FRC ingeniera S.A.S. Inicialmente, se realizó un análisis de cómo se realizan los procesos de extracción de rodamientos y enderezado de vigas, para el cual se plantearon tres alternativas de diseño para el funcionamiento del sistema, las cuales fueron evaluadas, seleccionando una alternativa que satisfacía la necesidad que requiere este proceso. Se realizó un diseño detallado y cálculos de los diferentes dispositivos y componentes de la prensa hidráulica, por medio de la

metodología del diseño mecánico, el cual se simuló mediante un modelo de elementos finitos (MEF) con un software NX 9.0, los cuales fueron evaluados para su posterior validación. Obteniendo datos precisos de la especificación de la máquina como dimensiones, materiales, y demás se realizaron los planos de fabricación, ensamble montaje, ubicación de la planta y sistemas eléctricos e hidráulicos. Después de haber realizado los planos, desarrolló el manual de operación. Finalmente él realizó el estudio ambiental y financiero que produce fabricar esta prensa hidráulica.

- ✓ Bustán Rojas Wilson Manuel (2004) en su tesis “CÁLCULO Y DISEÑO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA ESPECIALIZADA EN EL CAMBIO DE PINES Y BUJES EN CADENAS DE MAQUINARIA PESADA” Presenta los resultados del cálculo de diseño y selección de los elementos componentes de una prensa hidráulica para la extracción de pines y bujes de cadenas de tractor. En aquella tesis el sistema hidráulico está formado por una bomba manual de doble efecto que acciona el cilindro hidráulico, de doble efecto, capaz de aplicar esfuerzos de hasta 60 toneladas. Los cálculos realizados comprendieron el cálculo de selección y verificación del cilindro hidráulico, el cálculo de la prensa hidráulica, la selección de la manguera para el circuito hidráulico, el cálculo de comprobación del tornillo de avance, el cálculo de la brida de sujeción del cilindro, la verificación de los elementos de la unión roscada, el cálculo de los ejes de sujeción, el cálculo del cuerpo de la prensa, el cálculo de soldadura en el cuerpo de la prensa y la determinación de la longitud de la manivela del tornillo. Para la realización de los cálculos, se ha realizado una correcta utilización de tablas, catálogos y normas de aceros para el correcto diseño de los diferentes elementos que conforman nuestra máquina.

2.1.2 Contexto Nacional

- ✓ Domínguez Peche Elizabeth (2017) en su tesis titulada: “Diseño de una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación Plástica” nos expresa que la industria peruana dentro de sus distintos sectores, desarrolla procesos de deformación plástica. una de las maquinas que lleva a cabo esos procesos son las prensas hidráulicas. En su capítulo 1, se formula el objetivo de la tesis: Diseñar una prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica y se justifica el estudio ya que ofrece una solución frente a procesos de deformación plástica en la industria peruana, planteándose un modelo genérico que permita la utilización de la prensa en diversos procesos industriales, Tales como: el doblado, deformación de chapas metálicas, embutido, ensamblaje de piezas a presión, entre otras. En el Capítulo 2, se interpretan los conceptos que rigen la física, la hidráulica y la resistencia de materiales con el fin de aplicarlos al análisis estructural e hidráulico, permitiendo en el Capítulo 3, construir un proceso sistemático para la caracterización de una prensa hidráulica basada en la capacidad de carga. En el Capítulo 4, se aplican los conceptos antes mencionados. En el ámbito estructural, se desarrolla el diagrama de cuerpo libre de las partes involucradas. Posteriormente se definen los esfuerzos a los que es sometido y a partir de ello, se seleccionan las secciones de los perfiles que conformarán estructuralmente la prensa. En el ámbito hidráulico, se aplica la metodología de Vickers en la elección de los elementos. El actuador se selecciona a partir de la capacidad de carga que a su vez permite el cálculo de la presión (198,36 Bar) y caudal ($5,23 \times 10^4 \text{ m}^3/\text{s}$) que son los factores más importantes para el dimensionamiento de los conectores, la bomba y el tanque. En el Capítulo 5, se definen los elementos

que serán parte de la prensa hidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica que son: cuatro columnas de tipo HEB 120 y dos vigas de sección 50 mm x 285 mm unidos mediante cordones de soldadura AWS E6011 \diamond ISO E 43 2 C 16, dieciséis unidades de pernos de anclaje HILTI HSL 3 M20, un cilindro hidráulico de 200 mm de diámetro interior y 360 mm de diámetro exterior, una bomba de 17.6 Hp, un tanque hidráulico de 80 L , conectores SAE 100R12, entre otros. En el capítulo 6, se asignan los costos a las partes previamente seleccionadas y se estima el costo de la prensa, además se muestran los precios de prensas hidráulicas en el mercado. Finalmente se concluye que las características mecánicas de una prensa hidráulica versátil, son determinadas a partir de la capacidad, en este caso: 40 toneladas. Además, el diseño de prensa propuesto puede ser usado en la industria automotriz, metalmecánica, de reciclaje, etc. gracias a la versatilidad del modelo.

- ✓ Apolinario Julca Joel Ángel (2015) en su tesis titulada “Diseño de una prensa hidráulica de 100 toneladas para el conformado de calaminas de fibrocemento de 1,2 x 0,5 m” plantea como una alternativa de solución a la creciente demanda de materiales de construcción de bajo costo, generada por el crecimiento demográfico en las principales ciudades del país, se ha investigado previamente en la PUCP un material compuesto de cemento, papel reciclado, quitosano y fibra de sisal. Este material denominado fibrocemento posee propiedades adecuadas para la fabricación de paneles y calaminas de bajo costo, por lo que la producción de éstas permitiría la construcción de viviendas económicas. En esta línea de investigación, se ha previsto el desarrollo de una planta piloto para la fabricación de calaminas, dentro de la cual, una de las etapas finales de producción consiste en el prensado del fibrocemento para maximizar su

resistencia, el objetivo de esa tesis es diseñar una prensa hidráulica de 100 toneladas para la fabricación de calaminas según las normas NTP-ISO 9933, con la intención de evaluar las propiedades de dichas calaminas como paso previo a su producción en serie. La metodología utilizada para el diseño de dicha prensa se puede resumir en las siguientes etapas: i) Estudio del estado de la tecnología y definición de los parámetros requeridos para el diseño; ii) elaboración de una “lista de exigencias” que cuantifica los diversos aspectos que se deben cumplir al realizar el diseño, tales como la función del equipo, los materiales, la geometría, la rigidez, cargas, fuentes de energía, entre otros; iii) cálculo estructural y diseño del equipo; iv) selección de componentes hidráulicos del mismo y, finalmente, v) se han elaborado los planos de fabricación, así como el costeo y planificación de recursos para su fabricación e implementación. Como resultado, se ha diseñado una prensa hidráulica adecuada para la fabricación de calaminas de fibrocemento según las normas NTP-ISO 9933, cuyas especificaciones principales son: 100 toneladas de capacidad; 550 mm de carrera disponible; dimensiones generales de 1500 x 1700 x 2700 mm; mesa de trabajo de 1370 x 670 mm y 0,3 mm de deflexión máxima (con carga nominal); unidad de presión de 200 bar nominal, 240 bar máximo y 50 litros/min de caudal máximo; motor eléctrico de 15 KW (20 HP) y 1710 rpm y, por último, costo total de fabricación de S/. 70 000.00 aproximadamente.

2.1.3 Contexto Local

- ✓ Fernández Delgado Alcibíades (2016); en su tesis “PROPUESTA DE DISEÑO DE COMPACTADORA DE CASCARILLA DE ARROZ PARA MEJORAR EFICIENCIA EN LA PRODUCTIVIDAD DEL MOLINO SEMPER S.A.C-

LAMBAYEQUE” La actual tesis de la Empresa Molino Semper S.A.C. carretera Lambayeque consiste en realizar un diagnóstico real de cuánto cuesta la pajilla sin prensar y cuanto seria el valor agregado que se le tiene que dar al compactarlo, por ello se propone el diseño de la compactadora de cascarilla de arroz, que abarca la productividad en proporción a la cascarilla de arroz , siendo esta de 7 toneladas y media diario por que el molino es de 100 sacos hora, y por cada tonelada de arroz pilado se obtiene 200 kilos de pajilla favoreciendo a la empresa una eficiencia y para los trabajadores un área agradable, limpia ,sin contaminación y sin plagas.

- ✓ Huerta Gálvez Marco Antonio (2018) en su tesis titulada “DISEÑO Y CÁLCULO DE PARÁMETROS CONSTRUCTIVOS DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 5 TN. DE CAPACIDAD PARA CONFORMADO DE CHAPA METÁLICA EN FACTORÍA ALDYUP –CHICLAYO.” En ese proyecto se realizó con la finalidad de tecnificar cada vez más los procesos de trabajo en los talleres de metalmecánica de la Ciudad de Chiclayo en el rublo de embutido de la chapa metálica. Para eso basado en el método hidráulico, para realizar el proceso de manufactura denominado embutido se trata de calcular los parámetros principales de una prensa hidráulica, para el embutido y deformación de la chapa en la confección de recipientes huecos. Para ello se calculan y dimensionan las diferentes partes, conformantes de una prensa hidráulica de 5 TN, de capacidad, cuyo diseño se trata a lo largo del capítulo 4 y 5. Determinando los espesores de las planchas bases y soportes vigas que soportan a los elementos de trabajo. Así también los diámetros de los ejes guías. Por último, el proyecto a través de la investigación y aplicación de los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de Ingeniería mecánica, en los

procesos de mecánica de producción nos permite poder diseñar y calcular una prensa hidráulica de 5 Tm, junto a otros dispositivos, que permiten la deformación de la chapa metálica, por medio del embutido en forma segura, garantizando que tenga un bajo costo de manufactura.

Hasta la fecha no existe ningún trabajo relacionado con la mejora del servicio de desmontaje de piezas mecánicas para la empresa METAL MECANICA INDUSTRIAL.

2.2 Desarrollo de la temática correspondiente al tema investigado.

Historia de las prensas hidráulicas:

2.2.1 Primeros Antecedentes de la prensa hidráulica:

Las tecnologías y maquinas que tenemos ahora son el producto de pequeños eslabones que se han unido a través del tiempo, gracias al aporte de grandes estudiosos e inventores; la prensa hidráulica no es la excepción, para que se pudiera crear una de estas, fue necesario el conocimiento de diversos principios y leyes, que se han ido desarrollando junto con la humanidad. Conocimiento acerca de los fluidos, y de los sistemas de bombeo, fueron necesarios, a continuación, detallare algunos de los registros de los avances que hicieron posible la fabricación de la prensa hidráulica.

Mucho de los conocimientos acerca de la matemática, geometría y otras ciencias se lo debemos a la cultura egipcia, la primera bomba de la que se tiene registro es la jeringa que los egipcios fabricaron con la finalidad de poder embalsamar a sus momias. Es aquí donde podemos ubicar el primer antecedente del manejo de la hidráulica.

Después CTESIBIUS en el siglo II A.C., fabrico y diseño una bomba de doble efecto la cual Vitrubio, en su tratado De architectura (X, 7) realizo un análisis minucioso, en este se describe los componentes que tiene una bomba de este tipo, la cual su aplicación

es elevar el agua a una gran altura. El funcionamiento consiste en dos cilindros idénticos, cada uno tiene un pistón que convergen en una cámara común que contiene las válvulas que se abren y cierran alternadamente para dar pase al agua que está subiendo, cada una en un tiempo distinto. Para asegurarse de que los pistones encajen cada uno en el cilindro que les corresponde, previamente debió pasar por un proceso de rectificación y pulido, para poder conseguir el ajuste ideal. La gran parte de las bombas con pistones que nos han sido legadas, han sido construidas de bronce y estas tienen dos cilindros huecos idénticos con pistones; los dos cilíndricos se comunican con una cámara de válvulas. Para poder lograr que el agua suba se tiene que accionar una palanca con un movimiento de vaivén.

El famoso ingeniero Galileo Galilei en 1612 realizó un estudio completo sobre la hidrostática, uno de los aportes que obtuvo en sus investigaciones fue la invención de la balanza hidrostática, en la cual, mediante experimentación, podía determinar los volúmenes y densidades de diversos cuerpos, el mecanismo de funcionamiento es sencillo, basándose en el principio de Arquímedes, el cual enuncia que todo cuerpo sumergido en un líquido está sometido a una fuerza vertical hacia arriba igual al peso del volumen del fluido desplazado por el cuerpo que está sumergido. En una balanza de dos brazos, hay dos platillos que penden de cada uno de los brazos de la balanza, en uno de los platillos está el cuerpo que queremos conocer sus características, primeramente se medirá su masa, con pesas calibradas, una vez realizada esta acción, se pasara a poner el cuerpo, pero sumergido en un recipiente con agua destilada, este tendrá un menor peso, producto de la fuerza de empuje del agua, una vez calcula la diferencia de masas, podremos hallar el volumen del cuerpo, y con esto podremos saber consecuentemente su densidad, puede aplicarse este método tanto a solidos como a fluidos.

Sería entonces el alumno de Galileo quien continuaría con la labor del estudio de los fluidos, Torricelli, enunció en 1643, que la velocidad con la que un fluido saldrá por el orificio de un recipiente será igual a la que tendría un cuerpo al caer libremente desde la superficie libre del líquido hasta el nivel del orificio.

El mayor principio y en el que se basa el funcionamiento de las prensas hidráulicas sería el que en el siglo XVII el famoso matemático y filósofo Blaise Pascal concluyó, el empezó a realizar estudios sobre, la transmisión de presiones en líquidos que se encuentra comunicados entre sí, esta presión se transmite en el fluido en todas las direcciones. Gracias a este principio es que las prensas pueden obtener fuerzas y presiones muy grandes utilizando otras más pequeñas.

2.2.2 El prensado a través del tiempo:

La actividad del prensado, es un proceso muy antiguo, que ha pasado por una evolución a través del tiempo, ha sido necesario el prensado de diversos elementos, para diversos propósitos, y esta actividad ha ido cambiando de acuerdo al avance de tecnologías.

La utilización de pequeñas prensas se inicia hacia el siglo XIV, empezando con diseños de Leonardo da Vinci, realizados en torno a 1500 de las principales máquinas para la fabricación: laminadora, cortadora y prensa. Sin embargo, la puesta en práctica definitiva de la prensa de balancín se atribuye convencionalmente al grabador francés Nicolás Briot (1579-1646); su uso se generaliza en toda Europa a partir de 1645. Estas primeras máquinas eran de bronce, en raras ocasiones de hierro. Estaban constituidas por un tornillo central (husillo) accionado por un brazo horizontal acabado en pesadas bolas de las que pendían correas para ser tiradas por varios hombres. Los cuños o troqueles del anverso y del reverso se ajustaban al husillo y la parte inferior de la caja, colocando entre ellos el cospel, que quedaba impreso por medio de sucesivos golpes. En 1783 fue perfeccionada por el ingeniero suizo Jean Pierre Droz, permitiendo la

acuñación simultánea de anverso, reverso y canto. Este tipo de prensas, con pequeñas variaciones desarrolladas durante el siglo XIX, mantiene su vigencia hasta bien entrado el siglo XX. Sirva de muestra la sencilla prensa-cortador de doble brazo que aparece en el catálogo de Alfred Schütte (Catálogo general de máquinas -herramientas, Barcelona, 1913), tan parecida a la de Briot, a pesar de los casi trescientos años que las separan.

La prensa hidráulica. En el año de 1650, el físico y matemático francés Blaise Pascal (1623-1662), realizó el experimento que sentó las bases del futuro para el desarrollo de la hidrostática. Pascal comprobó que cuando se aplica una presión a un líquido encerrado y estático, dicha presión es uniformemente transmitida a todas las partículas del fluido y con ello a las paredes del recipiente contenedor. En base a ello, formuló el principio que lleva su nombre en el famoso Tratado del Equilibrio de los Líquidos (1653): la presión ejercida sobre un líquido confinado y en reposo se transmite integralmente a todos los puntos de este. La prensa hidráulica, desarrollada en el año de 1770, por el industrial inglés Joseph Bramah (1749-1814), es la aplicación directa del principio de Pascal. Esta primera prensa hidráulica, conseguía presiones relativamente pequeñas y no era utilizable para la deformación de metales. Fueron los hermanos Perier (Jacques Constantin y Auguste Charles, 1797) quienes, algunos años más tarde, desarrollaron la máquina de Bramah permitiendo alcanzar presiones más altas (sobre 70 kg/cm²), haciéndola apta para trabajos más duros, como el acuñado de monedas o la deformación de plomo, sin embargo, la aplicación de la prensa hidráulica para el trabajo del hierro no se produce hasta mediados del siglo XIX, especialmente tras la aparición del modelo desarrollado por el austriaco John Haswell, de mucho mayor tamaño y capacidad de presión. A partir de entonces la prensa hidráulica, gracias a la altísima fuerza resultante conseguida, se generaliza para operaciones de elevadas sollicitaciones. Las prensas de excéntrica. Durante el siglo XIX, el punzonado de clavos

a partir de fleje, se realizaba mediante prensas de balancín, pero este procedimiento resultaba poco eficiente para la fabricación de productos a partir de chapa en grandes series. Para paliar este problema, la empresa americana Bliss&Williams se comercializó en el año de 1870, las primeras prensas mecánicas de excéntrica, aptas para el punzonado de agujeros de tres cuartos de pulgada con un espesor de media pulgada. Estaban diseñadas para trabajar a 100 rpm. Este tipo de prensas, en sus distintas variantes, frontales, de cuello de cisne, de arcada, se generalizó con enorme rapidez, mejorándose progresivamente su capacidad, rendimiento y haciéndose imprescindibles para trabajos de estampación y forja. La prensa de fricción. El origen de las actuales prensas de impulso por fricción hay que buscarlo también en los sucesivos intentos de mejora del acuñado de monedas. A partir de un prototipo del francés Chéret en 1867, quien puso en marcha las primeras prensas de este tipo, cuyo principio de funcionamiento se ha mantenido hasta nuestros días. A principios del siglo XX la prensa de fricción adquirió un notable desarrollo en la industria.

En el año 1795 se le concedió una patente de prensa hidráulica al inventor inglés Joseph Bramah, que en la actualidad sigue siendo conocida como prensa Bramah, la cual consta de dos tubos paralelos de distinto diámetro, llenos de fluido y cerrados por dos pistones. Una fuerza reducida aplicada al pequeño se transmite a través del fluido y se transforma en otra mayor sobre el pistón grande.

2.3 Clasificación de las Prensas.

2.3.1 Prensas Mecánicas.

Son máquinas que poseen en su estructura un motor eléctrico que se encarga de hacer girar a una volante de inercia, este instrumento actúa como un acumulador de energía.

La energía se transmite al elemento movable de la prensa a través de un acople. La transmisión de la energía es inmediata y total, en cada prensado se utiliza una parte de la energía entregada. Estas prensas son utilizadas para trabajos de corte, forja, estampación y embuticiones.



FIGURA N° 1. Prensa mecánica o de balancín mecánico (figura extraída de factory in Guangzhou, China)

2.3.2 Prensas Neumáticas

Son un tipo de prensas que se caracteriza por utilizar el aire comprimido, como medio de transmisión de energía al mecanismo de la prensa.

La prensa neumática básicamente se compone de tres partes:

- Diafragma.
- Plato de presión.

- Estructura o armadura.

Algunos de los usos que pueden tener una prensa neumática es del troquelado de goma, cartón, plásticos. Pero también se usa para trabajos muy específicos dependiendo de las necesidades del usuario.



FIGURA N° 2: MG Prensa Neumática P-4000 G (Maquinaria10.com)

2.3.3 Prensa Hidráulica.

La prensa hidráulica es una máquina que posee en su estructura vasos comunicantes por los cuales mediante uso de un fluido se transmite presión de un pistón de menor área a uno de un área mucho mayor. En la actualidad estas prensas utilizan bombas hidráulicas, sensores, motores eléctricos y diferentes elementos dependiendo del fin de esta.

Las prensas hidráulicas pueden cumplir muchas funciones, ya sea en el embutido, matriceria, doblamiento, corte, enderezado, desmontaje de piezas mecánicas, etc.

Los tipos de prensas hidráulicas son muy variados, pero esencialmente se puede identificar tres tipos de prensas:

- Verticales.
- Horizontales.
- Combinadas.

3.1.1.1 Prensa Hidráulica Verticales:

Las prensas hidráulicas verticales son llamadas así porque el pistón se mueve en forma vertical, esta clase de prensas se subdividen en dos, en las que su pistón se mueve hacia abajo y otras en la que su movimiento es hacia arriba.

3.1.1.2 Prensa Hidráulica Horizontal:

Las prensas hidráulicas horizontales son aquellas, en el que el líquido transmite presión sobre en el embolo cuando este trabaja en sentido horizontal. Es en esta forma, que permite trabajar elementos de distintita configuración geométrica.

3.1.1.3 Prensas combinadas:

El prensado de piezas mecánicas de configuración complicada, se realiza de forma oportuna en las prensas combinadas, de estructuras variadas en las cuales destacan las siguientes:

- Prensado Perpendicular.
- Prensas Plantas Múltiples.
- Prensas Empaquetadoras.

2.4 CLASIFICACIÓN DE LOS BOMBAS HIDRÁULICAS

2.4.1 Bombas hidráulicas de engranaje

Engranaje dentado exterior. Trabaja según el principio de desplazamiento. El engranaje

A, al ser accionado en la dirección de la flecha, hace que el engranaje B gire en sentido contrario. La cámara de aspiración está unida al depósito, por lo que al girar, los dientes se separan dejando huecos entre ellos y la cámara de dientes, provocando que se absorba líquido del depósito, el cual llena la cámara de dientes, que lo transportan, rozando la pared interior de la carcasa a la cámara de presión.



FIGURA N° 3 .-Bomba de Engranaje Dentado Exterior- Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica)- pag 03

- Engranaje dentado interior. El piñón se acopla al eje de arrastre, montado excéntrico sobre la carcasa. Con este piñón se engrana la corona dentada que es arrastrada por él, girando libre en la carcasa. Con esta disposición, las cámaras de bombeo se forman en los huecos entre dientes, de manera que con el giro de los engranajes el aceite es aspirado por un conducto e impulsado por el otro.



FIGURA N° 4 : Bomba de Engranaje Dentado Interior- Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) -pag 03

2.4.2 Bombas De Lóbulo

Funcionamiento El producto en la succión incrementa el caudal cuando los rotores giran y entonces el fluido es impulsado hacia al interior de la bomba. Luego el fluido es transportado hacia el lado de la descarga en el espacio que hay entre los lóbulos y el alojamiento circular de la bomba (carcasa). Entonces el caudal es reducido entre los rotores y el fluido es forzado y deslizado hacia la descarga.

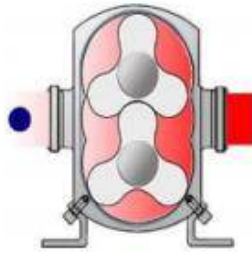


FIGURA N° 5: Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) pag 04

3.4.2.1 Bombas de lóbulos externos:

Son bombas rotativas de engranajes externos que difieren de estas en la forma de accionamiento de los engranajes. Ambos engranajes tienen sólo tres dientes que son mucho más anchos y más redondeados que los de una bomba de engranajes externos. Su accionamiento es independiente por medio de un sistema de engranajes externo a la cámara de bombeo.



FIGURA N° 6 : Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) pag 04

3.4.2.2 Bombas de lóbulos internos:

Son bombas rotativas de engranajes internos que difieren en la forma de accionamiento de los engranajes. Esta bomba combina un engranaje interno dentro de otro externo. El engranaje interno está montado en el eje y lleva un diente menos que el engranaje exterior.

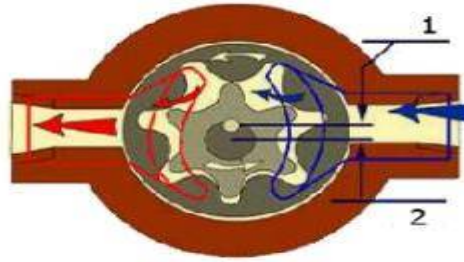


FIGURA N° 7 : Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) pag 04

Características Bomba de lóbulos

compacta y resistente. Para bombeo de fluidos viscosos. Que brindan un bombeo uniforme, casi sin pulsaciones. Alta capacidad de cebado. Ampla disponibilidad de materiales.

- Capacidad hasta 800 m³/h
- Presiones hasta 180 psi. Las bombas de lóbulos son difíciles de limpiar por los puntos muertos en la carcasa. Los sellos mecánicos requieren de verificaciones manuales para asegurarse que los procedimientos de limpieza fueron efectivos.

2.4.3 Bombas De Paleta

Funcionamiento La impulsión del caudal de aceite en este tipo de bombas se consigue mediante el giro excéntrico de un rotor dentro de una carcasa circular o estator. En la periferia del rotor se monta un conjunto de paletas deslizantes en sentido radial con el fin de formar las cámaras de desplazamiento o vanos. La estanqueidad de estas cámaras de desplazamiento está garantizada entre las placas, rotor, estator y las placas laterales que cierran el conjunto también llamadas placas de mando. Estos vanos así formados entre paletas varían su volumen con el giro del rotor. El volumen aumenta en la zona de aspiración, produciéndose una depresión que hace que la cámara o vano se llene con el aceite que fluye a través de una ranura de mando practicada en las placas laterales de mando. Por su parte, el volumen disminuirá en la zona de impulsión produciéndose una sobrepresión que obliga al líquido bombeado fluir a través de la ranura de impulsión

mecanizada igualmente en las placas de mando o placas laterales. Las paletas se mantienen en contacto permanente con el estator gracias a la fuerza centrífuga producida por el giro del rotor o bien por medio de muelles e incluso en algunos casos por la presión del aceite tomada en la impulsión de la bomba.

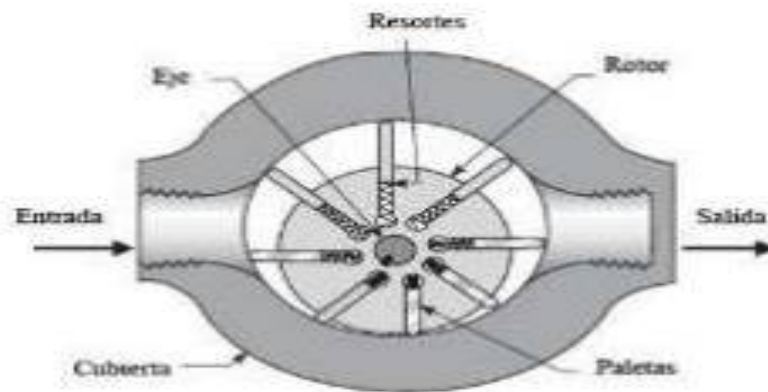


FIGURA N° 8: Estructura Interna de una Bomba de paletas- Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) -pag 05

Características

- Las bombas de paletas son usadas en instalaciones con una presión máxima de 150 a 200bar. Un caudal uniforme (libre de pulsos) y un bajo nivel de ruido.
- El anillo estator es de forma circular y excéntrico con respecto al rotor. Esta excentricidad determina el desplazamiento (caudal).
- Cuando la excentricidad sea cero, no existe un caudal, por lo tanto, no se entregará líquido al sistema. Esto permite regular el caudal de las bombas de paletas.

Ventajas

- Sentido de flujo del fluido independiente del sentido de rotación del eje (para las bombas de ejecución especial).
- Mantenimiento sencillo y rápido.
- No hay compresión, empuja, arrastra.

- Capacidad para transportar productos de alta viscosidad.
- Bomba volumétrica sea cual sea la velocidad de rotación o la viscosidad.
- Gran poder de aspiración.
- Sencillez técnica.
- Gran vida útil.
- Volumen de trabajo variable.

2.4.4 Bombas De Pistón

3.4.4.1 Bombas de pistón radial: Los pistones se deslizan radialmente dentro del cuerpo de la bomba que gira alrededor de una flecha.

3.4.4.2 Bombas de pistón axial: Los pistones se mueven dentro y fuera sobre un plano paralelo al eje de la flecha impulsora.

3.4.4.3 Bombas de pistón de barril angular (Vickers): Las cargas para impulsión de la bomba y las cargas de empuje por la acción del bombeo van soportadas por tres cojinetes de bolas de hilera simple y un cojinete de bolas de hilera doble. Este diseño de bomba ha dado un excelente servicio a la industria aeronáutica.

3.4.4.4 Bombas de pistón de placa de empuje angular (Denison): Este tipo de bombas incorpora zapatas de pistón que se deslizan sobre la placa de empuje angular o de leva. La falta de lubricación causará desgaste

Funcionamiento

Estas bombas de pistón funcionan acopladas a un motor neumático alternativo accionado con aire. El movimiento alternativo se repite indefinidamente mientras esté conectado el suministro de aire, independientemente de si la bomba está alimentada con líquido o no.

1. Varilla en posición inferior.
2. Se produce la apertura de la válvula de succión y el llenado de la bomba.

Simultáneamente, por el cierre de la válvula de la varilla, es desalojado el producto que se encuentra sobre el sello del émbolo.

3. Varilla en posición superior.

4. Por la acción de la varilla, que se desplaza hacia abajo, se produce la apertura de la válvula del émbolo y el cierre de la válvula de succión, desalojándose producto por la salida en un volumen igual al ocupado por la varilla.

5. Varilla en posición inferior.

Características

En la gran variedad de las bombas de pistón encontramos las siguientes características:

- Bombeo de productos particulados y productos sensibles a esfuerzos de cizalla.
- Manejo de frutas y verduras enteras, hojas, rodajas, trozos y dados de fruta.
- Diseño higiénico.
- Temperatura de trabajo: 120° C o más según el diseño.
- Trabajo en vacío.
- Puede bombear a muy altas presiones

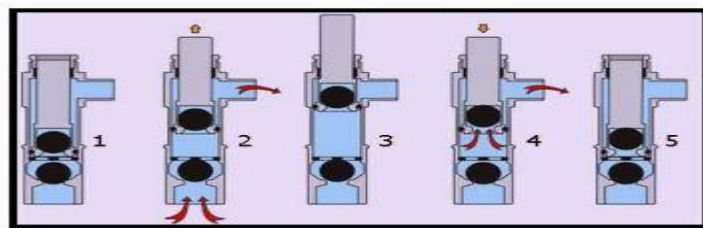


FIGURA N° 9: Informe de benemétrica universidad de puebla (facultad de ciencias electrónica) -pag 12

2.5 Resistencia de Materiales

Estudia la capacidad de materiales con una geometría determinada de soportar cargas, presiones y momentos. Así se evalúa bajo qué condiciones se produce la fluencia y la rotura. (Pytel & Singer, 2011)

2.6 Esfuerzo

Es la fuerza por unidad de área o la intensidad de las fuerzas distribuidas a través de una sección dada (Beer et al. 2009)

2.7 Diagrama de Cuerpo Libre

Es un diagrama donde se puede dibujar cualquier parte de una estructura incluyendo todas las fuerzas que están actuando sobre esta parte.

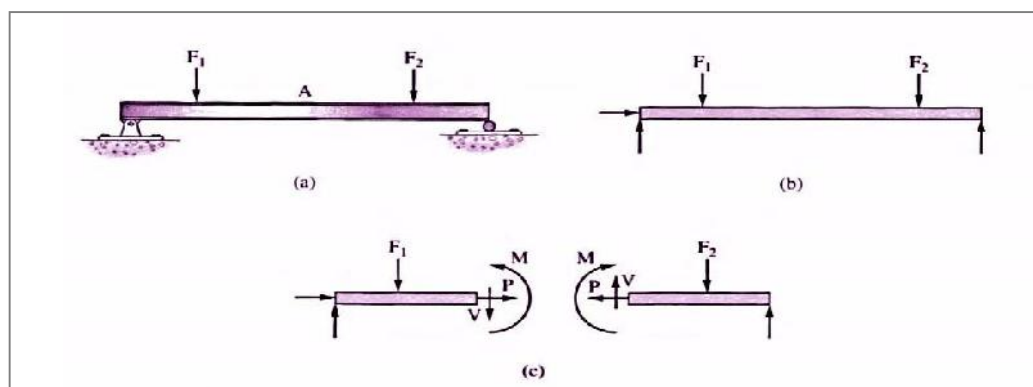


FIGURA N° 10: Representación de una viga con su diagrama de cuerpo libre. (Mc Cormac, 2011)

En la figura N° 18. (a) se observa una viga con un apoyo simple y uno articulado, en (b) se observa el diagrama de cuerpo libre de la viga y en (c) se observa el diagrama de cuerpo libre para una parte o sección de la viga. (Mc Cormac, 2011)

2.8 Esfuerzo Normal

2.8.1 Carga Axial

Se dice que una varilla AB está sometida a carga axial cuando dicha varilla AB está sometida a las fuerzas FAB y FAB' actuantes en los puntos A y B. La dirección de las fuerzas debe concordar con el eje de la varilla. (Beer et al., 2009) La fuerza interna y el esfuerzo son perpendiculares al plano de la sección (normal) por lo que a este esfuerzo se denomina esfuerzo normal (σ) y se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma = P / A \text{ (Ec. 2. 1)}$$

Donde:

P es la carga (N),

A es el área de la sección (m^2) y σ es el esfuerzo normal (N/m^2). (Beer, et al. 2009)



FIGURA N° 11: Varilla sometida a esfuerzo normal. (Elaboración propia, 2019)

Cuando la carga P es aplicada en la dirección fuera de la barra, se dice la barra está sometida a tensión, si la dirección de la carga es hacia el centro de la barra, se dice que la carga está sometida a compresión.

La convención de signos facilita la comunicación y ella dice que para indicar tensión se usa un signo positivo y la compresión usa un signo negativo. (Mc Cormac, 2011)

2.8.2 Deformación

Se denomina deformación plástica, irreversible o permanente a aquella deformación producida por una carga que al dejar de ser aplicada se mantiene. Esto sucede porque, en la deformación plástica, el material experimenta cambios termodinámicos irreversibles al adquirir mayor energía potencial elástica.

Se denomina deformación elástica a aquella deformación producida en un cuerpo al aplicarse una carga que cuando deja de ser aplicada no se mantiene, recuperando el cuerpo su forma original. En este tipo de deformación, el sólido, al variar su estado tensional y aumentar su energía interna en forma de energía potencial elástica pero solo pasa por cambios termodinámicos reversibles. (Singer, 2011)

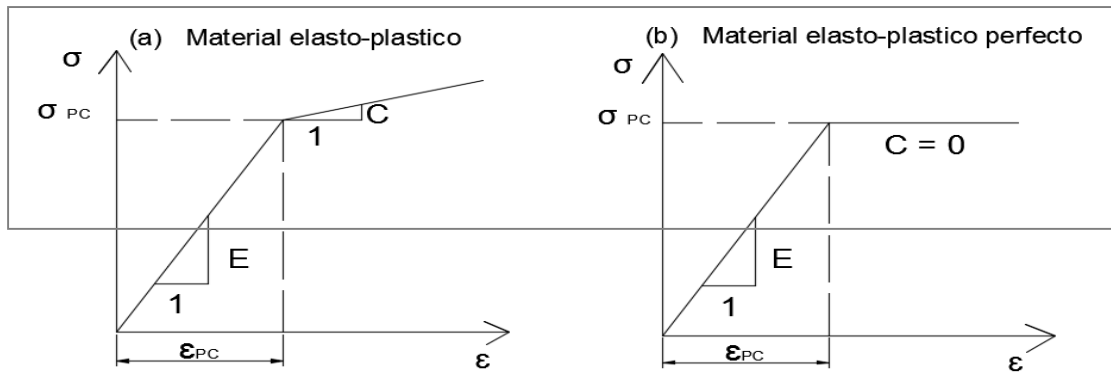


FIGURA N° 12: Diagrama esfuerzo deformación idealizados. (Pytel Singer ,2011)

Para que un material sea sometido a deformaciones plásticas, debe tener algo de ductilidad. Es decir no se debe tratar de materiales frágiles y tener un punto de cedencia una zona de deformación inelástica o plástica en los diagramas de ensayo a esfuerzo simple.

La relación esfuerzo – deformación de un material dúctil se puede representar aproximadamente mediante el diagrama ideal de la figura anterior. La zona elástica del diagrama es de pendiente E , módulo elástico del material. La zona plástica también es una línea recta que empieza en el punto de cedencia y tiene una pendiente C ; ésta pendiente es mucho menor que E por lo que el aumento de esfuerzo necesario para poder producir un incremento de la deformación determinado es mucho menor en la zona plástica que en la elástica, pero siempre es necesario el incremento de esfuerzo, aunque sea pequeño para producir un incremento de la deformación. Un material en que C sea nulo se le llama elasto-plástico perfecto que significa que la deformación puede darse indefinidamente sin el aumento del esfuerzo, pero esto es solo un caso ideal para efectos de aproximación y cálculo.

Sin embargo en la realidad el comportamiento de los materiales frente a un esfuerzo es más o menos como indica la siguiente figura:

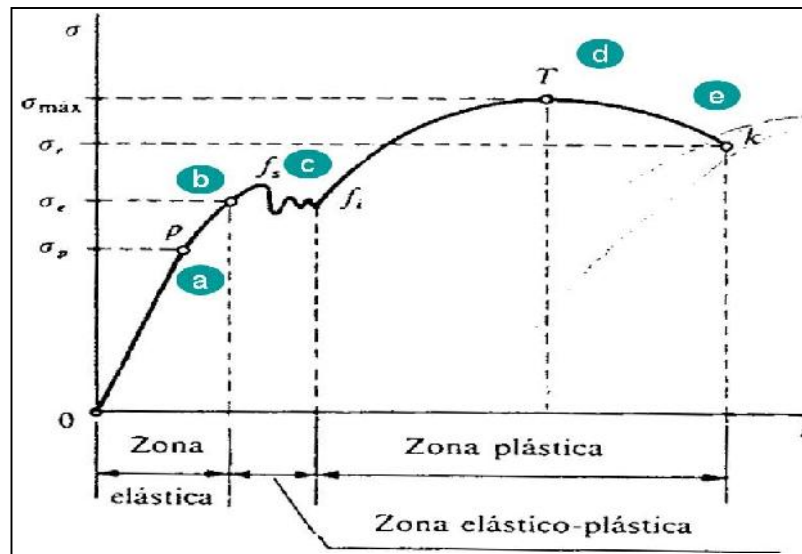


FIGURA N° 13: Comportamiento de un cuerpo frente a un esfuerzo. (Mecánica De Materiales, 2011)

En la figura anterior se puede notar algunos puntos a ser definidos a continuación:

- Límite de proporcionalidad (a) : Se observa que va desde el origen O hasta el punto llamado límite de proporcionalidad, es un segmento de recta rectilíneo, de donde se deduce la tan conocida relación de proporcionalidad entre la tensión y la deformación enunciada en el año 1678 por Robert Hooke. Cabe resaltar que, más allá la deformación deja de ser proporcional a la tensión.
- Límite de elasticidad o limite elástico (b) : Es la tensión más allá del cual el material no recupera totalmente su forma original al ser descargado, sino que queda con una deformación residual llamada deformación permanente.
- Punto de fluencia (c): Es aquel donde el material pasa de la zona elástica a la zona plástica es decir la carga aplicada sobre el material resulta la carga mínima para que al dejar de aplicarla el cuerpo no recupere su forma inicial.
- Esfuerzo máximo (d): Es la máxima ordenada en la curva esfuerzo-deformación
- Esfuerzo de Rotura (e): Verdadero esfuerzo generado en un material durante la

rotura. (Mecánica de Materiales, 2011)

2.9 Flexión

A) Esfuerzo cortante

Si se aplican dos fuerzas P y P' opuestas entre sí y perpendiculares al eje del elemento que llamaremos AB el esfuerzo generado se llamará cortante. Esto genera fuerzas internas en el plano de la sección y su resultante es igual a P . Estas fuerzas internas elementales se conocen como fuerzas cortantes y la magnitud P de su resultante es el cortante en la sección. Si se divide la fuerza P (N) entre el área A (m^2) de la sección transversal, el resultado es el esfuerzo cortante promedio en la sección (Pa). El esfuerzo cortante se representa con la letra griega τ (tau). (Beer, et al. 2009)

$$\tau = P / A \text{ (Ec. 2. 2)}$$

En el siguiente grafico podemos observar cómo actúa el esfuerzo cortante sobre una viga.

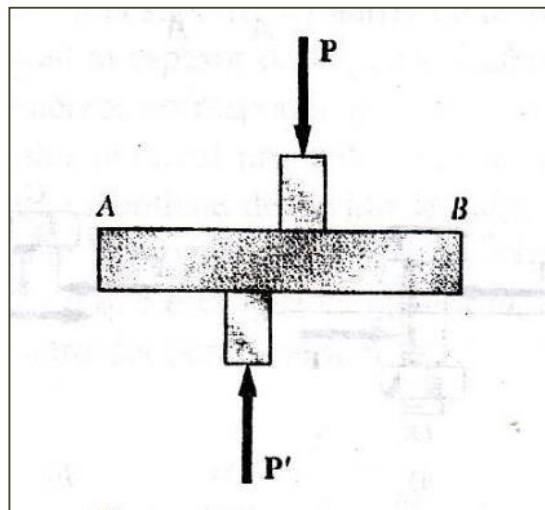


FIGURA N° 14: Viga sometida a esfuerzo cortante. (Beer, et al. 2009)

B) Momento flector

$$\sigma_f = M / I \text{ (Ec. 2. 3)}$$

Esta expresión indica que el esfuerzo debido a la flexión (σ) en cualquier sección es directamente proporcional a la distancia entre el eje neutro y el punto dentro del plano transversal al eje (y), es además inversamente proporcional al momento de inercia a de la sección : I (m^4). (Pytel & Singer, 2011) A la mayor distancia entre el eje neutro y cualquier punto se le llama c (m), por ello se define:

$$\sigma_{max} = Mc / I \quad (\text{Ec. 2. 4})$$

El cociente c/I es llamado módulo de resistencia de la sección o módulo de sección y es denotada por la letra S (m^3).

$$\sigma_{max} = M / S \quad (\text{Ec. 2. 5})$$

Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector

En un diagrama de esfuerzo cortante y flector los valores de V (esfuerzo-N) y m (momento-Nm) son graficados contra x (distancia medida desde un extremo de la viga).

El cortante V y el momento flector M en un punto dado de una viga se consideran positivos cuando la fuerzas internas y los pares que actúan en cada porción de la viga se dirigen como indica la siguiente figura: (Beer et al, 2007)

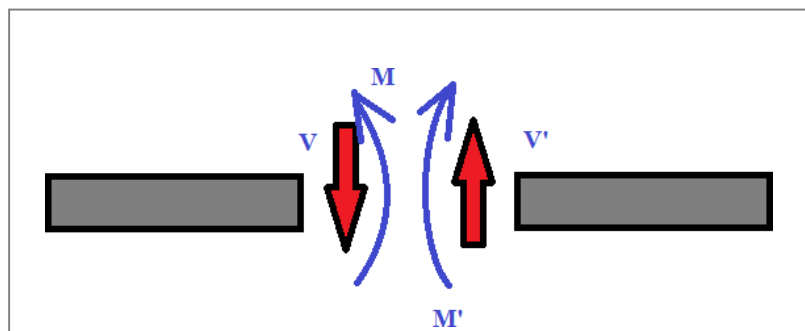


FIGURA N° 15: Fuerzas internas (corte positivo y momento flector positivo- basándose en el libro de GENEER VILLAREAL CASTRO- fuente propia)

Si se desea identificar un efecto positivo en el momento flector, el momento externo se aplica como se muestra en la figura:

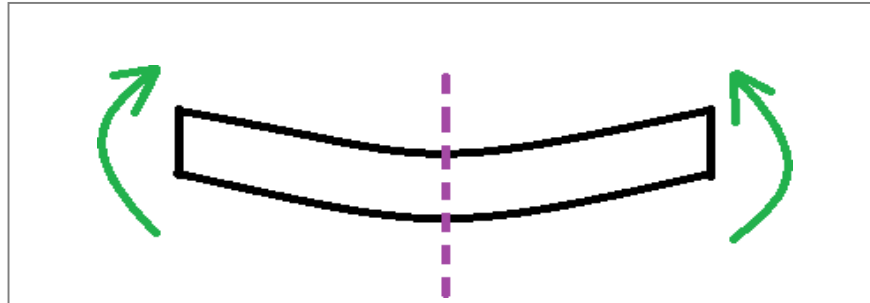


FIGURA N° 16: Efecto positivo de momentos externos-. Basándome en el libro de GENER VILLAREAL CASTRO-fuente propia)

La siguiente figura muestra también la acción positiva pero de los cortantes externos:

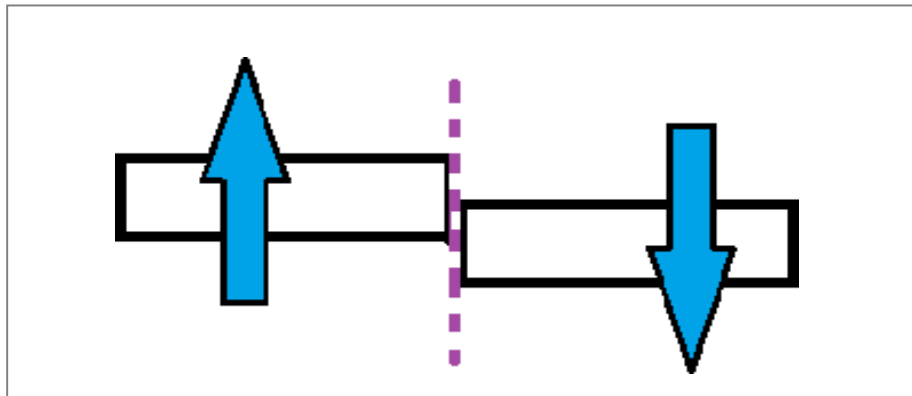


FIGURA N° 17: Efecto positivo de fuerzas externas.-fuente propia

Ejemplo de los puntos de apoyos. Se tiene una viga simplemente apoyada, donde se aplica una carga en el centro de la misma. El gráfico que correspondería a la misma es:

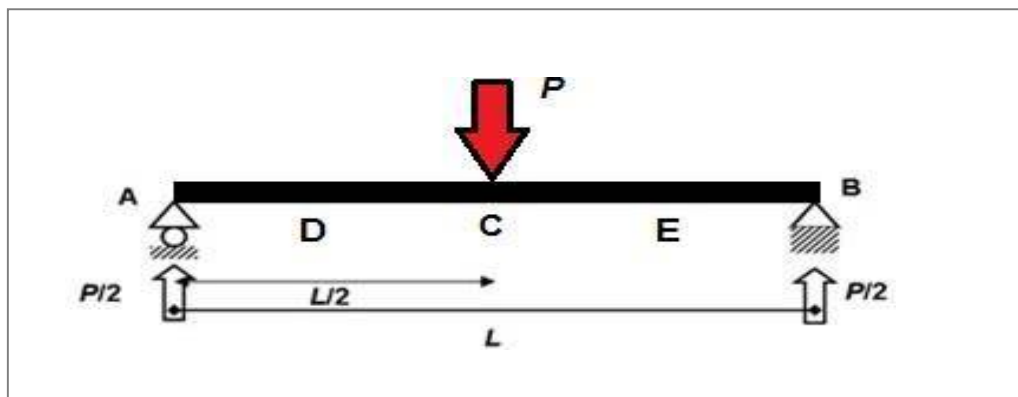


FIGURA N° 18: Diagrama de cuerpo libre viga simplemente apoyada. (Castillo, 2016)

Las reacciones son idénticas, debido a la posición simétrica de la carga respecto de los

apoyos (que además actúan de igual manera, es decir, absorbiendo cargas verticales),
recibiendo cada una de ellas la mitad de la carga puntual. (Castillo, 2016)

Posteriormente se procede a cortar la viga en un punto D entre A y C y se dibuja el diagrama del cuerpo libre de cada una de las partes como muestra la figura siguiente:

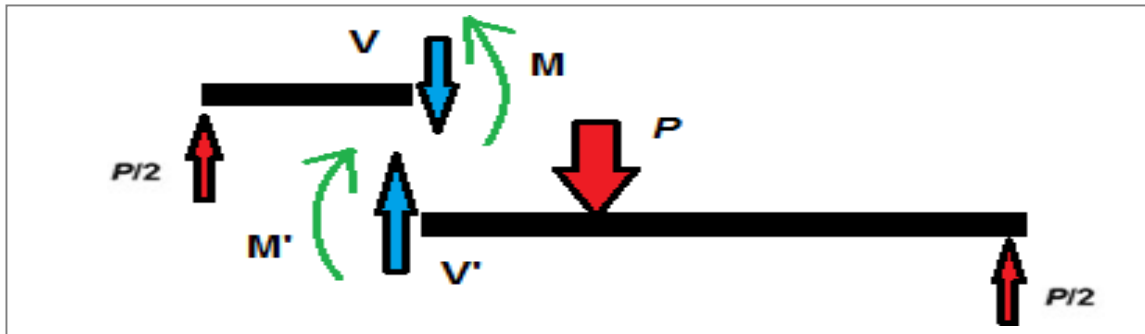


FIGURA N° 19: Corte imaginario de la viga en el punto D. (Elaboración propia, 2017)

Dado la necesidad del cumplimiento de las condiciones de equilibrio se llega a la
conclusión que: $V = P/2$ (Ec. 2. 6)

Donde:

- V: Esfuerzo cortante (N)
- P: Carga aplicada (N)

Y que: $M = Px 2$ (Ec. 2. 7)

Donde:

- M: Momento Flector (Nm)
- P: Carga aplicada(N)
- X: Distancia entre el origen de coordenadas (A) y el punto de corte imaginario C (m)

Luego se procede a realizar un corte en el punto E entre C y B, como se muestra en la
figura:

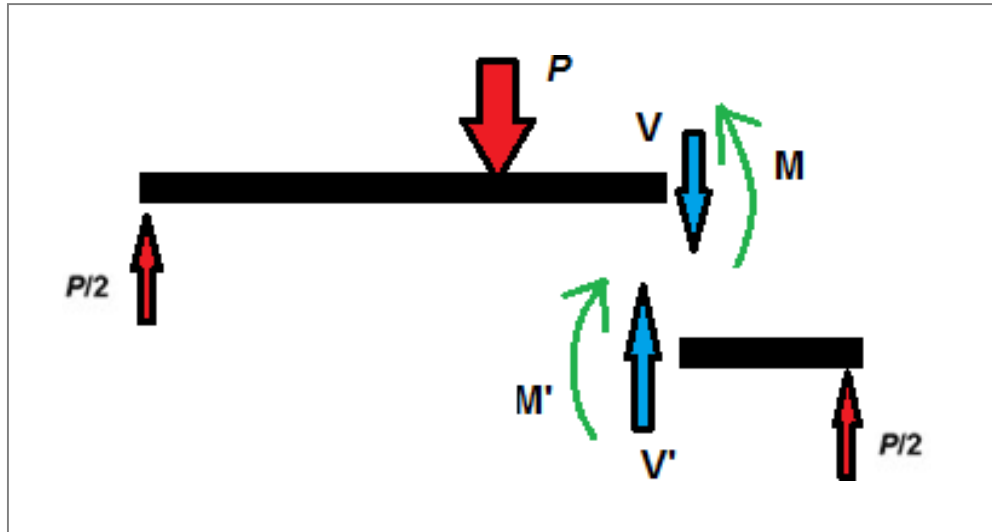


FIGURA N° 20: Corte imaginario de la viga en el punto E. (Elaboración propia, 2017)

Aplicando las condiciones de equilibrio se obtiene:

$$V = -P/2 \text{ (Ec. 2. 8)}$$

Y:

$$M = (L - x) \frac{P}{2} \text{ (Ec. 2. 9)}$$

Donde:

- L: Longitud de la barra (m) A partir de lo obtenido se elaboran los gráficos para esfuerzo cortante y momento flector:

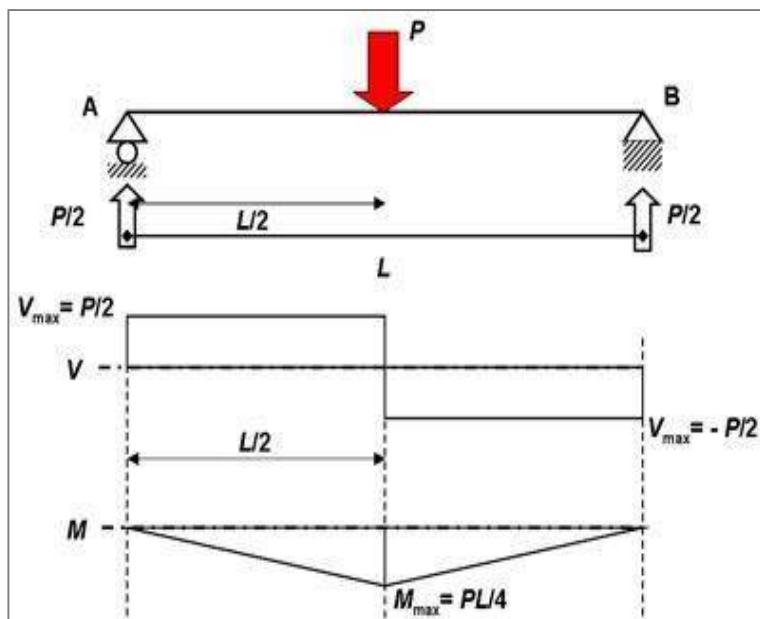


FIGURA N° 21: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector para una viga simplemente apoyada. (Castillo, 2016)

Algunos autores consideran positivo el momento flector en el eje $-y$ y otros en el eje $+y$, la figura anterior Castillo considera a el momento flector positivo en el eje $-y$.

En la siguiente figura Beer considera el momento flector positivo a lo largo del eje $+y$.

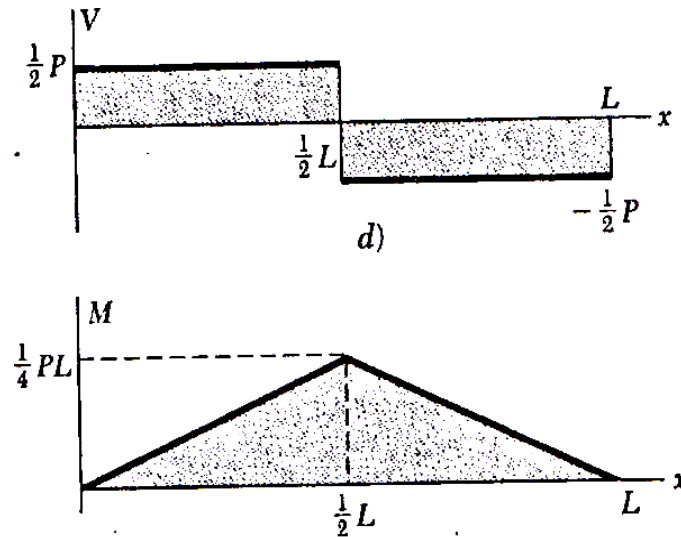


FIGURA N° 22: Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector. (Beer et al, 2 009)

C) Deformación por flexión

En la siguiente figura se muestra dos secciones adyacente ab y cd separadas una distancia dx . Debido a la flexión producida por la carga P , las secciones ab y cd giran una con respecto a otra un pequeño ángulo $d\theta$. Además la parte ubicada sobre la superficie neutra se contrae mientras la que está por debajo se expande. (Pytel & Singer, 2011)

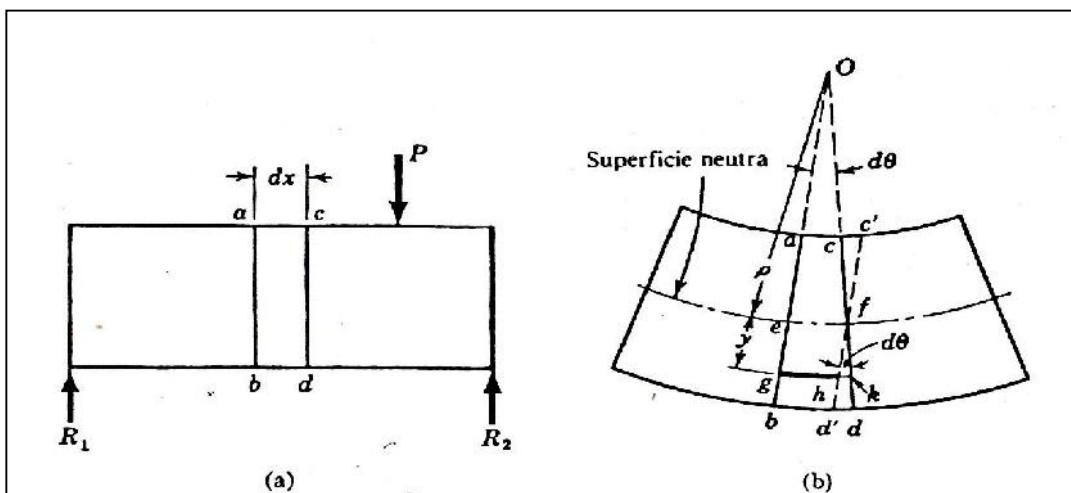


FIGURA N° 23: Deformaciones. (Pytel & Singer, 2011)

Luego de trazar “ c d’ ” paralela a “a b” se puede encontrar que la deformación δ es hk que es dimensionalmente igual a:

$$\delta = hk = y d\theta \text{ (Ec. 2. 10)}$$

Entonces la deformación se obtiene dividiendo el alargamiento entre la longitud inicial ef que es igual a $\rho d\theta$, por lo que la deformación unitaria se expresa con la siguiente ecuación:

$$\epsilon = \delta / L = y d\theta / \rho$$

$$\rho d\theta = y / \epsilon \text{ (Ec. 2. 11)}$$

Donde:

- ϵ : Deformación unitaria (adimensional)
- δ : Deformación (m)
- L : Longitud de la barra (m) De cumplirse la ley de Hooke (material homogéneo):

$$\sigma = E \epsilon = E y / \rho \text{ (Ec. 2. 12)}$$

Donde: E : Constante de proporcionalidad Hooke (adimensional)

ρ : Radio de curvatura (m)

D). Deflexión en vigas

El diseño de una viga suele determinarse más por su rigidez que por su resistencia. (Pytel & Singer, 2011) 38 Las deflexiones de las estructuras pueden tener varias fuentes como las cargas, la temperatura, los errores de fabricación o el asentamiento. Durante el diseño deben limitarse las deflexiones a fin de garantizar la integridad y estabilidad. La deflexión de una estructura puede causarlas sus cargas internas, como la fuerza normal, la fuerza cortante o el momento flexionante. Sin embargo en el caso de las vigas y los marcos, las mayores desviaciones suelen ser causadas por flexión interna en tanto en una armadura las deflexiones las ocasionan fuerzas axiales. (Hibbeler, 2012)

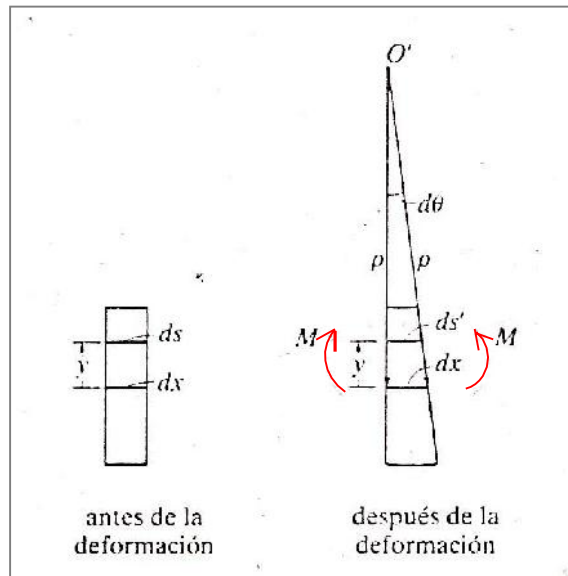


FIGURA N° 24: Deformación en sección de viga. (Hibbeler, 2 012)

Dado el momento interno M que deforma una viga y aplicando las ecuaciones anteriores:

$$1/\rho = M/EI \quad (\text{Ec. 2. 13})$$

Donde:

- ρ : El radio de curvatura en un punto específico de la curvatura elástica ($1/\rho$ se conoce como curvatura)
- M : El momento interno en la viga en el punto donde debe determinarse ρ
- E : El módulo de elasticidad del material
- I : El momento de inercia de la viga calculado respecto del eje neutro. EI se conoce como la rigidez a la flexión y siempre es una cantidad positiva.

Puesto que:

$$dx = \rho d\theta \quad (\text{Ec. 2. 14})$$

A partir de la ecuación anterior podemos decir:

$$d\theta = M/EI dx \quad (\text{Ec. 2. 15})$$

La relación de curvatura se define como:

$$\rho = \frac{d^2 v}{dx^2} \left[1 + \left(\frac{dv}{dx} \right)^2 \right]^{3/2}$$

Entonces:

$$M EI = \frac{d^2 v}{dx^2} \left[1 + \left(\frac{dv}{dx} \right)^2 \right]^{3/2}$$

Como: $\frac{dv}{dx}$ tiende a cero, la ecuación queda definida:

$$M EI = \frac{d^2 v}{dx^2} \quad (\text{Ec. 2. 16})$$

Mediante una integración doble se puede resolver la ecuación anterior.

2.10 Torsión

Los elementos sometidos a torsión se encuentran en diversas situaciones de ingeniería.

La aplicación más común la representan los ejes de transmisión, que se emplean para transmitir potencia de un punto a otro. (Beer et al, 2 009)

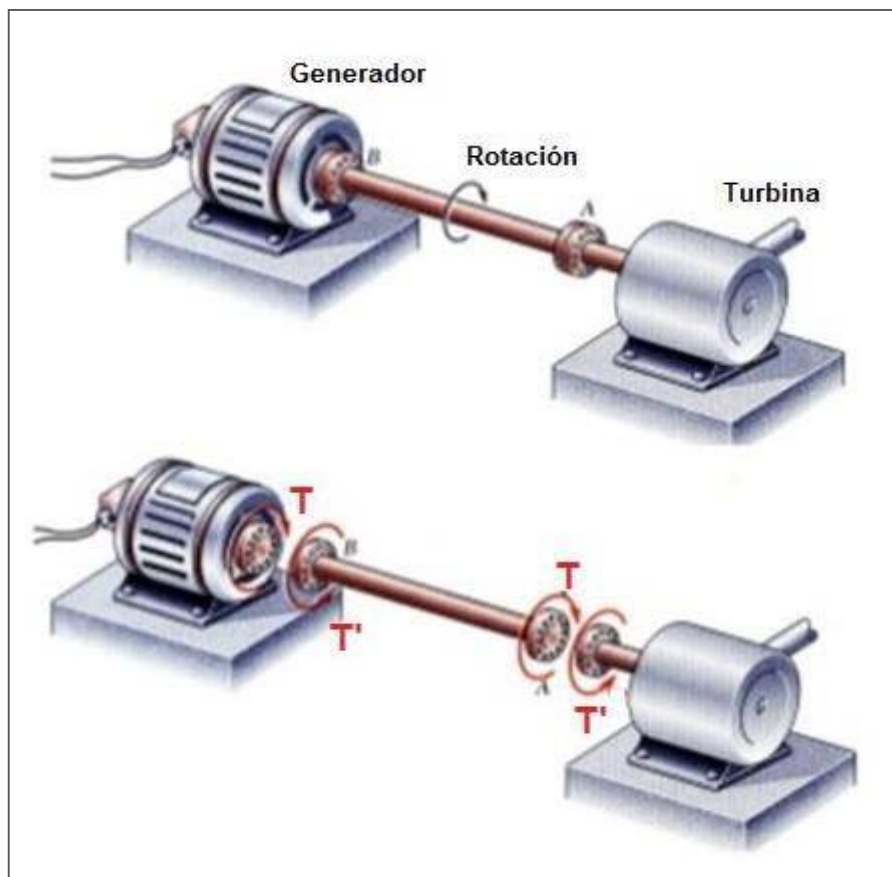


FIGURA N° 25: Par torsor. (Beer et al, 2 009)

Para el análisis se considera el par torsor T es tal que todos los esfuerzos cortantes en eje se encuentran por debajo de la resistencia a la cedencia τ_y , en consecuencia se

encuentra por debajo del límite elástico cumpliéndose la ley de Hooke. (BEER, 2009)

Aplicando la ley de Hooke:

$$\tau = G\gamma \text{ (Ec. 2. 17)}$$

Donde:

γ = Deformación unitaria (rad)

G = Módulo de rigidez (Pa)

τ = Esfuerzo (Pa)

De aquí se desprende que:

$$\tau = T\rho J \text{ (Ec. 2. 18)}$$

Donde:

ρ : Distancia desde el eje hasta el punto en consideración (m)

J : Momento polar de inercia (m⁴)

Como se observa en la siguiente figura:

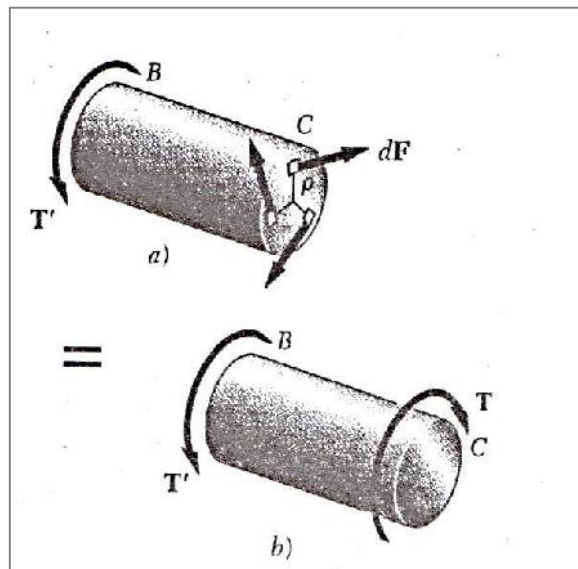


FIGURA N° 26: Aplicación de par torsor en eje. (Beer et al, 2 009)

2.11 Esfuerzos Combinados

Se sabe que los esfuerzos a los que puede estar sometido un cuerpo son:

- Esfuerzo por carga axial

$$\sigma = P / A \text{ (Ec. 2. 19)}$$

- Esfuerzo por carga de torsión

$$\tau = T \rho / J \text{ (Ec. 2. 20)}$$

- Esfuerzo de flexión $\sigma = My / I$ (Ec. 2. 21)

La combinación de los mismos produce esfuerzos combinados.

En la figura siguiente se muestra el caso de la combinación del esfuerzo axial y el esfuerzo de flexión:

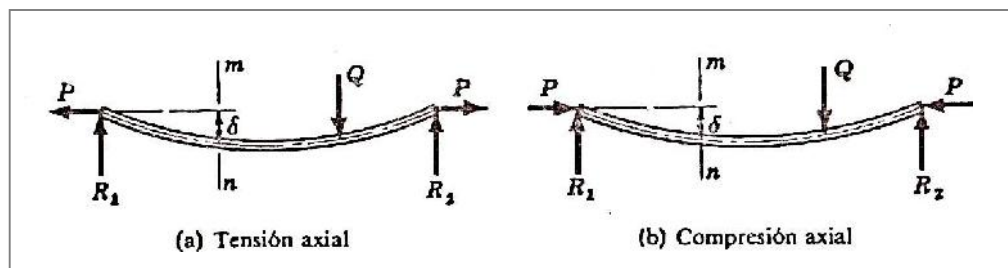


FIGURA N° 27: Aplicación de esfuerzos combinados en una viga. (Pytel & Singer ,2011)

La combinación del esfuerzo axial y el esfuerzo de flexión queda denotado por la ecuación:

La combinación del esfuerzo axial y el esfuerzo de flexión queda denotado por la ecuación:

$$\sigma = \mp P / A \mp My / I \text{ (Ec. 2. 22)}$$

P / A representa el esfuerzo axial (N/m²) y puede tomar el signo positivo (Figura N° 27 a) o negativo (Figura N° 27 b) ya que puede estar a tensión o compresión. Q es la fuerza aplicada a viga que produce esfuerzos de flexión, en muchas ocasiones el efecto flexionante producido por P es despreciable dada la rigidez de la viga, pero si la barra es larga y flexible, será significativa (Pytel & Singer, 2011). a. Circulo de Mohr Teoría del círculo de Mohr sobre el cual actúa un estado plano de cargas. Se considera el plano xy donde se aplican los esfuerzos, más no en z, se usa un elemento en forma de

triángulo, donde se supone que los ejes x e y son principales, o sea las tensiones de corte en esos planos son nulas. (Antico, 2008)

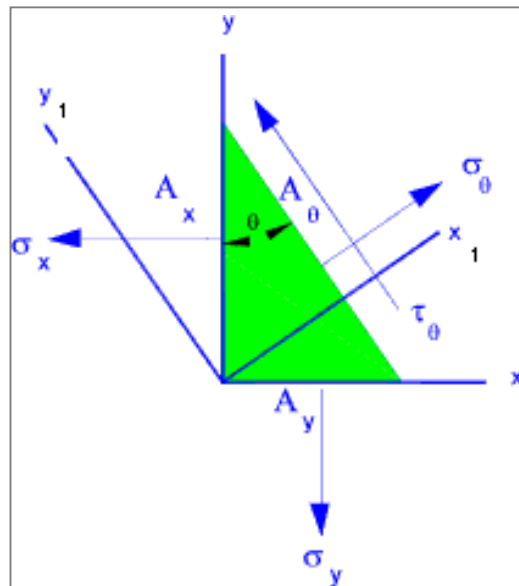


FIGURA N° 28: Esquema de aplicación de esfuerzos en el plano x,y. (Antico, 2008)

En el grafico anterior, se muestra además de los ejes principales, un sistema de coordenadas x1 , y1 formados de la rotación de los ejes XY , un ángulo θ .

Los esfuerzos normales : $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_\theta$ son aplicados a las caras A_x, A_y y A_θ y el esfuerzo cortante τ_θ aplicado a A_θ .

Entonces si tomamos las ecuaciones que describen las condiciones de equilibrio obtenemos:

$$-\sigma_x A_x - \tau_\theta A_\theta \sin \theta + \sigma_\theta A_\theta \cos \theta = 0 \quad -\sigma_y A_y + \tau_\theta A_\theta \cos \theta + \sigma_\theta A_\theta \sin \theta = 0$$

(Ec. 2. 23)

Como se observa en la figura N° 28 : $A_x = A_\theta \cos \theta$ $A_y = A_\theta \sin \theta$

Entonces

reemplazamos en las ecuaciones N° 2.23:

$$-\sigma_x \cos \theta - \tau_\theta \sin \theta + \sigma_\theta \cos \theta = 0 \quad (\text{Ec. 2. 24})$$

$$-\sigma_y \sin \theta + \tau_\theta \cos \theta + \sigma_\theta \sin \theta = 0 \quad (\text{Ec. 2. 25})$$

La ecuación 2.24 es multiplicada por $\cos \theta$ y la ecuación 2.25 es multiplicada por $\sin \theta$

θ , sumando ambas expresiones, se obtiene:

$$0 = -\sigma_x \cos 2\theta - \sigma_y \sin 2\theta + \sigma_\theta \quad (\text{Ec. 2. 26})$$

Y considerando las relaciones trigonométricas

$$\cos 2\theta = \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2} \cos 2\theta \quad \sin 2\theta = \frac{(\sigma_x - \sigma_y)}{2} \sin 2\theta \quad \cos \theta \sin \theta = \frac{1}{2} \sin 2\theta \quad (\text{Ec. 2. 27})$$

Se obtiene: $\sigma_\theta = \frac{(\sigma_x + \sigma_y)}{2} + \frac{(\sigma_x - \sigma_y)}{2} \cos 2\theta$ $\tau_\theta = \frac{(\sigma_x - \sigma_y)}{2} \sin 2\theta$ (Ec. 2. 28)

Las dos últimas ecuaciones mostradas son las componentes cartesianas de una circunferencia, que se grafica de la siguiente manera

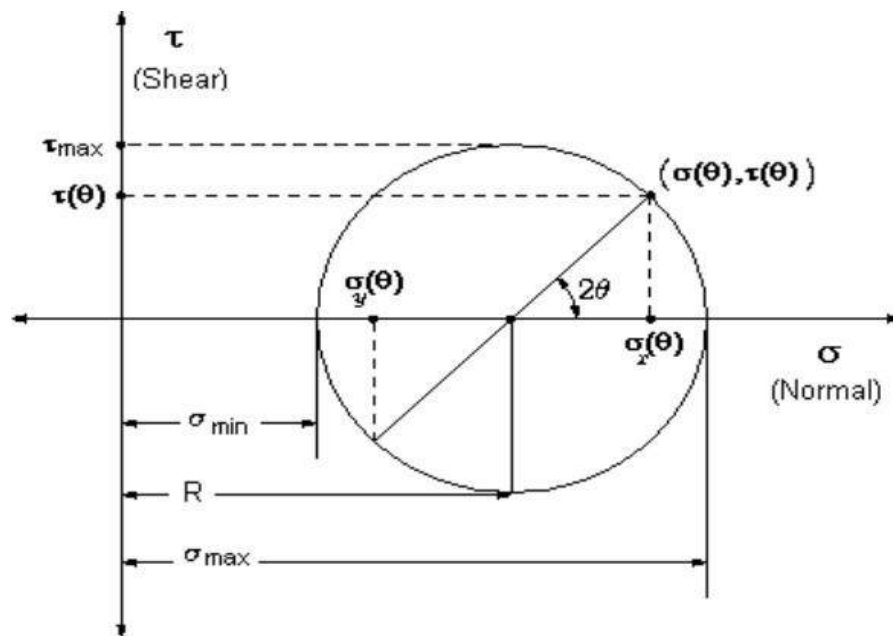


FIGURA N° 29: Aplicación de esfuerzos combinados en una viga. (Pytel & Singer ,2011)

3 CAPÍTULO

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Tipo y diseño de Investigación:

El tipo de investigación corresponde a una tesis y el diseño de la investigación descriptiva simple.

3.1.1 Investigación Tecnológica Aplicada:

La investigación tecnológica es el proceso mediante el cual, combinando conocimiento científico, y el tecnológico se puede crear o perfeccionar al proceso de producción, alguna maquina o herramienta entre otros.

Teniendo que hacer en este proceso uso del ingenio para el diseño, llevándolo a cabo desde ideas, hasta posteriormente su realización. El propósito de esta investigación es llegar a recolectar la información suficiente para poder resolver problemas, que suelen surgir de alguna necesidad, teniendo en cuenta para ello varios aspectos, en los que podemos mencionar el económico, el tiempo de realización, etc.

Tendiendo que tener como característica fundamental, la de que pueda llegar a ser realizable, teniendo dos condiciones para que se pueda realizar, la primera es la material y la otra la operacional.

La condición material, se refiere a que la investigación este acorde con las leyes naturales, los principios físicos y matemáticos, usando este conocimiento científico y tecnológico para poder llegar a obtener otro útil.

Por otra parte, el operacional, es que si se cuenta con los recursos y la habilidad necesaria para poder llevarlo a acabo.

Esta investigación es de suma importancia en el crecimiento y mejora de la industria.

3.2 Población y Muestra

3.2.1 Población:

La población en nuestra investigación, es única ya que para realizar el diseño de la prensa hidráulica de 300 TM, esta misma será la población.

3.2.2 Muestra:

La muestra de nuestra investigación, al igual que nuestra población, será única.

3.3 Hipótesis

Si se logra realizar el diseño de una prensa hidráulica horizontal, se podrá llevar a cabo actividades de montaje y desmontaje óptimamente asegurando un buen rendimiento y reconocimiento de la empresa en el sector industrial de Chiclayo, diferenciándonos y logrando un posicionamiento con respecto a la competencia.

3.4 Variables

3.4.1 Variables Independientes:

Variables	Indicadores	Subindicadores	Índices	Técnicas	Instrumentos
Dimensionamiento de los elementos.	Normas de diseño	Software de diseño	Costos de materiales.	Análisis físico	Hoja de cálculo.
Punto de fallo.	ISO	Análisis de	Carga de	matemáticos.	Software de
Esfuerzo mecánico máximo.		esfuerzo, deformación y fatiga.	operación.	Diseño virtual y modelado mediante software.	diseño. Análisis físico matemáticos.

3.4.2 Variables Dependientes:

Variables	Indicadores	Subindicadores	Índices	Técnicas	Instrumentos
Diseño de Prensa hidráulica de 300 TM	Normas de diseño ISO	<p>Forma geométrica de la estructura.</p> <p>Sentido de movimiento del embolo.</p> <p>Tamaño.</p>	<p>Tolerancia por corrosión.</p> <p>Máxima presión y temperatura de operación.</p> <p>Máxima presión y temperatura de diseño.</p> <p>Factor de seguridad.</p>	<p>Análisis físico matemáticos.</p> <p>Diseño virtual.</p> <p>Modelado mediante software.</p>	<p>Hoja de cálculo.</p> <p>Software de diseño.</p> <p>Análisis físico matemáticos.</p>

3.5 Métodos y Técnicas de Investigación

3.5.1 Métodos:

4.5.1.1 Método Analítico:

Consiste en el método de investigación que se encarga de desmembrar un todo, separándolo en partes o elementos para examinar los elementos para poder llegar a determinar las causas, las propiedades, los efectos y la interacción de las partes entre ellas. Entonces el análisis resulta ser la observación de un suceso y la evaluación de este por separado, relacionándolo después con las partes. Con este método podemos ampliar nuestros conocimientos sobre un tema, y conocer sus aplicaciones.

4.5.1.2 Método Sistemático:

Este método consiste en seguir un orden determinado por las características del objeto de estudio, con lo cual llegaremos a comprender la situación, debemos conocer las características principales del objeto de estudio, sus componentes y estructura, si resulta necesario nos valdremos de medios matemáticos.

Con lo que configuraremos el objeto de estudios, a través del estudio de los elementos y su correlación entre ellos.

4.5.1.3 Métodos Empíricos:

Este método se realiza mediante la recolección de datos, que son observados en los fenómenos naturales, o también resulta del análisis de una teoría hasta llegar a una conclusión. Se puede realizar un experimento controlado y mediante una observación, poder obtener datos valiosos para nuestra investigación.

4 CAPÍTULO

DISEÑO DE LA PRENSA

4.1 DIMENSIONAMIENTO DE LOS ELEMENTOS HIDRÁULICOS:

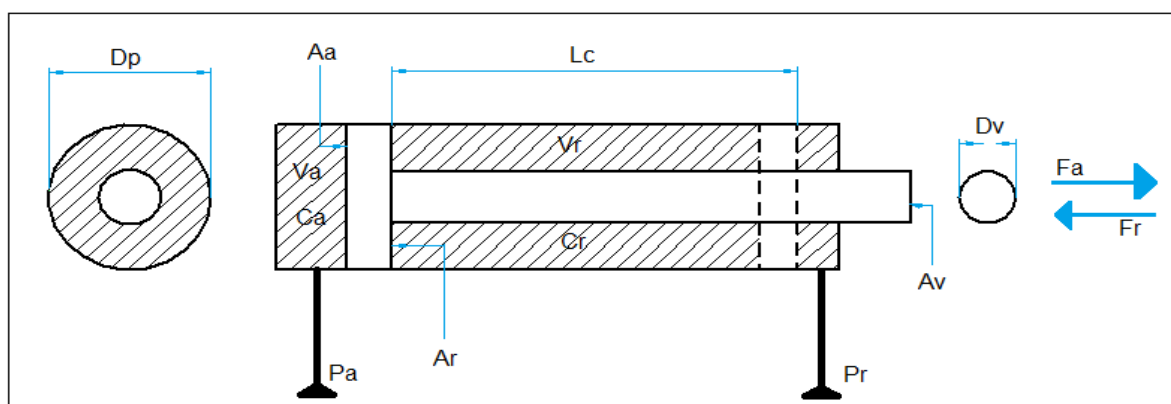


FIGURA N° 30: Cilindros Hidráulicos. En Prontuario de Hidráulica Industrial

Leyenda descriptiva de dimensionamiento

Tabla . Descripción de imagen Marca	Descripción	Unidades utilizadas
Fa	Fuerza de avance	<i>Ton – N – lbf</i>
Fr	Fuerza de retroceso	<i>Ton – N – lbf</i>
Dp	Diámetro del pistón	<i>mm – in – cm</i>
Dv	Diámetro del vástago	<i>mm – in – cm</i>
Aa	Área de avance	<i>mm²–in²–cm²</i>
Ar	Área de retroceso	<i>mm²–in²–cm²</i>
Av	Área del vástago	<i>mm²–in²–cm²</i>
Cr	Cámara de menor capacidad	<i>mm³–in³–cm³</i>
Ca	Cámara de mayor capacidad	<i>mm³–in³–cm³</i>
Va	Volumen del avance	<i>mm³–in³–cm³</i>
Vr	Volumen de retroceso	<i>mm³–in³–cm³</i>
Pa	Presión del avance	<i>Bar – psi</i>
Pr	Presión del retroceso	<i>Bar – psi</i>
Lc	Longitud de carrera	<i>mm – in – cm</i>

TABLA N° 1:Nota. Elaboracion propia (2019)

4.1.1 CÁLCULO DEL ÁREA Y DIÁMETRO DEL PISTÓN

Para poder realizar el correcto dimensionamiento del área del piston, observamos que la fuerza de trabajo que requerimos es de 300 TM, con lo cual se necesitara una alta presión, es entonces que según esa información, seleccionamos la bomba a pistones, presión alta, circuito cerrado, modelo TVX-066, de la marca VERION, tomada del catalogo EATON - VICKERS - CHAR LYNN, nuestra bomba poseera una presión máxima de 420 bar o $6091.596 \frac{lbf}{in^2}$.

Usando la siguiente formula:

$$Fa = Pa \times Aa$$

Donde;

Fa = Fuerza de avance

Pa = Presión de avance

Aa = Área de avance o pistón

4.1.1.1 CALCULO DE FUERZA DE AVANCE

$$Fa = 300 \text{ TONELADAS}$$

$$Fa = 300 \text{ ton} * \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ ton}} * \frac{2.2 \text{ lbf}}{1 \text{ kg}} = 661 \text{ 386.79 lbf}$$

$$Fa = 300 \text{ ton} * \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ ton}} * \frac{9.81 \text{ KN}}{1000 \text{ Kg}} = 2943 \text{ kN}$$

Por lo tanto utilizaremos:

$$Fa = 2943 \text{ kN}$$

4.1.1.2 CALCULO DE PRESION DE AVANCE

- POTENCIA DE LA BOMBA NECESITADA = 20 HP

- RENDIMIENTO DE LA BOMBA HIDRAULICA = 85%

-PRESIÓN DE LA BOMBA HIDRAULICA= 350 BAR(CONTINUA) - 420 BAR
(PRESIÓN MÁXIMA DE TRABAJO)

$$Pa = 420 \text{ bar} = 4.2 \times 10^7 \text{ Pa} = 6091.58 \text{ PSI}$$

$$Pa = 420 \text{ Bar} * \frac{14.5037 \text{ lbf}}{\text{bar} * \text{in}^2} = 6091.596 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

4.1.1.3 CÁLCULO DE EL ÁREA DEL PISTÓN

$$A_p = \frac{Fa}{P_p} = \frac{661\,386.79 \text{ lbf}}{6091.596 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}} = 108.5736464 \text{ in}^2 = 700.47373711424 \text{ cm}^2$$

4.1.1.4 CÁLCULO DEL RADIO DEL PISTÓN

$$A_p = \pi \times r_p^2$$

$$r_p = \sqrt{\frac{700.47373711424}{\pi}}$$

$$r_p = \sqrt{(700.47373711424 \text{ cm}^2) / \pi} =$$

$$r_p = 14.9321 \text{ cm}$$

❖ Diámetro del pistón

$$D_p = 2 * 14.9321 \text{ cm}$$

$$D_p = 29.8642 \text{ cm}$$

Por tema de selección de piston o maquinado de alguna pieza en bruto que pueda servir para la fabricación de este, seleccionaremos un diámetro entero de **30 cm**. Con lo que obtendremos un área de 706.8583471 cm².

4.2 CÁLCULO DEL DIÁMETRO Y ÁREA DEL VÁSTAGO

Para poder calcular el diámetro del vástago, nos basaremos en la Norma ISO 6020/2 - DIN 24554, como el valor de nuestro diámetro del piston no se encuentra entre las tablas, ya que solo existe un valor máximo del diámetro de vástago de 200 mm o 20 cm, procederemos a interpolar los dos máximos valores presentes en la tabla de la normativa.


NEUMÁTICA - HIDRÁULICA BECO, S.A													
		Cilindros Hidráulicos Industriales MDT Norma ISO 6020/2 - DIN 24554											
Fuerza teórica													
PISTÓN Ø	VÁSTAGO Ø	25 kg/cm ²	50 kg/cm ²	75 kg/cm ²	100 kg/cm ²	150 kg/cm ²	200 kg/cm ²	250 kg/cm ²	25 kg/cm ²	50 kg/cm ²	75 kg/cm ²	100 kg/cm ²	250 kg/cm ²
25	12	122	94	188	283	377	556	944	●	●	●	●	●
	18	56	118	177	226	354	472	591					
32	14	201	162	325	487	650	975	1.625	●	●	●	●	●
	22	106	402	212	603	318	804	1.060					
40	18	314	250	501	751	1.002	1.503	2.505	●	●	●	●	●
	28	160	628	320	942	480	1.256	1.602					
50	22	490	395	791	1.187	1.583	2.375	3.958	●	●	●	●	●
	36	236	981	472	1.472	709	1.963	2.362					
63	28	779	625	1.250	1.876	2.501	3.752	6.253	●	●	●	●	●
	45	381	1.558	763	2.337	1.145	3.117	3.817					
80	36	1.256	1.002	2.004	3.006	4.008	6.013	10.021	●	●	●	●	●
	56	640	2.513	1.281	3.769	1.922	5.026	6.408					
100	45	1.963	1.565	3.131	4.697	6.263	9.395	15.658	●	●	●	●	●
	70	1.001	3.926	2.002	5.890	3.004	7.853	10.013					
125	56	3.067	2.452	4.904	7.356	9.808	14.713	24.522	●	●	●	●	●
	90	1.477	6.135	2.955	9.203	4.432	12.271	14.775					
160	70	5.026	4.064	8.128	12.193	16.257	24.386	40.644	●	●	●	●	●
	110	2.650	10.053	5.301	15.079	7.952	20.106	26.507					
200	90	7.853	6.263	12.527	18.790	25.054	37.581	62.635	●	●	●	●	●
	140	4.005	15.707	8.011	23.561	12.016	31.415	40.055					

TABLA N° 2: Norma ISO 6020/2 Nota: Tomada del catalogo de la empresa BECO S.A.

4.2.1 Interpolando los datos para obtener el diametro del vástago:

160 - 110

200 - 140

300 - X

$$(200 - 160) \cdot (X - 110) = (140 - 110) \cdot (300 - 160)$$

$$40 \cdot (X - 110) = 30 \cdot 140$$

$$40X - 4400 = 4200$$

$$40X = 8600$$

$$\mathbf{X = 215}$$

El diámetro del vástago que se obtiene es de 215 mm o 21.5 cm

4.2.2 ÁREA DEL VASTAGO

$$Av = \pi \times \left(\frac{D_v}{2}\right)^2$$

Donde;

$$Av = \text{Área del vástago}$$

$$\left(\frac{D_v}{2}\right)^2 = \text{Radio del vástago}$$

REEMPLAZANDO

$$Av = \pi \times (10.75 \text{ cm})^2$$

$$Av = 363.050301 \text{ cm}^2$$

4.3 CÁLCULO DE VELOCIDADES

Ya que entre las características seleccionadas de nuestra bomba, encontramos el dato del caudal máximo, podemos utilizar esta información para calcular la velocidad máxima de nuestro sistema, cabe resaltar que se escogió esta bomba por que entre sus características poseía un pequeño caudal, el cual se puede traducir en una pequeña velocidad de avance o retroceso, y esto es por que para la finalidad que tiene nuestra prensa no es necesario que esta posea de una alta velocidad, si no al contrario una menor permitirá, que el operario pueda sufrir de un menor riesgo de accidentes.

4.3.1 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE AVANCE

$$Q_{\max} = a_{\max} \times Aa$$

Donde;

$$Q_{\max} = \text{Caudal máximo de la bomba} = 118 \frac{l}{min}$$

v_{\max} = Velocidad de avance del pistón

$$Aa = \text{Área de avance} = 706.8583471 \text{ cm}^2$$

El valor de v_{\max} es:

$$118 \frac{l}{min} = v_{\max} \times 706.8583471 \text{ cm}^2$$

$$v_{\max} = 166.9358514 \text{ cm/min} * 1 \text{ min/60s}$$

$$v_{\max} = 2.78226419 \text{ cm/seg}$$

$$v_{\max} = 27.8226419 \text{ mm/seg}$$

4.3.2 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE RETROCESO

$$Q_{\max} = b_{\max} \times Aa$$

Donde;

$$Q_{\max} = \text{Caudal máximo de la bomba} = 118 \frac{l}{min}$$

v_{\max} = Velocidad de retroceso del pistón

$$Ab = \text{Área de retroceso} = \text{Area del piston} - \text{Area del vástago}$$

$$= 700.47373711424 \text{ cm}^2 - 363.050301 \text{ cm}^2$$

$$= 337.4234361 \text{ cm}^2$$

El valor de v_{\max} es :

$$118 \frac{l}{min} = v_{\max} \times 337.4234361 \text{ cm}^2$$

$$v_{\max} = 349.7089632 \text{ cm/min} * 1 \text{ min/60s}$$

$$v_{\max} = 5.82848272 \text{ cm/seg}$$

$$v_{\max} = 58.2848272 \text{ mm/seg}$$

4.4 TIEMPO MINIMO DE CARRERA

Entre las necesidades de nuestra prensa, no es necesario contar con gran alcance de carrera, ya que debido a las características de trabajo si el punzon estuviera muy lejos se procede a mover el tope de la prensa o en su defecto se puede llegar a calzar el punzon con algun otro material, de tal forma que el espacio se haría mas corto y se pueda llegar a realizar el montaje y desmontaje de piezas mecanicas, con esto se le asigna a nuestra prensa una carrera de 300 mm.

4.4.1 Ecuación para el tiempo de carrera de avance;

$$(ta = \frac{dp^2 \times \pi \times \text{carrera}}{4 \times Q});$$

$$(ta = \frac{dp^2 \times \pi \times Lc}{4 \times Q})$$

Donde;

ta = Tiempo de minimo de carrera para el avance

p = Diámetro del pistón

Lc = Recorrido pistón

Q_{\max} = Caudal máximo

El valor de ta es :

$$(ta = \frac{30^2 \text{ cm}^2 \times \pi \times 30 \text{ cm}}{4 \times 118 \frac{\text{l}}{\text{min}}})$$

$$ta = 0.179709749 \text{ min}$$

$$ta = 10.78258496 \text{ seg}$$

4.4.2 Ecuación para el tiempo de carrera de retroceso;

$$(tr = \frac{(dp^2 - dv^2) \times \pi \times Lc}{4 \times Q})$$

Donde;

tr = Tiempo minimo de carrera para el retroceso.

DP = Diámetro del pistón

Dv = Diámetro del embolo

Lc = Recorrido pistón

Q_{max} = Caudal maximo

El valor de tr es :

$$tr = \frac{(dp^2 - dv^2) \times \pi \times Lc}{4 \times Q}$$

$$tr = \frac{(337.4234361 \text{ cm}^2) \times \pi \times 30 \text{ cm}}{4 \times 118 \frac{l}{min}}$$

$$tr = 0.067375867 \text{ min}$$

$$tr = 4.042552073 \text{ seg}$$

4.5 CÁLCULO DEL VOLUMEN DEL CILINDRO.

4.5.1 VOLUMEN AVANCE

$$Va = Aa \times Lc$$

Donde;

Va = Volumen de avance

$$Aa = \text{Área de avance} = 700.47373711424 \text{ cm}^2$$

$$Lc = \text{Longitud de carrera} = 30 \text{ cm}$$

RESOLVIENDO

$$Va = Aa \times Lc$$

$$Va = 706.8583471 \text{ cm}^2 \times 30 \text{ cm}$$

$$Va = 21205.75041 \text{ cm}^3$$

4.5.2 VOLUMEN DE RETROCESO

$$Vr = Ar \times Lc$$

Donde;

Vr = Volumen de retroceso

$$Ar = \text{Área de retroceso (área del piston - área del vástago)} = 337.4234361 \text{ cm}^2$$

$$Lc = \text{Longitud de carrera} = 30 \text{ cm}$$

Se remplazan en las ecuaciones;

$$Vr = Ar \times Lc$$

$$Vr = 337.4234361 \text{ cm}^2 \times 30 \text{ cm}$$

$$Vr = 10122.70308 \text{ cm}^3$$

4.6 CÁLCULO DEL ESPESOR DEL CILINDRO

Un deposito cilíndrico que contiene en su interior un fluido a una presión, se encuentra sometido a fuerzas de tensión, según sus secciones longitudinales y transversales, las paredes tienen que poder resistir estas fuerzas para evitar que puedan estallar.

El esfuerzo cortante máximo siempre esta en función de el material que se le asigne, en este caso:

$$\tau_{\text{cedencia acero}} = 145 \text{ MPa}$$

Pero a este valor se le debe aplicar un factor de seguridad:

$$fs = 3$$

Entonces la ecuación para el esfuerzo cortante máximo admisible seria:

$$\tau_{\max} = \tau_{\text{cedencia acero}} / f_s$$

$$\tau_{\max} = 145 \text{ MPa} / 3 \quad \tau_{\max} = 48,33 \text{ MPa}$$

Se desprecia la presión atmosférica por no ser significativa frente a la presión interna donde la *Presión interna* \gg *Presión externa*

$$19,84 \text{ MPa} \gg 0,10 \text{ MPa} \quad \text{Presión interna} \gg \text{Presión externa}$$

La presión interna a la que será sometida la conocemos que es $P=420$ bar, ya que esta es la máxima presión a la que se someterá el fluido internamente entonces definimos que 420 bar es igual a 42 MPa

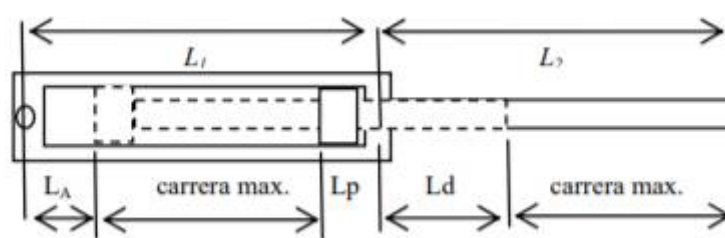


FIGURA N° 31: tomada de capacidad de carga de cilindros oleohidráulicos: norma iso/ts 13725 “hydraulic fluid power –cylinders- method for determining the buckling load”.

Para determinar la carrera del cilindro, el diámetro del pistón y el diámetro del vástago

8. Tornillo para realizar la purga de la cámara del cilindro.

Carreras normalizadas según Cetop

25	50	80	125	400	500	600	800	1.000	1.250	1.500	2.000	2.500
----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-------	-------	-------	-------	-------

(mm)

Bajo demanda se fabrican cilindros con otras carreras.

Diámetros de pistones (émbolos)

25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400
----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

(mm)

Bajo demanda se fabrican cilindros con otros diámetros.

Diámetros de los vástagos

12	16	18	22	28	36	45	56	70	90	110	140	180	220	280
----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----

(mm)

Bajo demanda se fabrican cilindros con otros diámetros.

Diámetro y rosca de las entradas de fluido al cilindro

Diámetro interior del cilindro (*)	25	32	40	63	100	160	220	320
Rosca para tubería alimentación	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
Diámetro de paso o mínimo o normal	6 8	10 12	12 16	16 20	20 24	25 30	32 40	38 50

(*) También corresponde al diámetro del émbolo.

TABLA N° 3: Fuente: Roldán J.. (2.001). Cilindros Hidráulicos. En Prontuario de Hidráulica Industrial (Pg105). España: Paraninfo.

Medidas estandarizadas

Datos calculadas	Datos estandarizados	
Longitud de Carrera	300 mm	400 mm
Diámetro del vástago	215.00 mm	220 mm
Diámetro del piston	298.642 mm	320 mm

TABLA N° 4: Se muestra en esta tabla los datos mas próximos de medidas a los que podríamos dimensionar nuestros componentes para estandarizarlas a las normas cetop.

4.7 CÁLCULO DE LA LONGITUD IDEAL DE SALIDA DEL VÁSTAGO.

Para el calculo de longitud se toma la fórmula del libro prontuario de hidráulica industrial que enuncia:

$$Li = C \times K$$

Donde;

Li = Longitud efectiva de la salida del vástago

C = Carrera del cilindro L_c

K = Factor de carrera en función del montaje de la cabeza del vástago

El factor de carrera en función del montaje se puede determinar según la TABLA N°5

CILINDROS HIDRÁULICOS			4
PANDEO DEL VÁSTAGO			107
6. COEFICIENTE k PARA CILINDROS DE ACUERDO AL SISTEMA DE FIJACIÓN ADOPTADO			
Fijación del cilindro	Representación esquemática de la aplicación	Fijación del extremo del vástago en la aplicación	k
Palas delante y atrás.		Fijo y rigidamente guiado.	0,5
		Articulado y rigidamente guiado.	0,7
Brida frontal.		Soportado pero no rigidamente guiado.	2
		Soportado pero no rigidamente guiado.	2
Brida posterior.		Fijo y rigidamente guiado.	1
		Articulado pero no rigidamente guiado.	1,5
		Soportado pero no rigidamente guiado.	4
Extremo articulado.		Articulado y rigidamente guiado.	2

TABLA N° 5: Coeficiente K para vástago -Fuente: Roldán J. (2.001). Cilindros Hidráulicos- En Prontuario de Hidráulica Industrial (Pg107). España: Paraninfo.

$L_i = 300 \text{ mm} \times 2$

$L_i = 600 \text{ mm}$

Para efectos de diseño se tomará 400 mm de longitud efectiva ya que en los requerimientos uno de los casos críticos ya mencionados el cilindro deberá tener un recorrido mínimo de 400 mm .

4.8 CARGA ADMISIBLE PARA EL VÁSTAGO.

$$F_{ad} = K \frac{\pi^2 * I * E}{L^2}$$

Donde;

K = Coeficiente, depende del tipo de fijación, según casos

I = Momento de inercia mínimo del material

E = Módulo de elasticidad

L = Longitud real sometida a pandeo (S)

El momento de inercia se halla de la siguiente manera;

$$I = D^4 * \frac{\pi}{64}$$

Donde;

I = Momento de inercia

D = Diámetro del vástago ()

Coeficiente K según caso;

$$\text{Caso 1} - K = 1/4 ;$$

$$\text{Caso 2} - K = 1 ;$$

$$\text{Caso 3} - K = 2 ;$$

$$\text{Caso 4} - K = 4$$

Para hallar el momento de inercia se reemplaza en la ecuación de momento;

$$I = (215mm)^4 * \frac{\pi}{64}$$

$$I = 104\,488\,750,1 \text{ mm}^4$$

Para hallar la longitud real del vástago sometida pandeo

$$L = S = 2 l$$

Donde;

L = Longitud ideal del vástago

l= Longitud según Euler

➤ REEMPLAZANDO PARA HALLAR LA FUERZA ADMISIBLE PARA EL VÁSTAGO

$$F_{ad} = K \frac{\pi^2 * I * E}{L^2}$$

$$F_{ad} = \frac{1}{4} * \frac{\pi^2 * 104\,488\,750,1 \text{ mm}^4 * 20.000 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}}{(2 \times 300 \text{ mm})^2}$$

$$F_{ad} = 14\,323,09205 \text{ kN}$$

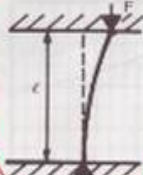
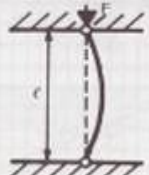
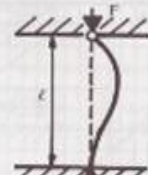
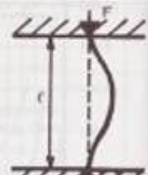
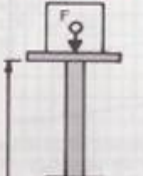
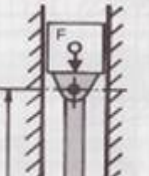
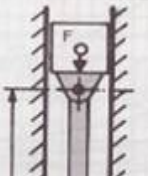


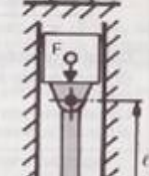
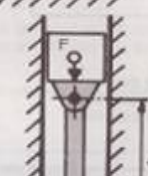
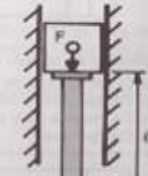

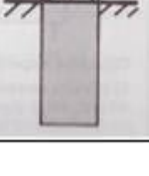
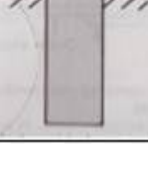

4		CILINDROS HIDRÁULICOS			
110		SOLICITUDES DEL VÁSTAGO, SEGÚN EULER			
		Caso 1	Caso 2 (básico)	Caso 3	Caso 4
		Un extremo libre. Un extremo fijo	Dos extremos articulados	Un extremo articulado	Dos extremos fijos
Gráfico					
		$S = 2 \ell$	$S = \ell$	$S = 0,7 \ell$	$S = \frac{\ell}{2}$
Longitud libre de pandeo					
					
Situación del montaje del cilindro					
					Desfavorable.

TABLA N° 6: Coeficiente K según Euler Fuente: Roldán J.. (2.001). Cilindros Hidráulicos. En Prontuario de Hidráulica Industrial (Pg110). España: Paraninfo.

4.9 CÁLCULO DEL TANQUE HIDRÁULICO

Cálculo para el volumen de aceite.

Para el almacenamiento de aceite se tendrá que usar un tanque que se denomina unidad hidráulica o deposito hidráulico. Para el volumen del tanque se dice que es 4 veces el caudal de la bomba, por lo tanto, se tiene que;

$$Vt=Q \times 4$$

Donde;

Vt = Volumen del tanque

Q = Caudal de la bomba

Se remplaza en la ecuación;

$$Vt=(31.1723 \text{ GPM} \times 4)\text{gal}$$

$$Vt=124.6892 \text{ gal}$$

$$Vt \approx 125 \text{ gal}$$

$$Vt = 471999.967018 \text{ cm}^3$$

Por lo tanto, el tanque tendrá las siguientes medidas;

$$L=\sqrt[3]{Vt}$$

Donde;

L = Longitud del tanque

Vt = Volumen de aceite total

Se remplaza;

$$L=\sqrt[3]{471999.967018\text{cm}^3}$$

$L=77.86 \text{ cm}$

$L=78 \text{ cm}$

$L=780\text{mm}$

$\text{Alto}=780\text{mm}$

$\text{Ancho}=780\text{mm}$

$\text{Largo}=780\text{mm}$

4.10 POTENCIA REQUERIDA PARA LA BOMBA.

$$Hp = \frac{Q(\text{GPM}) \times Pb(\text{psi})}{1.714 \times \rho}$$

Donde;

Hp = Caballo de potencia

Q = Caudal de la bomba en $GPM = 31.1723 \text{ GPM}$

Pb = Presión de la bomba hidráulica = $420 \text{ bar} = 4.2 \times 10^7 \text{ Pa} = 6526.7 \text{ PSI}$

K = Constante que equivale a 1.714

ρ = Eficiencia de la bomba = 85%

Según la bomba seleccionada la eficiencia que maneja es de 85%;

$$Hp = \frac{31.1723 \text{ GPM} \times 6526.7(\text{psi})}{1.714 \times 0.85}$$

$$HP = 19,8 \text{ HP} \approx 20 \text{ HP}$$

4.11 SELECCIÓN DE ACEITE HIDRÁULICO.

Para esta selección se recomienda utilizar el aceite hidráulico ISO 68 ya que este aceite tiene buenas propiedades antidesgaste y funciona para las bombas de pistones, tiene una

buena resistencia a la oxidación.

Propiedades del aceite GRADO ISO 68

Propiedades del aceite Grado ISO	Método ASTM	68
Viscosidad @ 40 °C, cSt	D-445	68(+/-5%)
Viscosidad @ 100 °C cSt	D-445	Reportar
Índice de viscosidad	D-2270	Min. 90
Punto de inflamación °C	D-92	Min. 195
Punto de congelación °C	D-97	-12
Separación de agua Min	D-1401	30 min. A 54 °C

TABLA N°7: Nota:Elaboración propia (2019)

4.12 ESQUEMA DE SISTEMA DE CONTROL HIDRÁULICO;

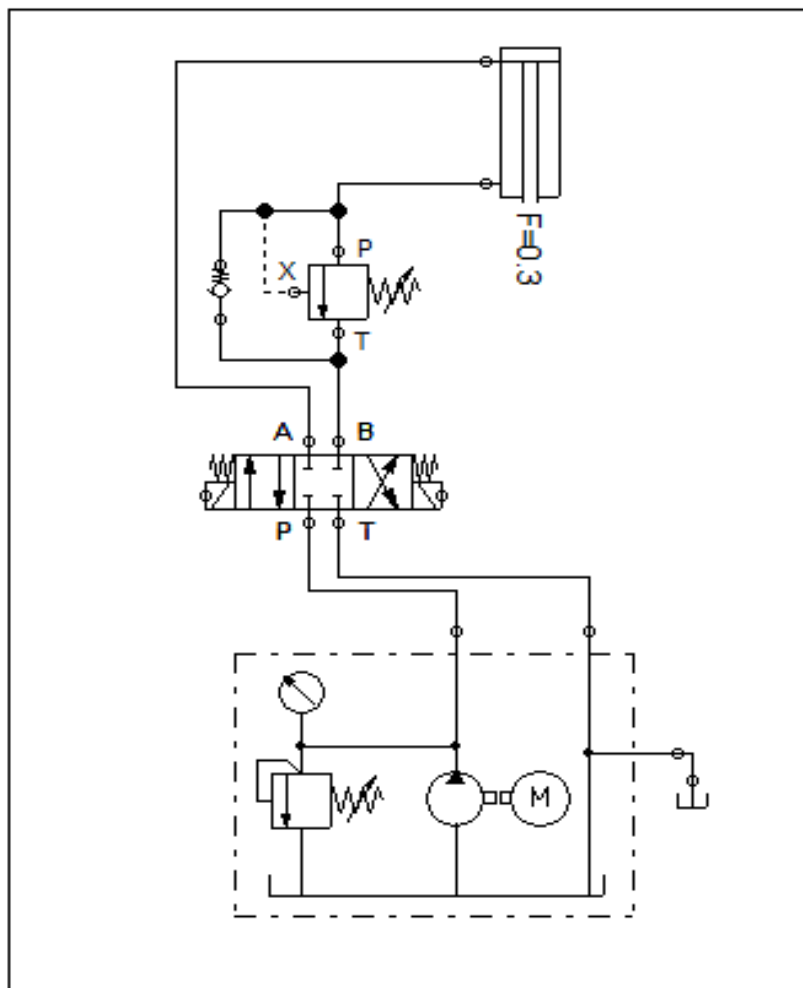


FIGURA N° 32: Esquema hidráulico. Elaboracion propia (2019)

Los datos calculados se resumen en la siguiente tabla

Datos calculados

Tabla . Datos del cilindro Especificación	Variables	Datos calculadas
Fuerza de avance	Fa	2.493 kN
Fuerza de retroceso	Fr	1839.375 kN
Área de avance	Aa	700.473737 cm ²
Área del vástago	AV	1050.09971 cm ²
Diámetro del pistón	DP	29.8642 cm
Diámetro del vástago	Dv	18.2827 cm
Tiempo recorrido del avance	ta	7.1234 seg
Tiempo recorrido del retroceso	tr	4.45368 seg
Volumen en el avance	Va	14009.4747 cm ³
Volumen en el retroceso	Vr	21001.9942 cm ³
Volumen del tanque	V	31.1723 G P M

TABLA N° 8: Elaboración propia (2019)

Datos para posible estandarización

Tabla . Especificación	Variables	Datos calculadas	Datos normalizados
Potencia requerida	HP	20 hp	
Longitud de carrera	Lc	300 mm	400 mm
Longitud ideal de salida del vástago	Lic	600 mm	400 mm
Fuerza admisible para el vástago	Fad	55.610 KN	
Tipo de manguera	SAE_100R2AT	SAE_100R2AT de diámetro interno ½ in	
Tipo aceite hidráulico		Iso 68	

TABLA N° 9 : elaboración propia (2019)

4.13 DIMENSIONAMIENTO ESTRUCTURAL

Para el diseño de la estructura de la prensa hidráulica se empieza por analizar las cargas generadas por la fuerza de trabajo del cilindro hidráulico, para esto se determinaron los puntos críticos en la estructura como uniones, pasadores, columnas, vigas y cargas críticas que soportarán los diferentes elementos que la componen.

La fuerza al empujar el pin ejercerá reacciones en toda la estructura que estará montada, las cuales serán analizadas para soportar el trabajo

Apoyandonos en el software solidwork analizaremos y evaluaremos mediante ensayo y error, medidas para los componentes de la estructura mecánica.

De esta forma le asignaremos las dimensiones y el material a cada elemento, para después someterlos a un estudio estatico, en el que lo someteremos a las fuerzas máximas de trabajo.

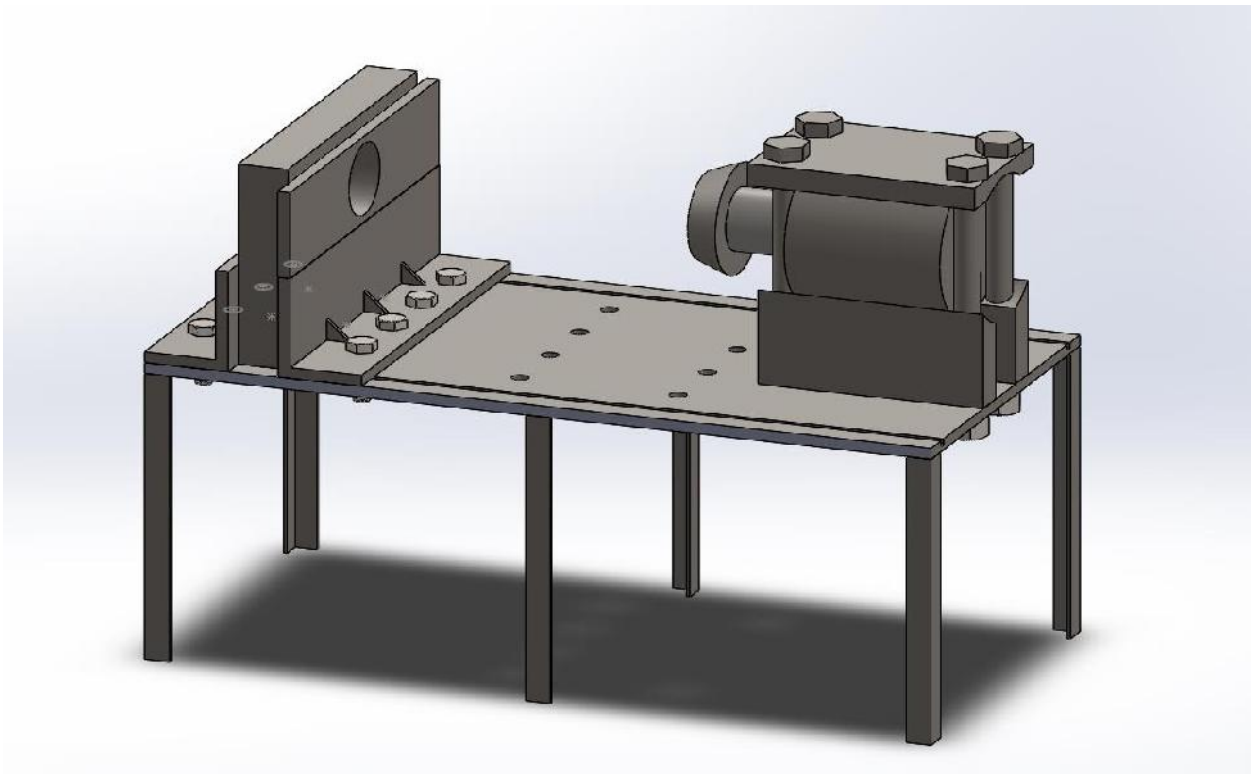


FIGURA N° 33: Diseño de la estructura metalica de la prensa. Elaboracion propia (2019)

4.13.1 Descripción de los componentes:

4.13.1.1 Mesa de apoyo:

Se fabricara de acero a-36, debido al bajo costo de este material, en comparación con otros aceros, y además, es un material muy comercial que se vende en planchas rectangulares.

El espesor de nuestra mesa será de 1.5 pulgadas, teniendo en cuenta que tendrá un proceso de maquinado, realizándole dos canales, de tal forma que estos sirvan de guías para nuestro topes, y planchas de fijación. Asi mismo deberemos hacerle agujeros para los pernos de fijación de diámetros de dos y tres pulgadas.

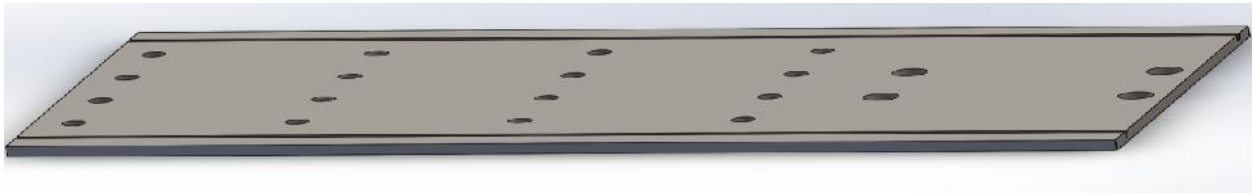


FIGURA N° 34 : Elaboracion propia (2019)

4.13.1.2 Tope:

Este elemento estará conformado por dos planchas de 1.5" de espesor soldadas de acero a-36 para formar asi una de espesor de 6" con un agujero de 30 cm de diámetro permiento que sirva de guía para los ejes a desmontar.

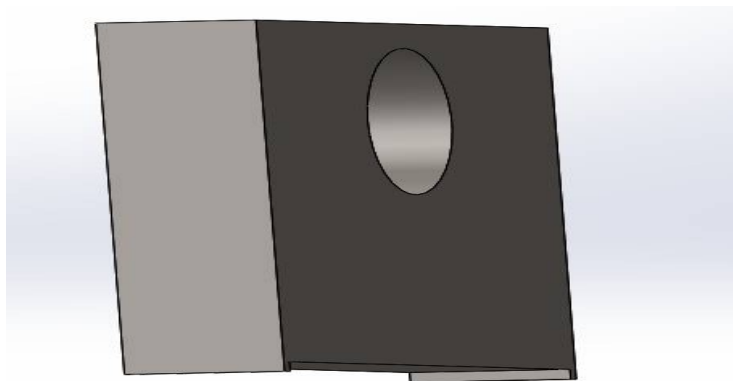


FIGURA N° 35: Elaboracion propia (2019)

4.13.1.3 Plancha en forma de L para sujeción:

De la misma forma es una plancha de acero a-36 que ha sido sometido a un proceso de doblado, para lo cual ha tenido que ser tratada térmicamente, para evitar fracturas al doblado, se le ha perforado, con agujeros de dos pulgadas, que es donde ingresara los pernos para anclar en la posición que necesitamos con respecto a la mesa.

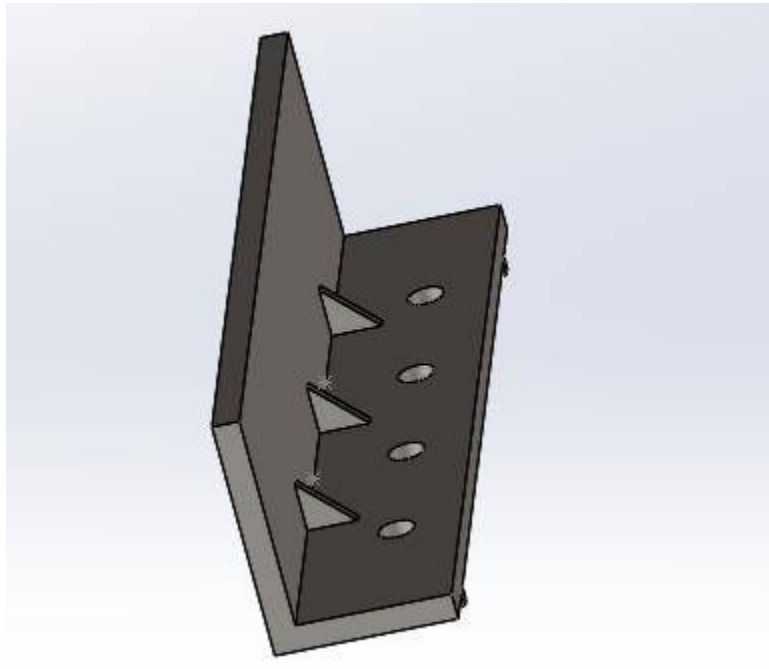


FIGURA N° 36 : Elaboracion propia (2019)

4.13.1.4 Sobrecilindro :

Es la estructura que llevara en su interior a la camisa hidraulica y a todos sus componentes, de la misma manera es de acero a-36.

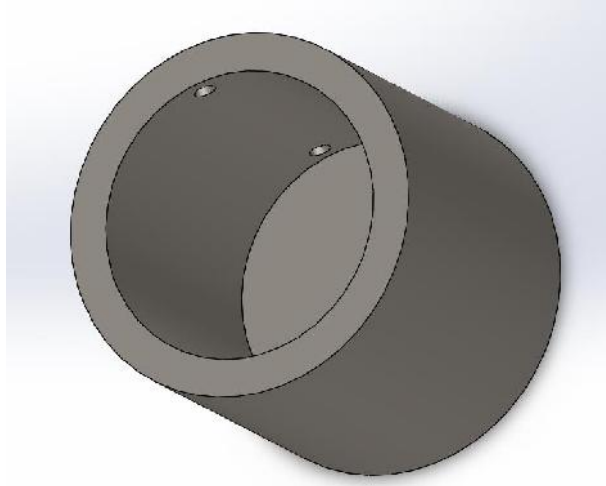


FIGURA N° 37: fuente propia

4.13.1.5 Camisa Hidraulica:

Es el elemnto que contendrá el aceite y además al vástago y piston, que tendrá su rrecorrido en el interior del cilindro.

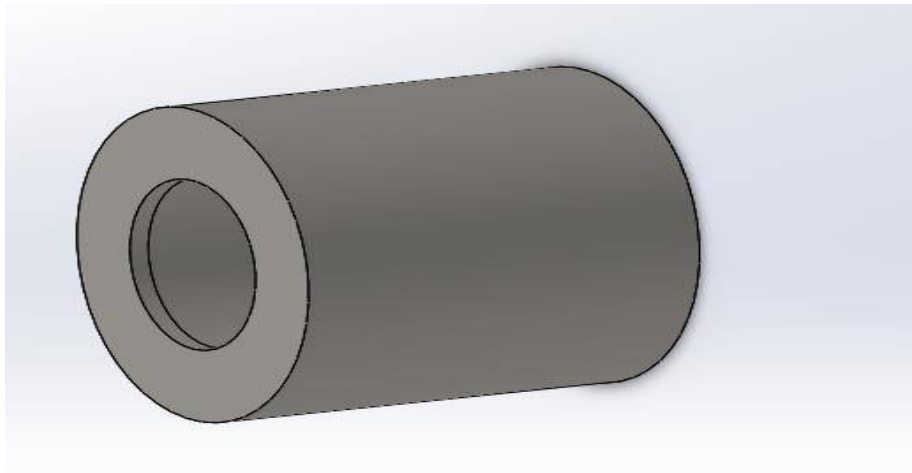


FIGURA N° 38: fuente propia

4.13.1.6 Vastago:

Es el encargado de transmitir la presión del fluido hacia el piston, generando este el moviento hacia adelante y hacia atrás. Su fabricación se realizara en acero SAE 4140 ya que este material presenta una capa de revestimiento cromado, ideal para evitar el desgaste al momento de desplazarse, es por eso que es ideal para vastagos hidráulicos.

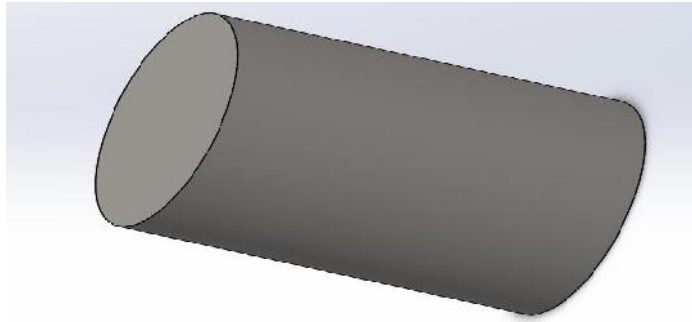


FIGURA N° 39: fuente propia

4.13.1.7 Piston:

Es el elemento encargado de transmitir la presión del fluido hacia el vástago y aumentarla.

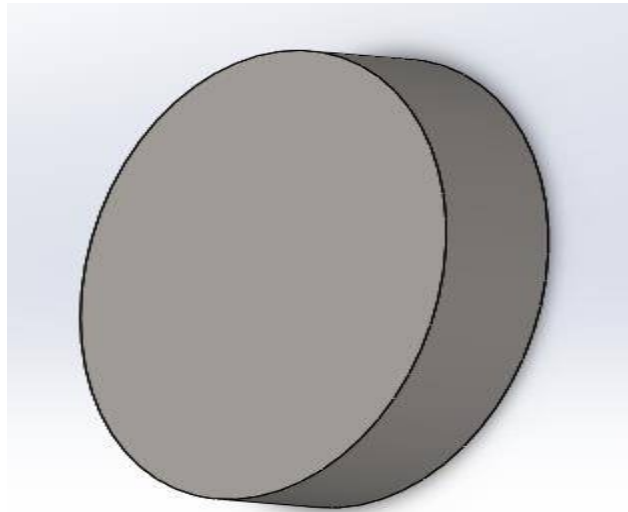


FIGURA N° 40: fuente propia

4.13.1.8 Juego de acoples:

Dependiendo del diámetro de la pieza a desmontar se podrá colocar distintos acoples, de tal forma que la guía coincida o este lo mas próxima posible al eje a desmontar. Estos acoples comprenderán una bocina que siempre tendrá un diámetro exterior de 60 cm y el diámetro interior será el que variara, y una plancha que calzara con el tope. Ambos elementos se fabricaran en acero a-36.

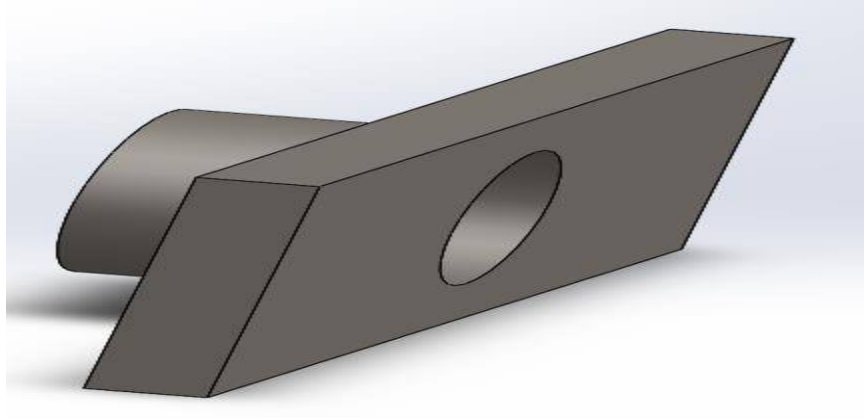


FIGURA N° 41: fuente propia

4.13.1.9 Planchas de anclaje del sobrecilindro:

Planchas que sirven de puntos de soporte y en donde se introducirán los pernos de tres pulgadas de diámetro, los cuales se anclaran a la mesa.

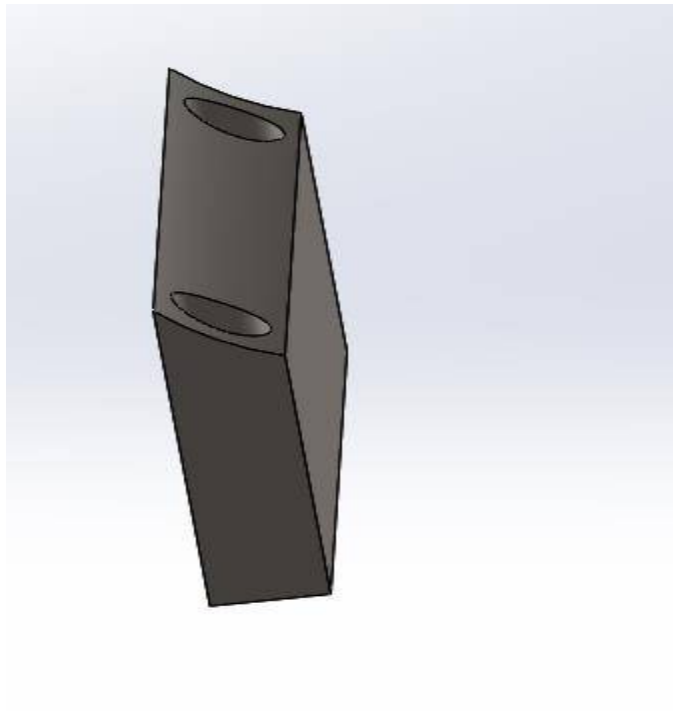


FIGURA N° 42 : fuente propia

4.13.1.10 Perfil de angulo:

Sirven de apoyos para colocar la mesa a 1 metro de altura, de dimensiones de 11/2''*11/2''*3/8'', en acero a-36.

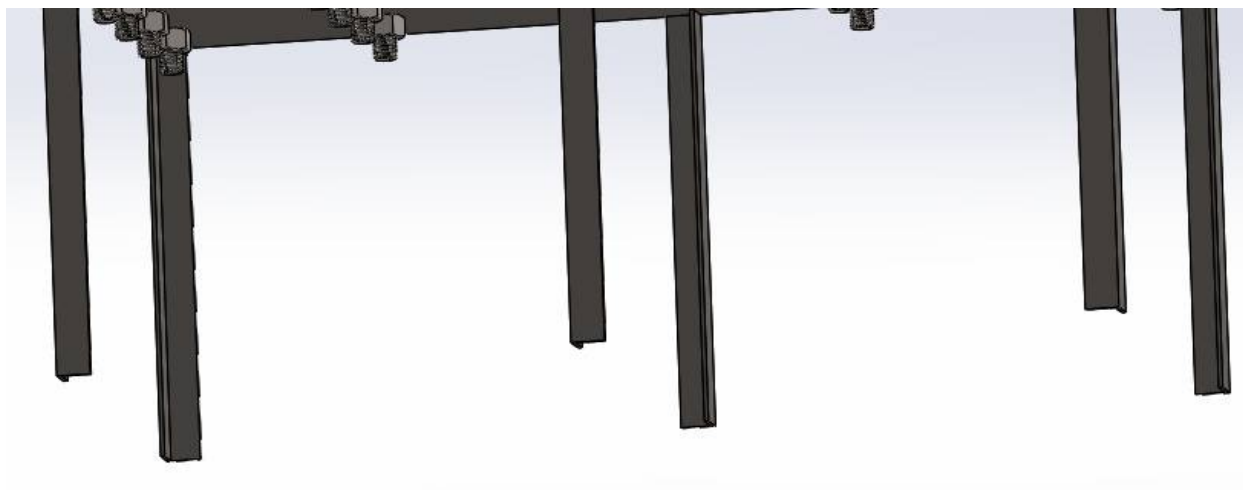


FIGURA N° 43: fuente propia

4.13.1.11 Pernos y tuercas:

Los pernos tendrán un diámetro de dos pulgadas, con un paso de 4 hilos por pulgada, cada perno ira con su respectiva tuerca, que deberá tener el mismo paso de hilo que el perno.



FIGURA N° 44: fuente propia

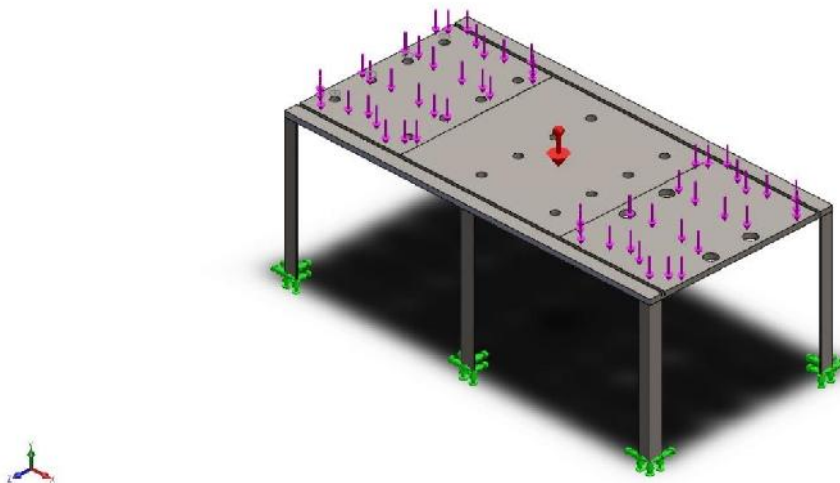
4.14 ANÁLISIS ESTÁTICO USANDO SOLIDWORK:

4.14.1 ANÁLISIS ESTÁTICO MESA Y SOPORTES ANGULARES DE LA PRENSA

HIDRÁULICA:

Para el análisis de la mesa, realizaremos dos estudios estáticos, en donde el primero la mesa estará solamente con la carga muerta, y en el segundo le asignaremos un peso de 3 toneladas, que será la máxima carga a la que se diseñara.

4.13.1.12 5.14.1.1 Analisis estatico de mesa de trabajo y soportes angulares sin carga:



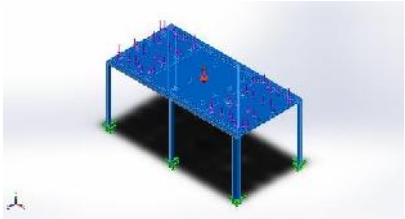
Tratada en el software como		Propiedades volumétricas	
Sólido		Masa:10.6829 kg	
		Volumen:0.00136088 m^3	
		Densidad:7850 kg/m^3	
		Peso:104.693 N	

En esta parte las fuerzas que actúan en la mesa, es el peso de los elementos, como lo son,

el tope, las planchas de fijación, etc.

Cada uno de estos componentes presenta un peso, por eso le asignamos el valor de la fuerza, en la superficie de la mesa, para poder realizar el análisis.

4.14.1.1.1 Propiedades del material

Referencia de modelo	Propiedades
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo en el software: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Límite elástico: $2.5e+008 \text{ N/m}^2$</p> <p>Límite de tracción: $4e+008 \text{ N/m}^2$</p> <p>Módulo elástico: $2e+011 \text{ N/m}^2$</p> <p>Coeficiente de Poisson: 0.26</p> <p>Densidad: 7850 kg/m^3</p> <p>Módulo cortante: $7.93e+010 \text{ N/m}^2$</p>

4.14.1.1.2 Mallado de elemento en el software:

Se procede a crear una malla solida del elemnto, para poder realizar el estudio estatico:

Nombre del modelo: Prensado hidráulico Solidword
 Nombre de usuario: Analista y diseñador (10-Práctico de diseño)
 Tipo de malla: Malla sólida

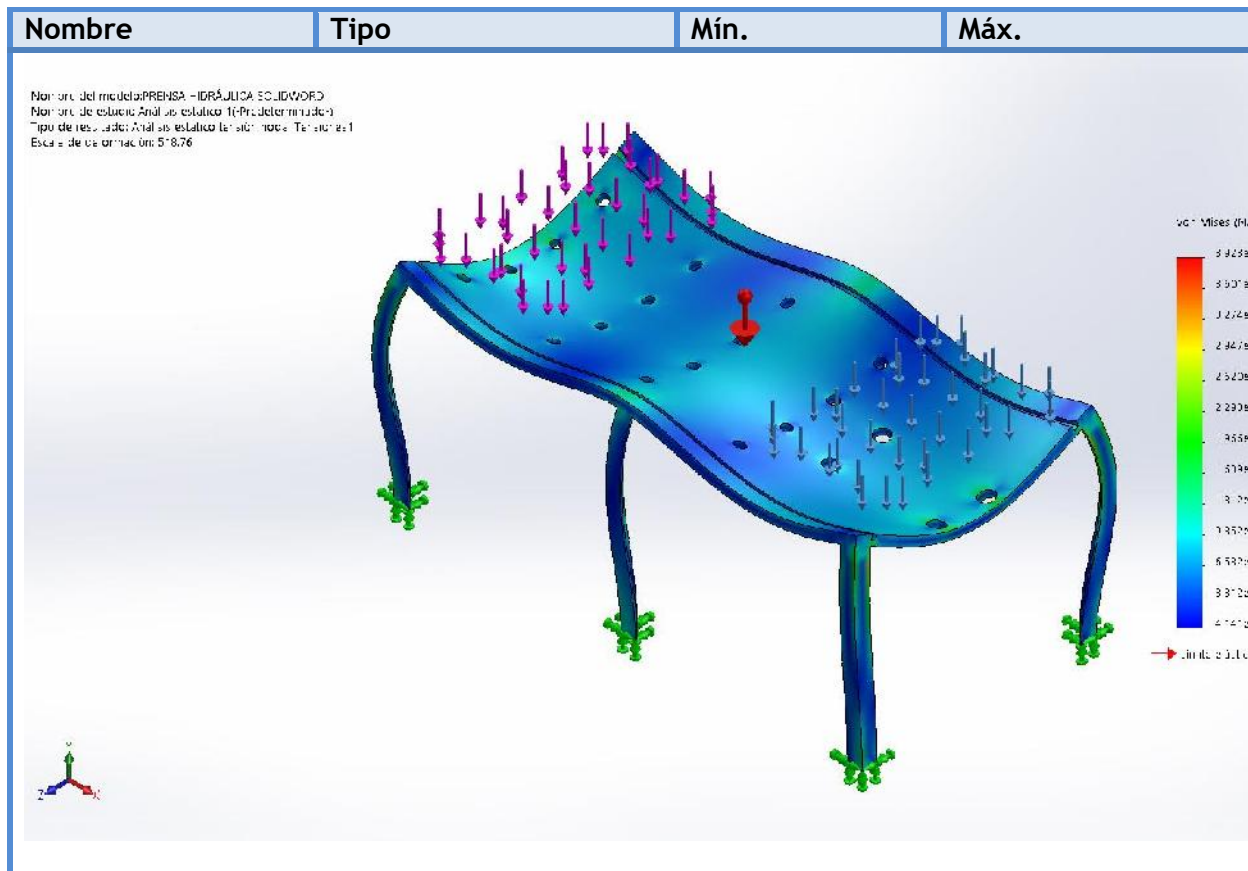


4.14.1.1.3 Resultado de análisis:

Después de asignarle la fuerza, los puntos fijos, y mallar el elemento, obtenemos los siguientes resultados:

4.14.1.1.3.1 Resultado de tensiones:

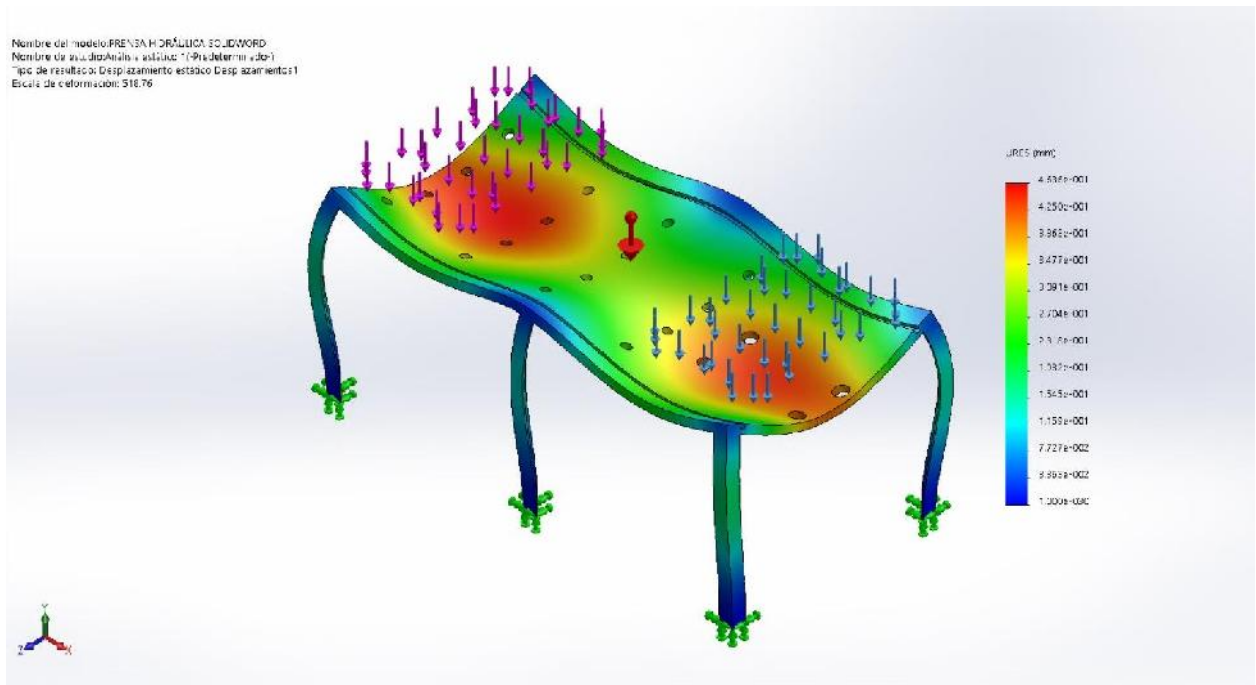
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	41413.1 N/m ²	3.92831e+007 N/m ²



Como observamos en la figura, la mesa presenta una tensión con valor máximo de 3.92831 e+007 N/m², y como observamos nuestro material tiene un límite de 2.5 e+008 N/m², con lo cual podemos obtener un factor de seguridad para nuestro diseño de: 6.3640

4.14.1.1.3.2 Resultado de desplazamientos

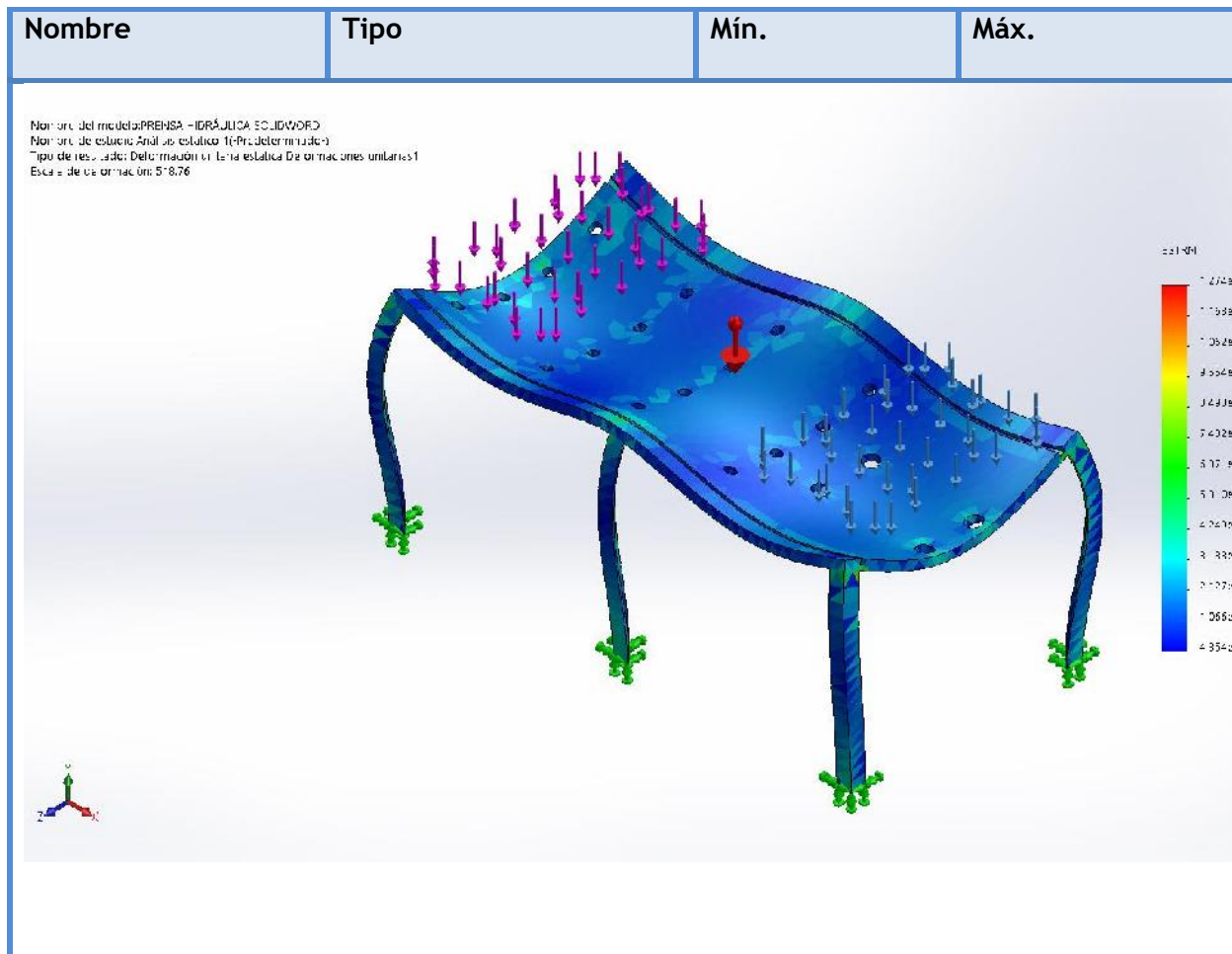
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos	URES: Desplazamientos resultants	0 mm	0.463599 mm



Como se aprecia el desplazamiento máximo producto del peso es apenas de 0.46, lo cual es menor de medio milímetro un valor aceptable para nuestro diseño.

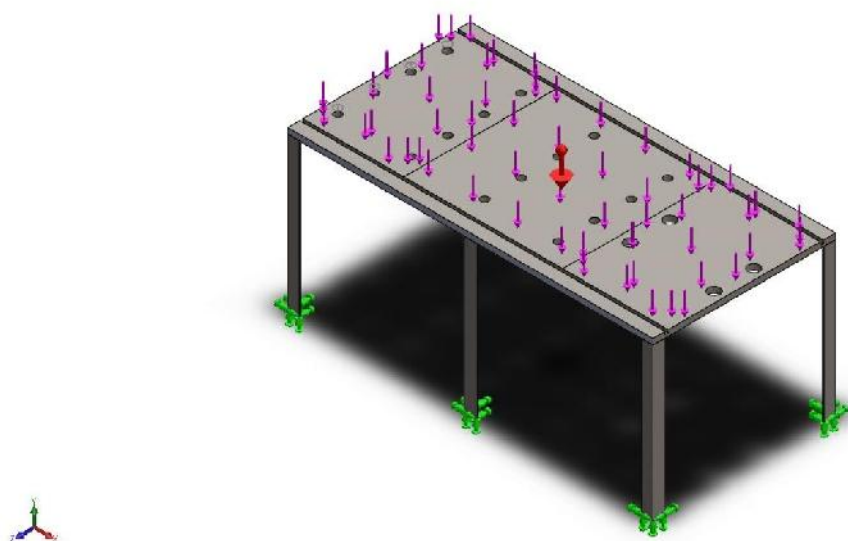
4.14.1.1.3.3 Resultado de deformaciones unitarias

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	4.85352e-008	0.000127375



5.14.1.2 Analisis estatico de mesa y soportes angulares de trabajo con carga de 3 toneladas:

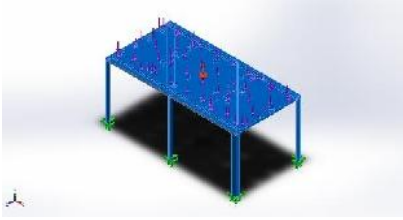
En este analisis se tomaran como puntos fijos o de sujecion, al extremo de cada soporte con forma angular y se aplicaran tres fuerzas, dos de ellas son producto de la carga muerta y la terca es de una carga de 3 toneladas.



Sólidos

Tratado en el software como:	Propiedades volumétricas
Sólido	<p>Masa:10.6829 kg</p> <p>Volumen:0.00136088 m³</p> <p>Densidad:7850 kg/m³</p> <p>Peso:104.693 N</p>

5.14.1.2.1 Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades
	<p> Nombre: ASTM A36 Acero Tipo de modelo en el software: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: $2.5e+008 \text{ N/m}^2$ Límite de tracción: $4e+008 \text{ N/m}^2$ Módulo elástico: $2e+011 \text{ N/m}^2$ Coeficiente de Poisson: 0.26 Densidad: 7850 kg/m^3 Módulo cortante: $7.93e+010 \text{ N/m}^2$ </p>

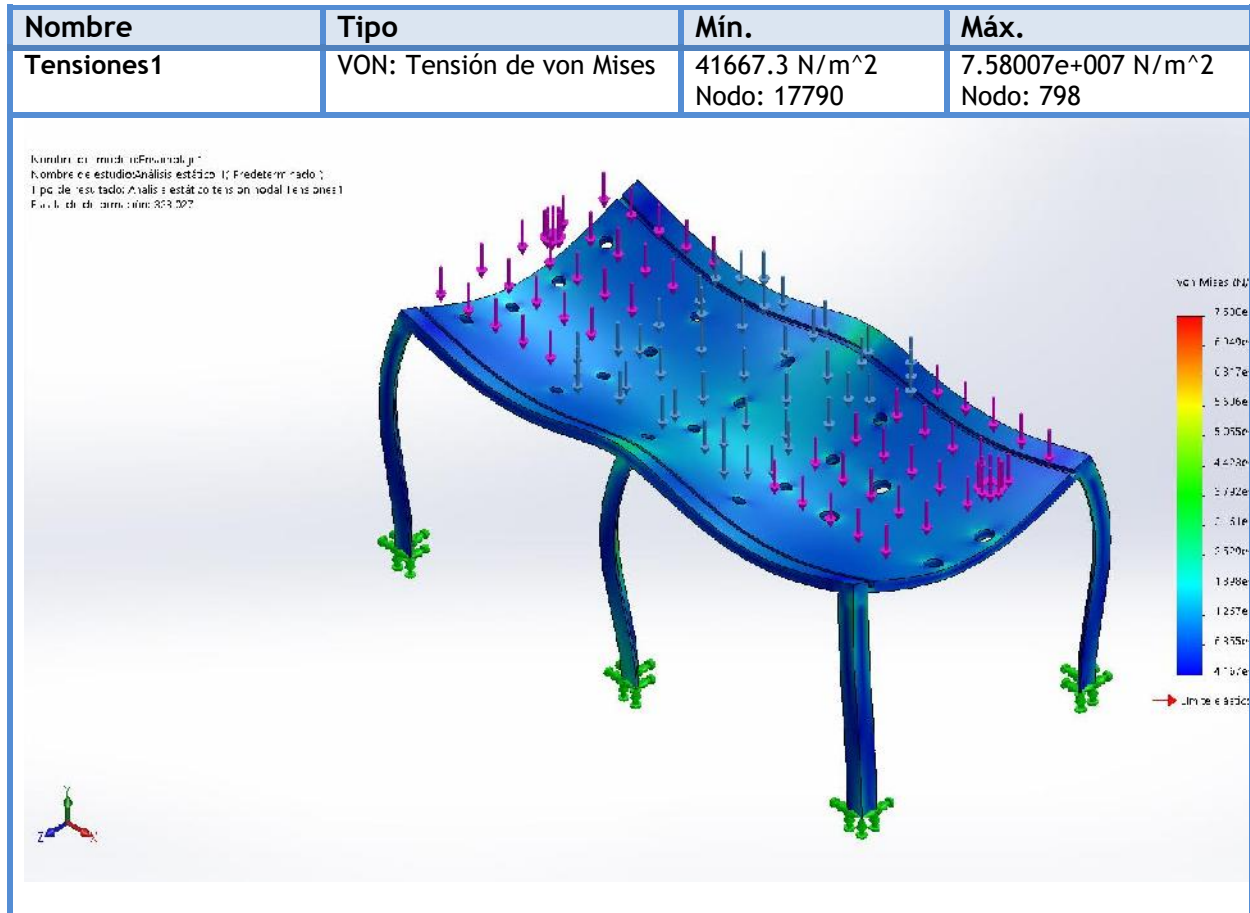
5.14.1.2.2 Mallado de elemento en el software:



5.14.1.2.3 Resultados de análisis:

Después de asignarle la fuerza, los puntos fijos, y mallar el elemento, obtenemos los siguientes resultados:

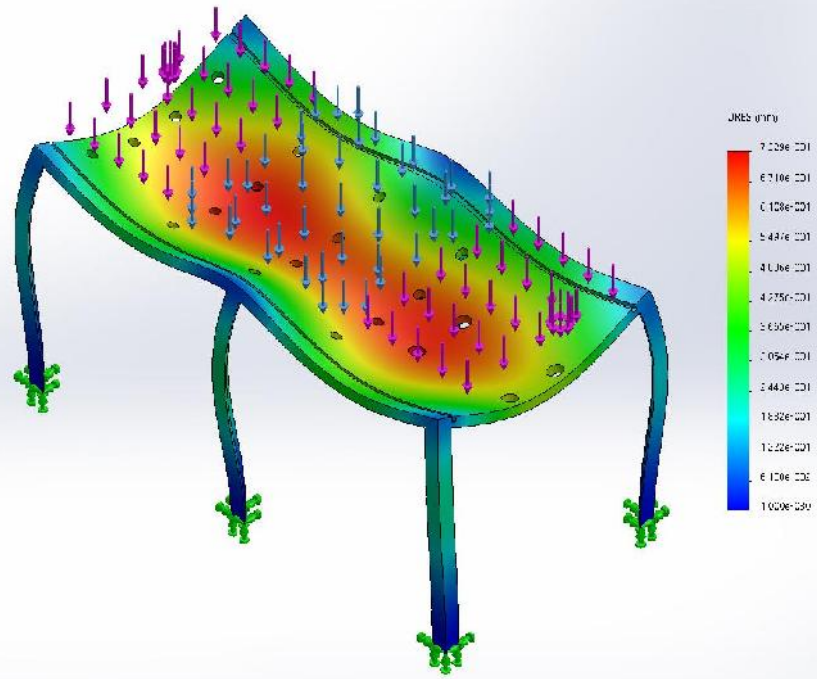
5.14.1.2.3.1 Resultado de tensiones:



5.14.1.2.3.2 Resultado de desplazamientos:

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm	0.732914 mm

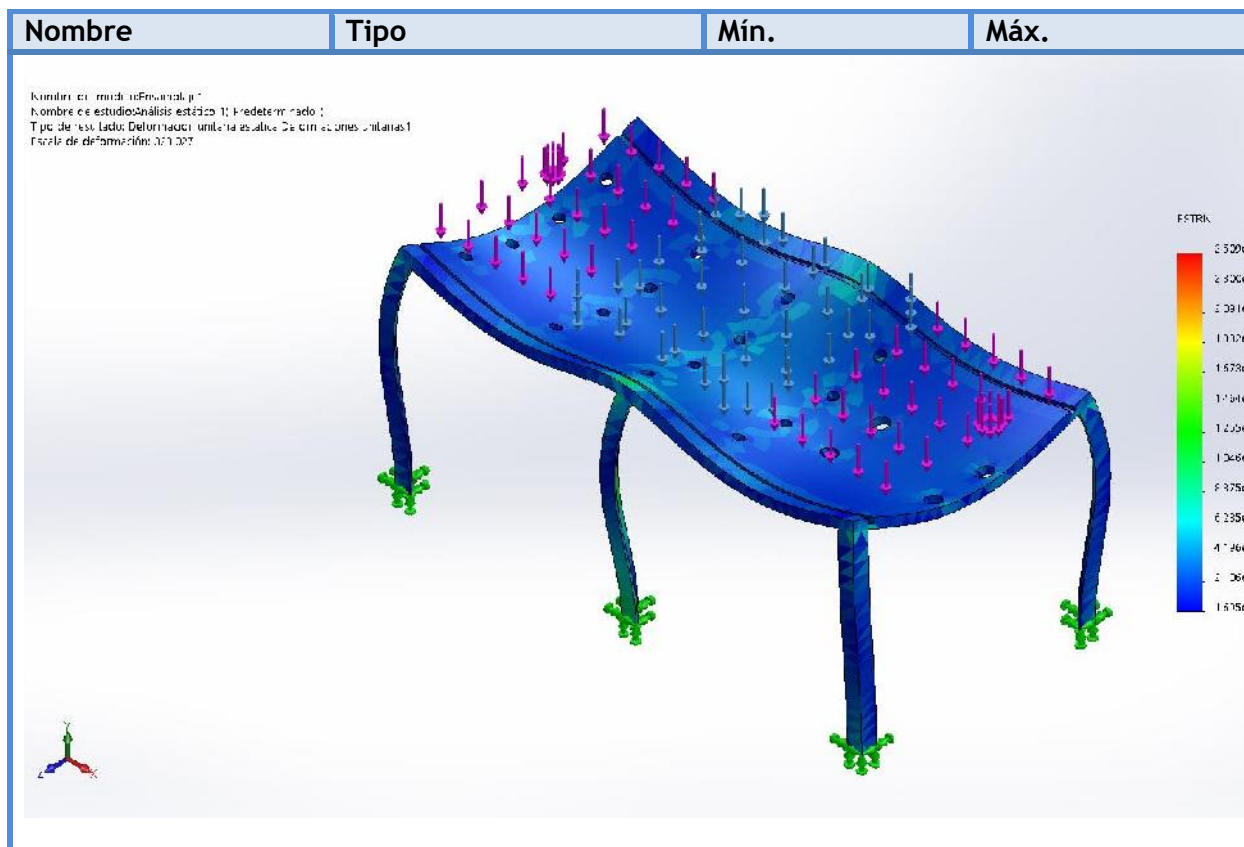
Nombre del modelo: Presión 1.rpt
 Nombre del estudio: Análisis estático lineal Presión 1.rpt
 Tipo de elemento: Elemento de placa con desplazamientos
 Elementos de elemento: 5415



Desplazamientos

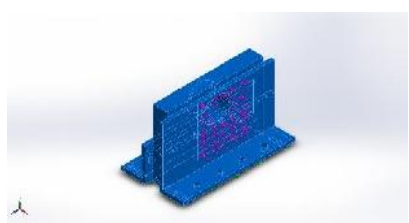
5.14.1.2.3.3 Resultado de deformaciones unitarias

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.69528e-007 Elemento: 5415	0.000250901 Elemento: 515

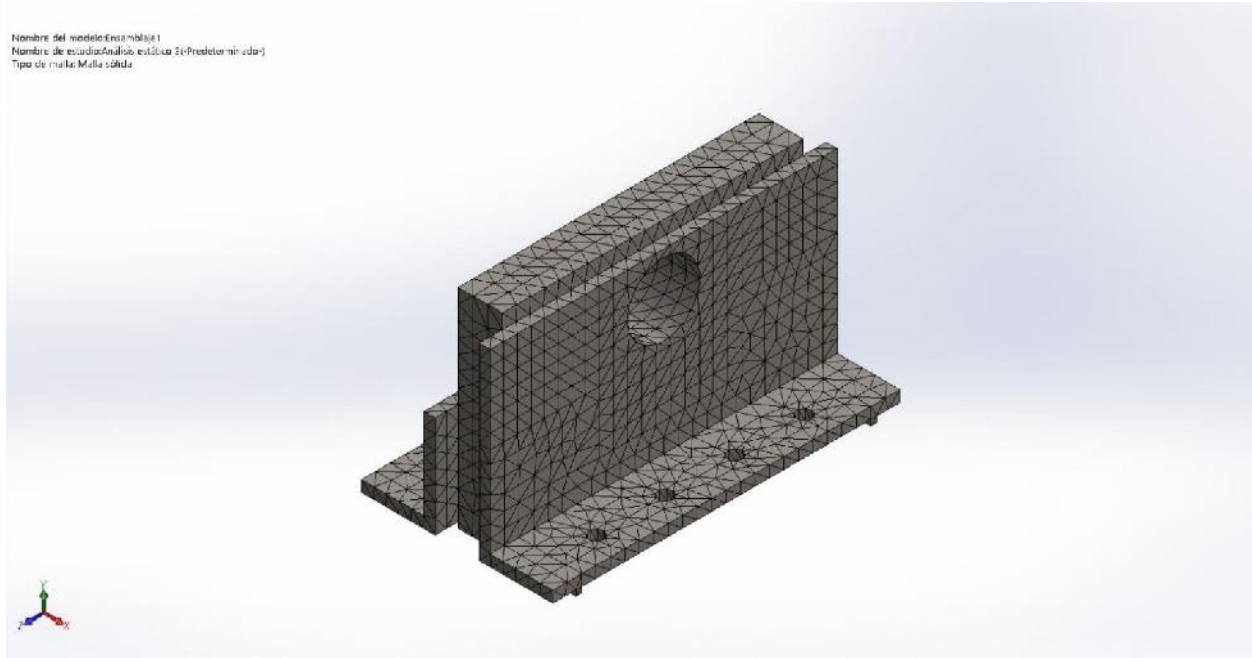


4.14.2 ANÁLISIS ESTÁTICO DEL TOPE DE LA PRENSA HIDRÁULICA, APLICANDO MAXIMA CAPACIDAD DE 300 TM:

4.13.1.13 5.14.2.1 Propiedades del material

Referencia de modelo	Propiedades
	Nombre: ASTM A36 Acero
	Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal
	Límite elástico: 2.5e+008 N/m ²
	Límite de tracción: 4e+008 N/m ²
	Módulo elástico: 2e+011 N/m ²
	Coefficiente de Poisson: 0.26
	Densidad: 7850 kg/m ³
	Módulo cortante: 7.93e+010 N/m ²

5.14.2.2 Mallado de elemento en el software:

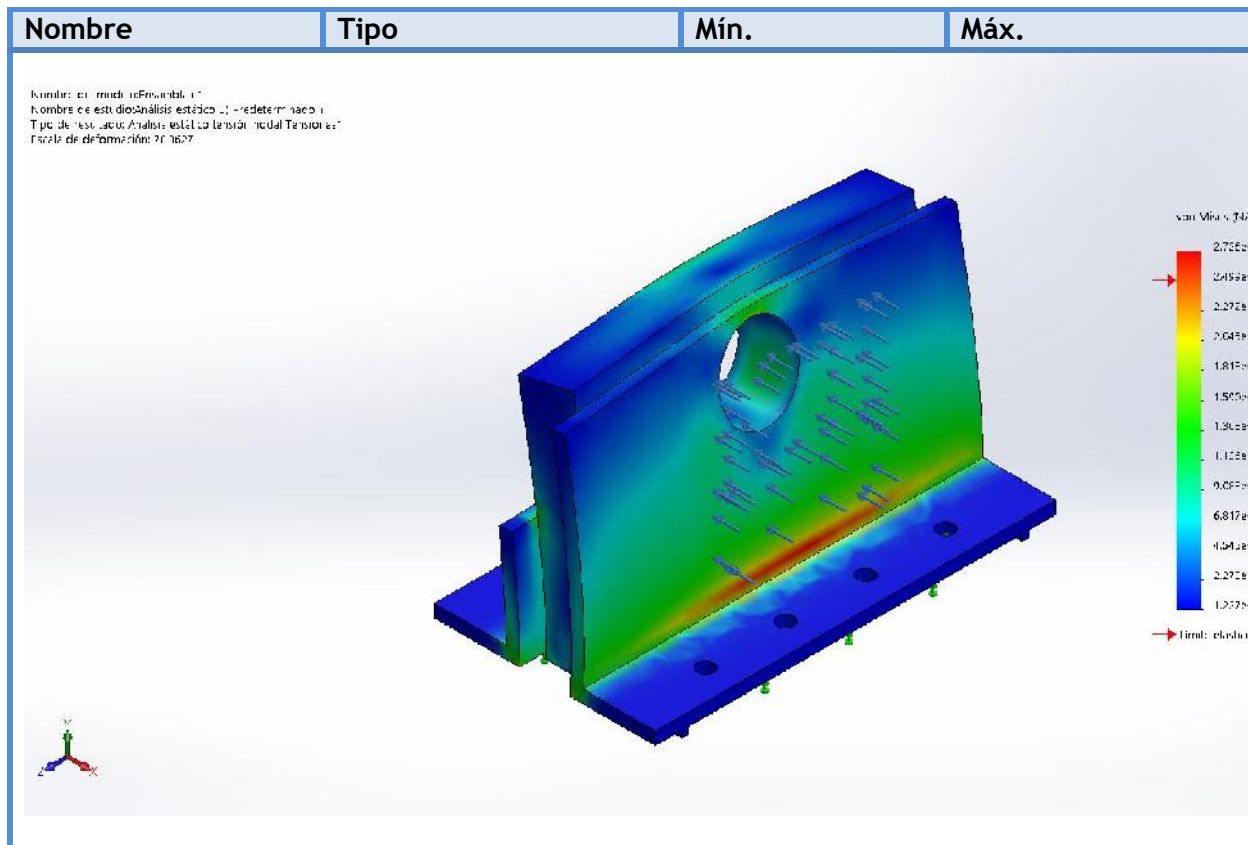


5.14.2.3 Resultados del análisis:

5.14.2.3.1 Resultado de tensiones:

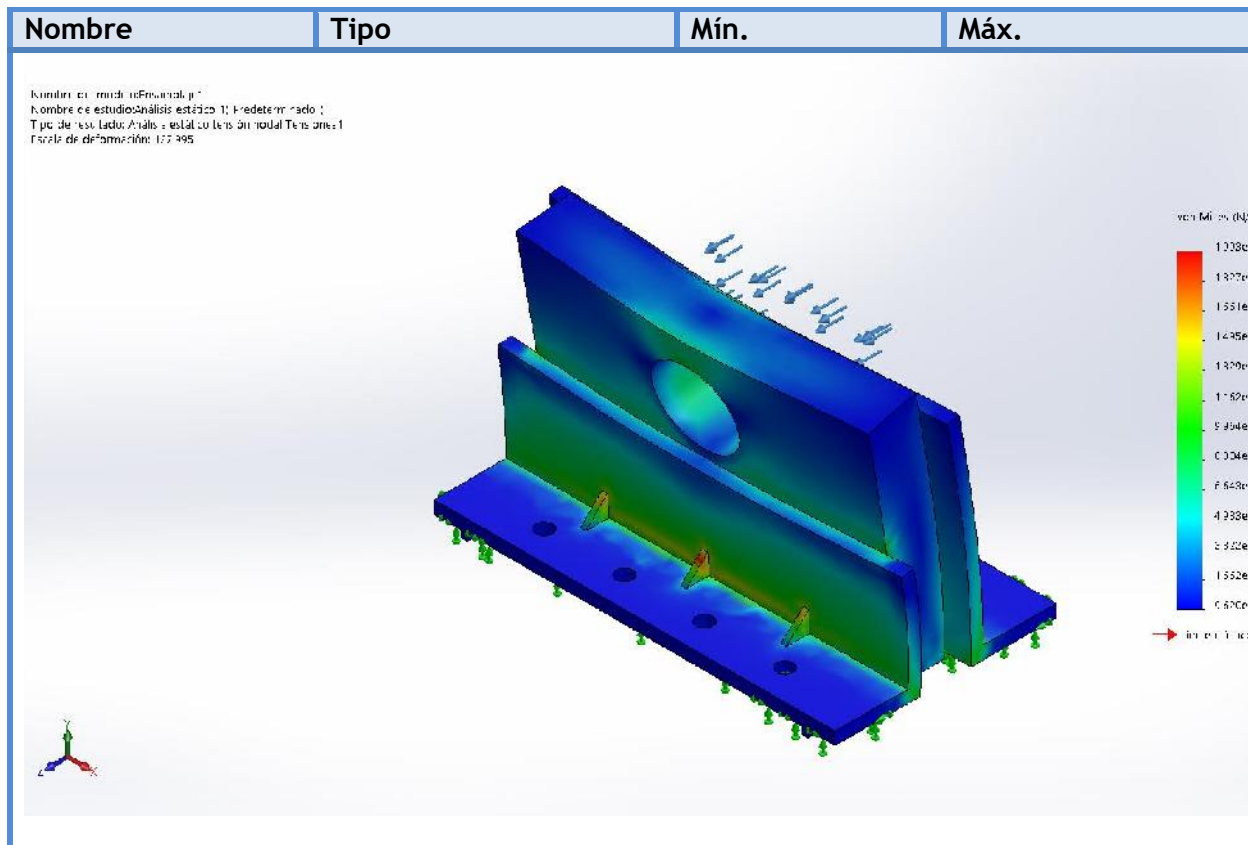
Como se observa con este diseño, nuestra pieza falla, y el esfuerzo supera la capacidad del material y se rompe, es este caso que debemos hacer algun cambio.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	12268.1 N/m ²	2.72629e+008 N/m ²



Por temas de practicidad se resuelve colocándole a la pieza de plancha de fijación un plancha en forma triangular como nervio.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	9620.33 N/m ²	1.99276e+008 N/m ²

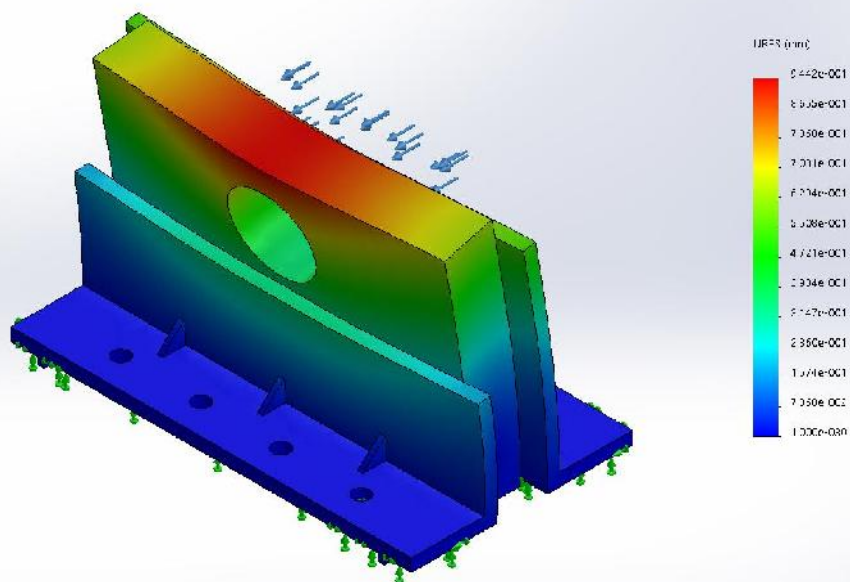


Con esto observamos que nuestro componente no llega a su tensión máxima y nuestro diseño esta correcto.

5.14.2.3.2 Resultado de desplazamientos:

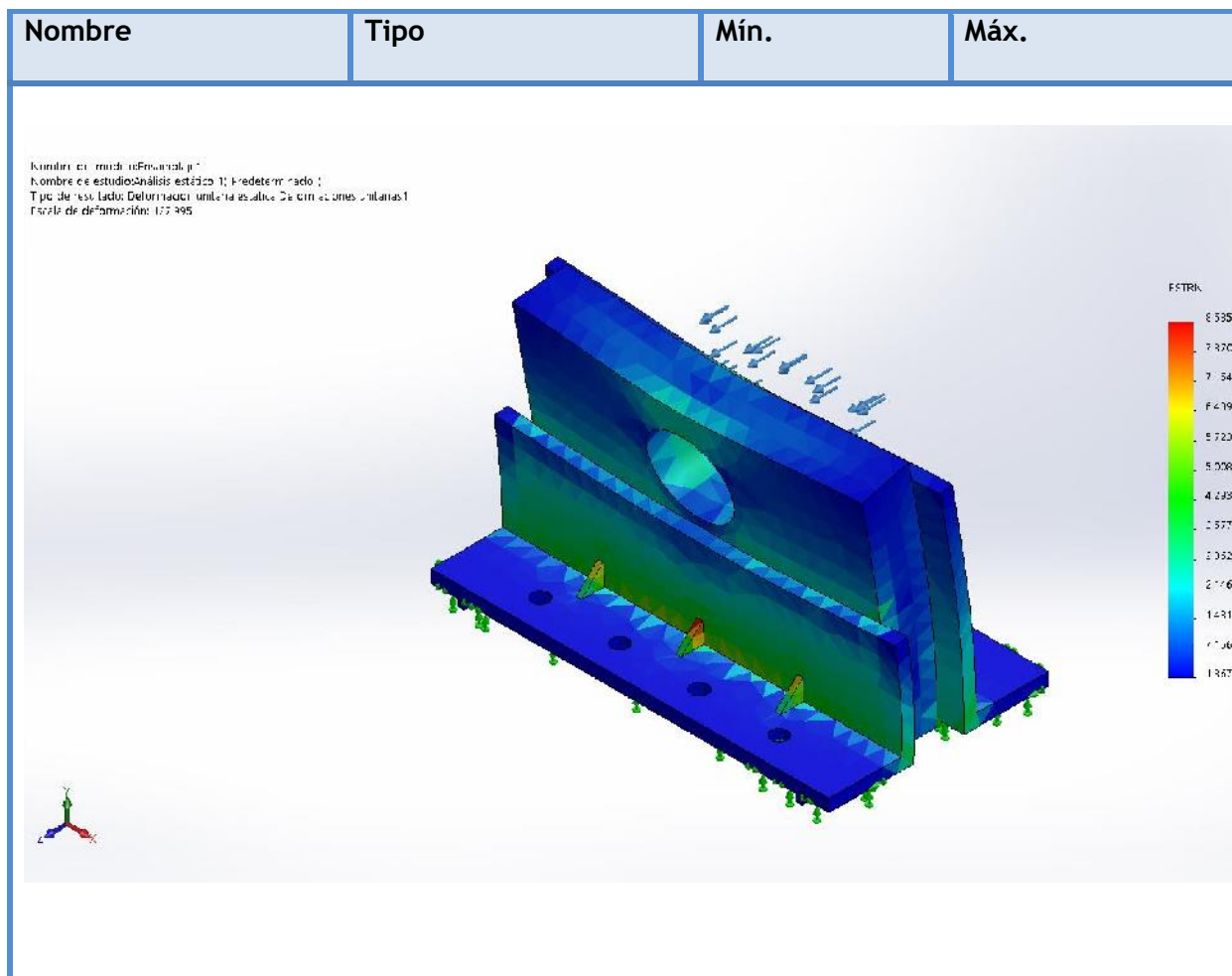
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultants	0 mm	1.5419 mm

Nombre de estudio: Analisis.prt
 Nombre de estudio: Analisis estatico 1: Predeterminado 1
 Tipo de estudio: Desplazamiento estatico: Desplazamientos 1
 Escala de deformación: 1/7.395



5.14.2.3.3 Resultado de deformaciones unitarias:

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.8673e-008	0.000858513



4.14.3 ANÁLISIS ESTÁTICO DE PERNO DE DOS PULGADAS DE DIAMETRO, APLICANDO MAXIMA CAPACIDAD DE 300 TM:

5.14.3.1 Propiedades del material

Referencia de modelo	Propiedades
	<p> Nombre: AISI 1035 Acero (SS) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 2.82685e+008 N/m² Límite de tracción: 5.85e+008 N/m² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m² Coefficiente de Poisson: 0.29 </p>

	Densidad: 7850 kg/m ³ Módulo cortante: 8e+010 N/m ² Coeficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin
--	--

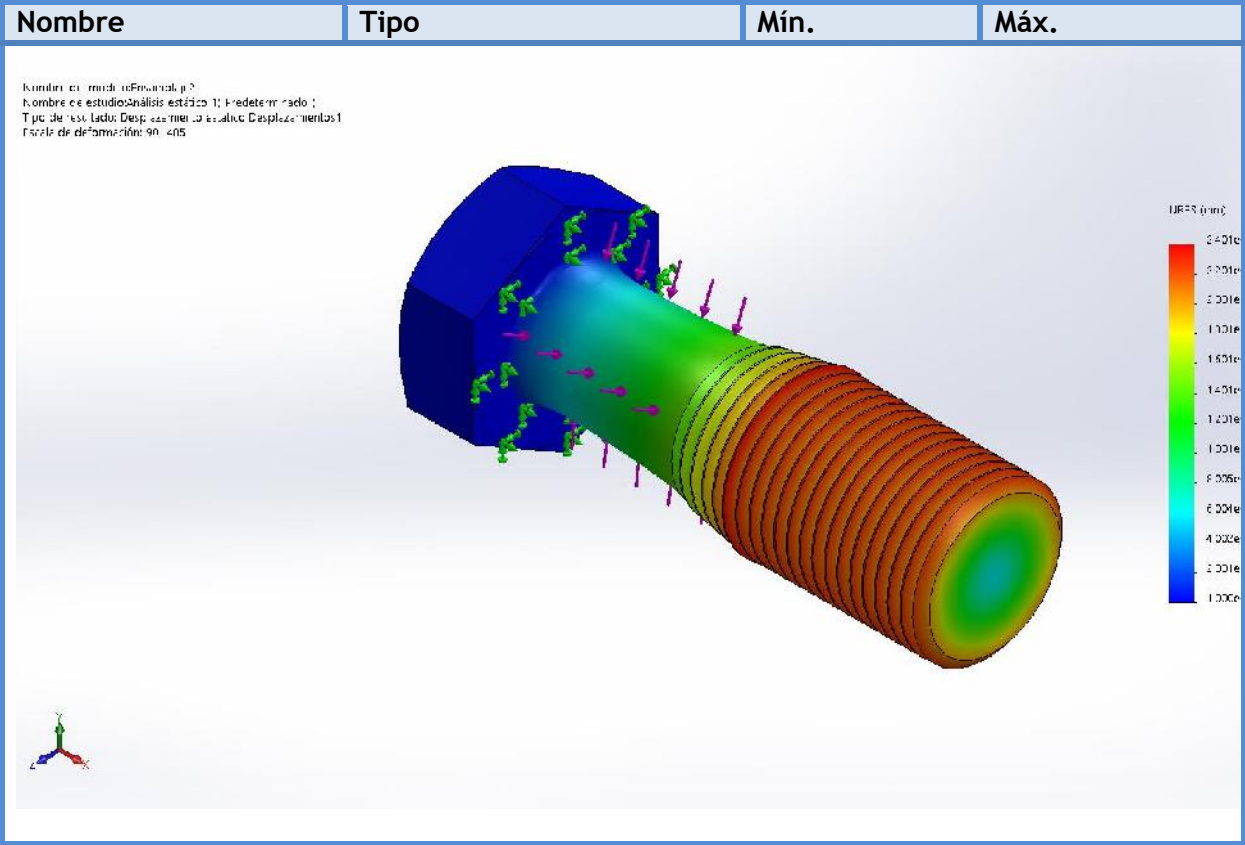
5.14.3.2 Mallando el elemento:



5.14.3.3 Resultados del análisis.

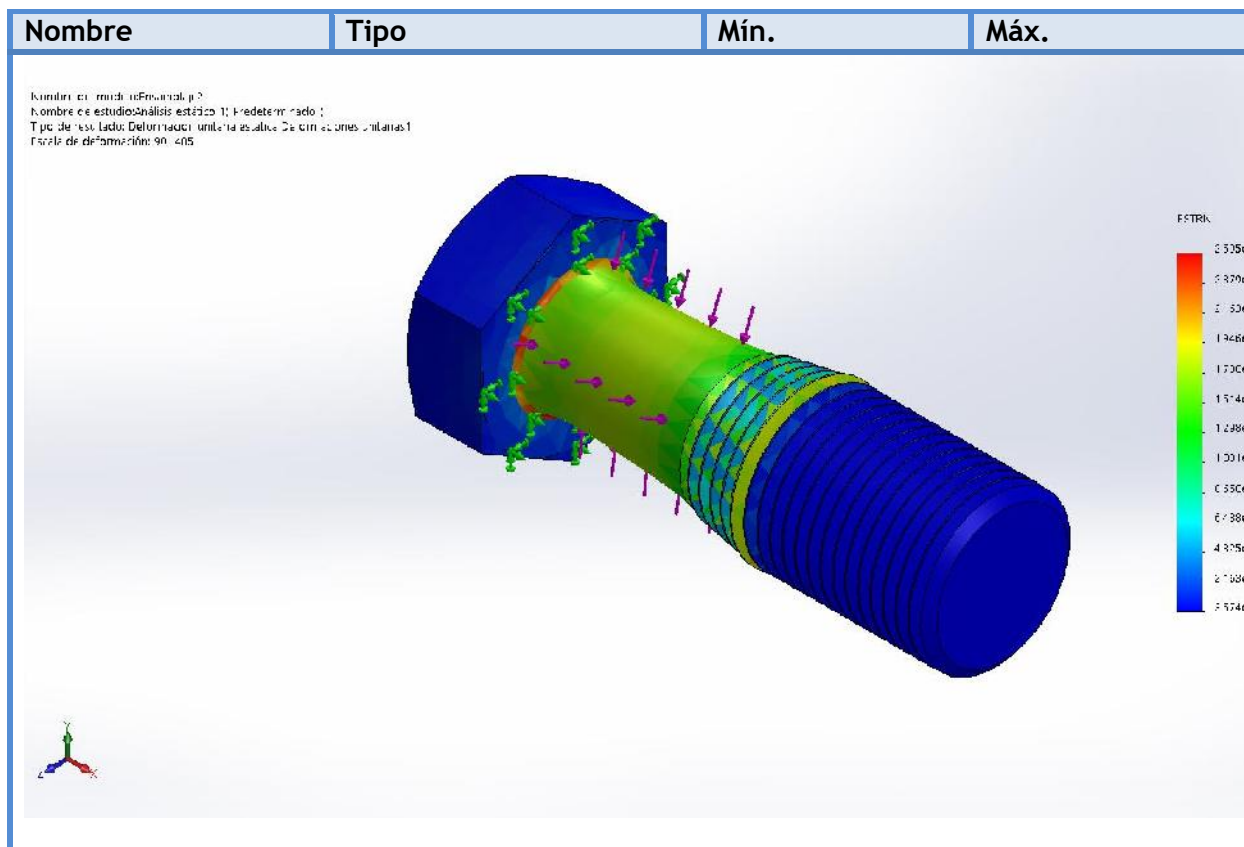
5.14.3.3.1 Resultado de tensiones:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	5.23291 N/m ² Nodo: 23801	1.00346e+008 N/m ² Nodo: 1291



5.14.3.3.3 Resultado de deformaciones unitarias

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	3.57394e-011 Elemento: 11420	0.000259508 Elemento: 8279



4.14.4 ANÁLISIS ESTÁTICO DE PERNO DE TRES PULGADAS DE DIAMETRO, APLICANDO MAXIMA CAPACIDAD DE 300 TM

5.14.4.1 Propiedades del material

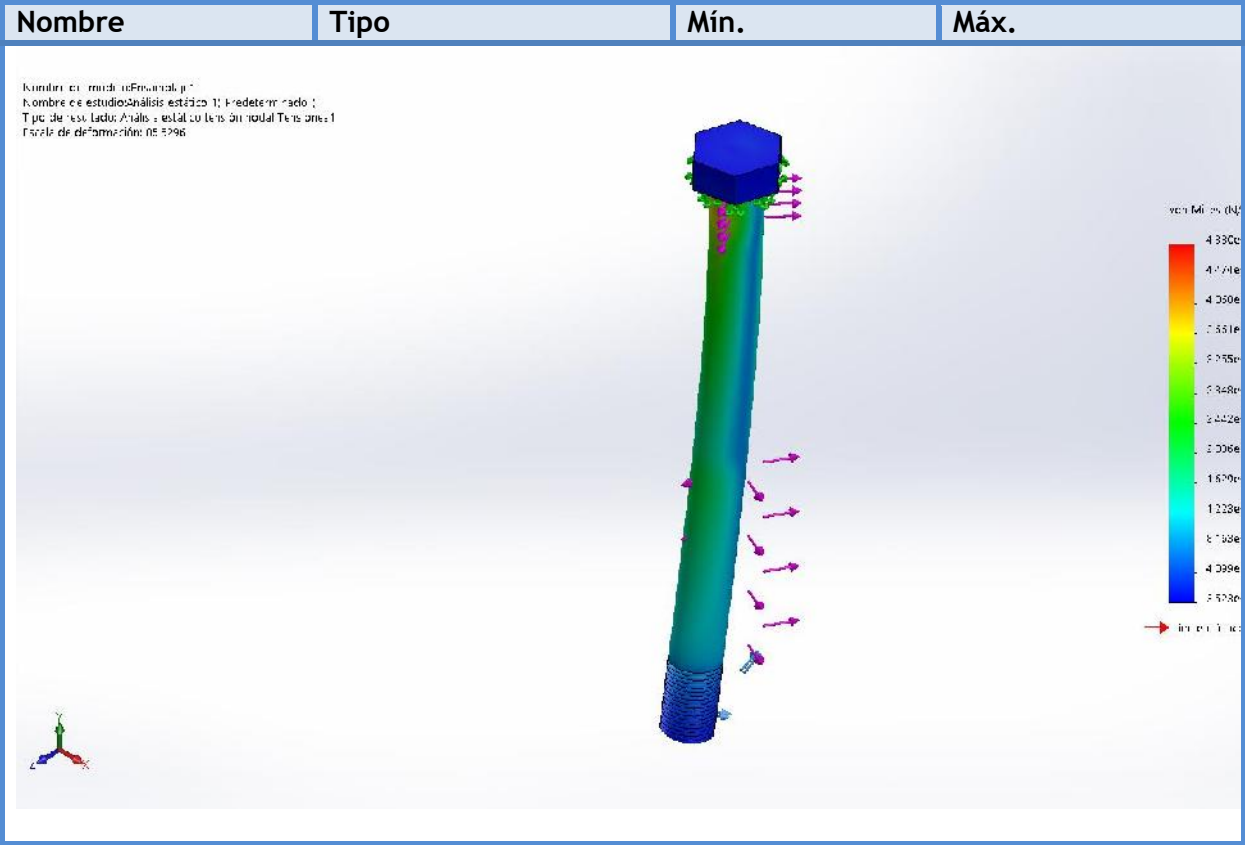
Referencia de modelo	Propiedades
	Nombre: AISI 1035 Acero (SS)
	Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal
	Límite elástico: 2.82685e+008 N/m ²
	Límite de tracción: 5.85e+008 N/m ²
	Módulo elástico: 2.05e+011 N/m ²
	Coefficiente de Poisson: 0.29
	Densidad: 7850 kg/m ³
	Módulo cortante: 8e+010 N/m ²
	Coefficiente de dilatación térmica: 1.1e-005 /Kelvin

5.14.4.2 Mallado del elemento:



5.14.4.3 Resultado de tensiones

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	35227.3 N/m ² Nodo: 1370	4.88032e+007 N/m ² Nodo: 12723

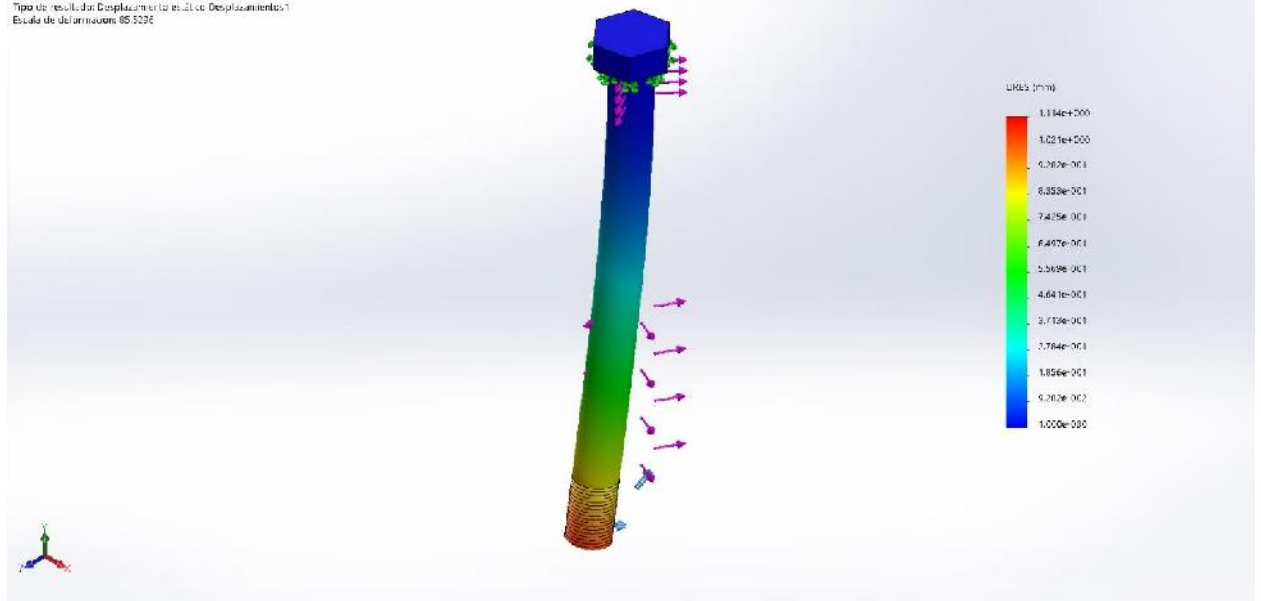


4.13.1.14

5.14.4.4 Resultado de desplazamientos:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 mm Nodo: 648	1.11378 mm Nodo: 13150

Nombre del modelo: Carambola1
 Nombre de estudio: Analisis estático 1 (Predeterminado)
 Tipo de resultado: Desplazamientos
 Escala de deformaciones: 85.5236



5.14.4.5 Deformaciones Unitarias:

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.01092e-007 Elemento: 8929	0.000177587 Elemento: 9554

Nombre del modelo: Carambola1
 Nombre de estudio: Analisis estático 1 (Predeterminado)
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática (Deformaciones Unitarias)
 Escala de deformaciones: 85.5236

5 CAPÍTULO

COSTOS DE FABRICACIÓN PARA LA PRENSA HIDRÁULICA

5.1 Materiales para la estructura metálica:

5.1.1 Mesa:

La mesa se elaborará usando como materia prima una plancha de acero a-36 de dimensiones de 100 mm * 1200 * 2400:

Tomando como referencia el catálogo de Tubisa S.A.C.:

5.1.2 Tope:

El tope se realizará soldando dos **cuerpos rectangulares de plancha de acero a-36** de dimensiones de 75,6 mm * 700 mm * 1200mm

5.1.3 Base de ajustes en forma de L:

Serán dos bases en forma de L de dimensiones de 75,6 mm * 405 mm * 1200 mm que se obtendrán con el doblado de **planchas de acero a-36** con ayuda de la prensa hidráulica horizontal, y sometiendo el material a un aumento de temperatura.

5.1.4 Acoples:

Este se realizará mediante la unión de una bocina de dimensiones de diámetro exterior de 300 mm, un diámetro interior de 250 mm y un largo de 228.6 mm; una **plancha rectangular** de dimensiones de 76.2 mm * 400 mm * 1200mm.

5.1.5 Pistón:

El pistón se realizará a partir de un cilindro de acero SAE 1045 de dimensiones de:

Diámetro de 298,64 mm y un largo de 100 mm

Entonces tendríamos que seleccionar un formato de 300 milímetros de diámetro, Como se necesita una longitud de 100 mm:

5.1.6 Vástago:

Para la fabricación del vástago se utilizará una barra de acero cromo molibdeno SCM 440 (42CRMO4) con dimensiones de:

Diámetro igual a 182,83 mm y una longitud de 400 mm.

5.1.7 Soportes para el cilindro:

Estos se realizarán a partir de una plancha de acero a 36; 4 serán de dimensiones de 76.2*720*150.

Una más será fabricada del mismo material, pero con una dimensión de: 76.2*1200*166.70

Todos los elementos de esta lista que están con negrita se fabricaran de una plancha de 75.2*1200*2400

5.1.8 Cilindro:

El cilindro se construirá con un cilindro hueco en acero a-36 de dimensiones:

Diámetro exterior: 650mm

Diámetro Interior: 430mm

Largo: 676.20 mm

5.1.9 Ángulos con perfil de L para los soportes de la mesa:

Estos se fabricarán a partir de un perfil comercial de dimensiones de 76.2mm*76.2mm*9.525mm. Como se necesitan 6 de estos perfiles con una longitud de un metro, se comprará un perfil de seis metros.

5.1.10 Pernos:

Se hará uso de 12 pernos Y 12 tuercas de dimensiones de 50,8mm de diámetro con un largo de 279.4 mm.

5.2 Costo de la bomba:

Como se ha seleccionado la bomba TVX-066 la cual tiene un costo de 840 dólares, que llevada a moneda nacional tiene un equivalente de 2 771.6 soles.

5.3 Costo de motor eléctrico:

Para nuestro diseño requerimos de un motor de 20 HP, por lo cual seleccionaremos:

Un motor eléctrico de 20 hp, 1800 rpm, trifásico, el cual presenta un precio de 2 680 soles.

5.4 Válvulas direccionales de palanca:

Se ha seleccionado Válvula de control direccional accionada por palanca hidráulica de montaje, CETOP Bosch Rexroth R900467936.

5.5 TABLA DE COSTOS PARA LA ELABORACIÓN DEL DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

	DESCRIPCIÓN	MARCA/SERIE	CANTIDAD	COSTO UNIDAD S/	COSTO TOTAL S/
ELÉCTRICO	Contactador de 25ª	schneider/LC1D18M7	3	189.66	568.98
	Contactador de 32A	schneider/LC1D32M7	1	373.87	373.87
	Guardamotor 24-32A	schneider/GV2ME32	1	648.42	648.42
	Pulsador NA	schneider/XB4BA31	1	49.90	49.90
	Pulsador NC	schneider/XB4BA42	1	49.90	49.90
	Paro de emergencia	schneider/XB4BT842	1	97.80	97.80
	Pilot de señalización verde	schneider/XB7EV03MP	1	25.00	25.00
	Pilot de señalización rojo	schneider/XB7EV04MP	1	25.00	25.00
	Interruptor	schneider/A9F74202	1	25.00	25.00
HIDRÁULICO	Piston	Fabricacion Propia	1	359.40	359.40
	Vastago	Fabricacion Propia	1	1760.32	1760.32
	Cilindro	Fabricacion propia	1	854.20	854.20
	Bomba hidráulica y motor	Eaton	1	5451.60	5451.60
	Valvula direccionales	Vickers	1	2335.93	2335.93
	Mangueras	Semperit	4	79.00	316.00
	Niples	Amersa	8	48.55	388.40
	Abrazaderas	Amersa	8	5.50	44.00
	Codo	Amersa	4	6.20	24.80
ESTRUCTURAL	Mesa	Tubisa S.A.C.	1	1971.96	1971.96
	Bocina de acople	Fabricacion propia	1	330.60	330.60
	Angulos con perfil de L	Aceros arequipa	1	343.74	343.74
	Pernos de dos pulgadas y sus tuercas	Fabricacion Propia	8	480.48	3843.84
	Tapa de fijacion (pedazo de plancha A-36)	Fabricacion Propia	1	380.00	380.00
	Pernos de 3 pulgadas y sus tuercas	Fabricacion Propia	4	800.32	3201.28
	Sobrecilindro	Fabricacion Propia	1	560.32	560.32
	Pedazos de plancha de 4 pulgadas	Fabricacion Propia	1	538.56	538.56
	Pistón	Fabricacion Propia	1	138.60	138.60
	Punzón	Fabricacion Propia	1	490.00	490.00
MANO DE OBRA	construcción de la prensa	-----	1	5000.00	5000.00
TOTAL =					30197.42

5.6 ANÁLISIS ECONÓMICO

Lo que se considerará es analizar los beneficios económicos que se obtendrán al fabricar e implementar en la empresa esta prensa hidráulica horizontal de 300 tm

TIEMPO DE RETORNO DE INVERSIÓN DE FABRICACIÓN DE LA PRENSA HIDRÁULICA 300 TM			
EN LOS 9 PRIMEROS MESES DEL AÑO (TEMPORADA ALTA)			
SERVICIOS REALIZADOS	MESES REALIZADOS	COSTOS S/	RECUPERACIÓN DE INVERSIÓN
MONTAJES PEQUEÑOS	10	150	
DESMONTAJES PEQUEÑOS		150	
MONTAJES MEDIANOS		400	
DESMONTAJES MEDIANOS		400	
MONTAJES GRANDES		1000	
DESMONTAJES		1000	
	10	S/ 3100	S/ 31000

TIEMPO DE RETORNO DE INVERSIÓN DE FABRICACIÓN DE LA PRENSA HIDRÁULICA 300 TM			
EN TEMPORADA BAJA			
SERVICIOS REALIZADOS	MESES REALIZADOS	COSTOS S/	RECUPERACIÓN DE INVERSIÓN S/
MONTAJES PEQUEÑOS	15	50	
DESMONTAJES PEQUEÑOS		50	
MONTAJES MEDIANOS		200	
DESMONTAJES MEDIANOS		200	
MONTAJES GRANDES		800	
DESMONTAJES		800	
	15	S/ 2100	S/ 31500

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

1. Se concluye que una prensa hidráulica horizontal, consta básicamente de dos circuitos, el circuito hidráulico y un circuito eléctrico.
2. Se le asigna los diferentes tipos de materiales y sus dimensiones para cada componente estructural, dependiendo de su función.
3. Se concluye que una prensa hidráulica horizontal, puede llegar a ser más versátil, para elementos metálicos de gran longitud.

6.2 RECOMENDACIONES

1. Se recomienda ampliar en los elementos empleados, con tecnología de vanguardia, al momento en el que fuese plasmado el diseño a la realidad.
2. Se recomienda que un uso que se le pudiese dar opcional a la prensa como parte de la cultura ecológica, sería el de comprimido de materiales de reciclaje para disminuir grandes volúmenes de elementos como el plástico, entre otros.
3. Se sugiere ampliar el diseño con respecto a los diferentes accesorios que se pudiesen necesitar para los múltiples elementos que se puedan desmontar en la prensa hidráulica.
4. Se sugiere darle un mantenimiento preventivo periódicamente, con el fin de aumentar la vida útil de la maquina.

8.- REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Felipe Díaz del Castillo Rodríguez, Diseño de elementos de máquina, cuautitlán izcalli (México-2011)
- C. McCormac y Stephen F. Csernak , Diseño de estructuras de acero, quinta edición (spanish edition) 2011.
- Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en ingeniería mecánica Shigley, méxico, Octava edición
- Libardo Vicente Vanegas Useche, Diseño de elementos de máquinas, Colombia, Editorial utp
- José Roldán Vilorio, Prontuario de hidráulica industrial, España, Editorial Paraninfo.

9.-ANEXOS

ANEXO A
ELEMENTOS ESTRUCTURALES

TABLA DE CARACTERÍSTICAS DE PLANCHA DE ACERO A-36, TOMADO
DEL CATÁLOGO DE TUBISA S.A.C.



Vigas - Planchas - Tubos - Angulos - Canales - Válvulas - Fittings

PLANCHAS DE ACERO ESTRUCTURAL LAMINADAS EN CALIENTE ASTM A 36/A 36M

Dimensiones y Pesos Teóricos

SISTEMA METRICO			SISTEMA INGLES, REFERENCIAL			PESOS TEORICOS			AREA DE PLANCHA	
Espesor mm	Ancho mm	Largo mm	Espesor	Ancho pie	Largo pie	kg/plancha	kg/m ²	kg/pie ²	m ²	pie ²
5.9	1200	2400	1/4"	4	8	133.39	46.32	4.30	2.88	31.0
6.0	1200	2400	1/4"	4	8	135.65	47.10	4.38	2.88	31.0
6.4	1200	2400	1/4"	4	8	144.69	50.24	4.67	2.88	31.0
7.9	1200	2400	5/16"	4	8	178.60	62.02	5.76	2.88	31.0
8.0	1200	2400	5/16"	4	8	180.86	62.80	5.83	2.88	31.0
9.0	1200	2400	3/8"	4	8	203.47	70.65	6.56	2.88	31.0
9.5	1200	2400	3/8"	4	8	214.78	74.58	6.93	2.88	31.0
12.0	1200	2400	1/2"	4	8	271.30	94.20	8.75	2.88	31.0
12.5	1200	2400	1/2"	4	8	282.60	98.13	9.12	2.88	31.0
12.7	1200	2400	1/2"	4	8	287.12	99.70	9.26	2.88	31.0
16.0	1200	2400	5/8"	4	8	361.73	125.60	11.67	2.88	31.0
19.0	1200	2400	3/4"	4	8	429.55	149.15	13.86	2.88	31.0
22.0	1200	2400	7/8"	4	8	497.38	172.70	16.04	2.88	31.0
25.0	1200	2400	1"	4	8	565.20	196.25	18.23	2.88	31.0
32.0	1200	2400	1 1/4"	4	8	723.46	251.20	23.34	2.88	31.0
38.0	1200	2400	1 1/2"	4	8	859.10	298.30	27.71	2.88	31.0
50.0	1200	2400	2"	4	8	1130.40	392.50	36.46	2.88	31.0
65.0	1200	2400	2 1/2"	4	8	1469.52	510.25	47.40	2.88	31.0
75.0	1200	2400	3"	4	8	1695.60	588.75	54.70	2.88	31.0
100.0	1200	2400	4"	4	8	2260.80	785.00	72.93	2.88	31.0

Tolerancias de Acuerdo al JIS G 3193

FORMATOS EN LOS QUE SE PRODUCE ACERO COMERCIAL SAE 1045,

CATÁLOGO DE KUPFER

	CONSTRUCCIÓN MECÁNICA	FICHA TÉCNICA
	SAE 1045	Versión 00 Gr.art. A06

FORMATOS

[mm]	[plg]
12,7	1/2
15,9	5/8
19,1	3/4
22,2	7/8
25,4	1
28,6	1 1/8
31,8	1 1/4
38,1	1 1/2
44,5	1 3/4
50,8	2
52,4	2
57,2	2 1/4
63,5	2 1/2
69,9	2 3/4
70	2 3/4
76,2	3
80	3 1/7
85	3 1/3
90	3 1/2
95	3 3/4
101,6	4
105	4 1/7
110	4 1/3
115	4 1/2
120	4 5/7
130	5 1/8
140	5 1/2
150	6
155	6 1/9
165	6 1/2

[mm]	[plg]
170	6 2/3
180	7
190	7 1/2
203,2	8
210	8 1/4
215,9	8 1/2
220	8 2/3
228,6	9
230	9
240	9 4/9
255	10
260	10 1/4
280	11
300	11 4/5
305	12
320	12 3/5
330	13
360	14 1/6
380	15
400	15 3/4
410	16 1/7
430	17
460	18 1/9
480	18 8/9
510	20
560	22
600	23 5/8
650	25 3/5
700	27 5/9

FICHA DESCRIPTIVA DE ÁNGULOS DE ACERO A-36, CATÁLOGO DE ACEROS AREQUIPA

Angulos Estructurales

CALIDAD: ASTM A36

DENOMINACIÓN:

L A36.

DESCRIPCIÓN:

Producto de acero laminado en caliente cuya sección transversal está formada por dos alas de igual longitud, en ángulo recto.

USOS:

En la fabricación de estructuras de acero para plantas industriales, almacenes, techados de grandes luces, industrial naval, carrocerías, torres de transmisión. También se utiliza para la fabricación de puertas, ventanas, rejas, etc.

NORMAS TÉCNICAS:

- Sistema Inglés:- Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M
- Tolerancias Dimensionales: ASTM A6 / A6M
- Sistema Métrico:- Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M
- Tolerancias Dimensionales: ISO 657 / V

PRESENTACIÓN:

Se produce en longitudes de 6 metros. Se suministra en paquetones de 2 TM, los cuales están formados por paquetes de 1 TM c/u.

PROPIEDADES MECÁNICAS:

- Límite de Fluencia mínimo = 2,530 Kg/cm².
- Resistencia a la Tracción = 4,080 - 5,620 Kg/cm² (*).
- Alargamiento en 200 mm = 15,0% mínimo.
- 2,0 mm, 2,5 mm, 3,0 mm, 1/8", 3/32", = 17,0% mínimo.
- 4,5 mm y 3/16" = 17,5% mínimo.
- 6,0 mm = 20,0% mínimo.
- 1/4" = 20,0% mínimo.
- 5/16", 3/8" y 1/2"

(*) Para los espesores de 2,0 mm a 2,5 mm, la resistencia a la tracción mínima es de 3,500 kg/cm².

- Soldabilidad = Buena.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES:

SISTEMA INGLÉS

DIMENSIONES (pulg)	PESO NOMINAL		
	Lb/pla	Kg/m	Kg/6m
1 1/2 x 1 1/2 x 3/32	0.929	1.382	8.292
1 1/2 x 1 1/2 x 1/8	1.230	1.830	10.983
1 1/2 x 1 1/2 x 3/16	1.800	2.679	16.072
1 1/2 x 1 1/2 x 1/4	2.340	3.482	20.894
2 x 2 x 1/8	1.650	2.455	14.733
2 x 2 x 3/16	2.440	3.631	21.787
2 x 2 x 1/4	3.190	4.747	28.483
2 x 2 x 5/16	3.920	5.834	35.002
2 x 2 x 3/8	4.700	6.994	41.966
2 1/2 x 2 1/2 x 3/16	3.070	4.569	27.412
2 1/2 x 2 1/2 x 1/4	4.100	6.101	36.609
2 1/2 x 2 1/2 x 5/16	5.000	7.441	44.645
2 1/2 x 2 1/2 x 3/8	5.900	8.780	52.681
3 x 3 x 1/4	4.900	7.292	43.752
3 x 3 x 5/16	6.100	9.078	54.467
3 x 3 x 3/8	7.200	10.715	64.289

SISTEMA MÉTRICO

DIMENSIONES (mm)	PESO ESTIMADO	
	Kg/m	Kg/6m
20 x 20 x 2.0	0.597	3.582
20 x 20 x 2.5	0.736	4.416
20 x 20 x 3.0	0.871	5.226
25 x 25 x 2.0	0.754	4.524
25 x 25 x 2.5	0.932	5.592
25 x 25 x 3.0	1.107	6.642
25 x 25 x 4.5	1.607	9.642
25 x 25 x 5.0	1.766	10.596
25 x 25 x 6.0	2.072	12.432
30 x 30 x 2.0	0.911	5.466
30 x 30 x 2.5	1.128	6.768
30 x 30 x 3.0	1.342	8.052
30 x 30 x 4.5	1.961	11.766
30 x 30 x 5.5	2.353	14.118
30 x 30 x 6.0	2.543	15.258
38 x 38 x 2.0	1.162	6.972

Los productos a partir de 1 1/2" se fabrican bajo la Norma Técnica ASTM A36/A572- G50

COMPOSICIÓN QUÍMICA EN CUCHARA (%):

NORMA	%C máx	%Si máx	%P máx	%S máx
ASTM A36/A36M	0.26	0.40	0.04	0.05

TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y DE FORMA:

Sistema Inglés

NORMA TÉCNICA	DIMENS. NOMINAL	LONG. DE ALA (L-mm)	DIFER. ENTRE ALAS (ΔL-mm) ⁽¹⁾	ESPESOR (e-mm)			DESV. MÁX. DE RECTITUD (f-mm/m)	LONG. (L-mm)
				e≤3/16"	3/16"<e≤3/8"	e>3/8"		
ASTM A6/A6M	1 1/4, 1 1/2"	±1.19	1.78	±0.25	±0.25	±0.30	4.16	+50
	1 3/4 y 2"	±1.58	1.90	±0.30	±0.38	±0.38		+0
	2 1/2"	±1.58	1.90	±0.30	±0.38	±0.38		
	3"	+3.17 -2.38	2.77	(2)	(2)	(2)	2.08	

(1) La máxima diferencia entre alas 75%, 60% y 50% de la tolerancia total de longitud de alas, respectivamente según la dimensión del ángulo. Fuera de Escuadra entre Alas: máximo permitido +/- 1.5".

(2) El peso métrico no deberá variar más de +3.0%/-2.5% del peso nominal.

SISTEMA MÉTRICO

CARACTERÍSTICA DE CALIDAD	LONGITUD DE ALA(L) L hasta 50 mm inclusive	ESPESOR DE ALA(e) L hasta 50 mm inclusive	DIFERENCIA ENTRE ALAS(ΔL) L hasta 50 mm inclusive	LONGITUD DE BARRA(L) L hasta 12 m inclusive	DESVIACIÓN MÁXIMA DE RECTITUD (f) (°)	FUERA DE ESCUADRA(f) L hasta 50 mm inclusive
NORMA TÉCNICA ISO 657/V	+/- 1.00 mm	+/- 0.50 mm	1.5 mm	0 / + 50 mm	4.0 mm/m máx.	1 mm máx.

(*) No incluye puntas dobladas.

FICHA DESCRIPTIVA DEL ACERO DE CROMO MOLIBDENO SCM 440
(42CRMO4), CATÁLOGO DE GOLDEN ASIA INDUSTRIAL CO, LTD.



Tolerancia exterior: f8

Rugosidad superficial: Ra0.2 μm ~ Ra0.4 μm

Espesor cromo: 20 Micras $\pm 10\%$

Dureza de la superficie: HV 850 (Mínimo) up

Rectitud: 0.15-0.25/1000mm

Longitud estándar: 3M - 6M

Medida estándar: 10 Φ ~ 200 Φ

Calidad acero: JIS G4105(SCM440), SAE4140, DIN17204

CUADRO COMPARATIVO DE GRADOS DE DUREZA

SAE: Society of Automotive Engineers			
NUMERO DE GRADO	MATERIAL	CARGA DE PRUEBA (KPSI)	ESFUERZO DE RUPTURA (KPSI)
2	ACERO DE BAJO CARBONO O ACERO AL CARBONO	55 - 33	74 - 60
5	ACERO AL CARBONO TEMPLADO Y REVENIDO	85 - 74	120 - 105
8	ACERO AL CARBON, ALEADO TEMPLADO Y REVENIDO	120	150

ASTM : AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS			
A - 307	ACERO DE BAJO CARBONO O ACERO AL CARBONO	55 - 35	74 - 60
A - 325	ACERO AL CARBONO TEMPLADO Y REVENIDO	85 - 74	120 - 105
A - 354	ACERO ALEADO, TEMPLADO Y REVENIDO	120	150
A - 490	ACERO ALEADO, TEMPLADO Y REVENIDO		

DIN : DEUTSCHES INSTITUT FUR NORMUNG			
8.8	ACERO AL CARBONO TEMPLADO Y REVENIDO	85 - 74	120 - 105
10,9	ACERO AL CARBONO ALEADO, TEMPLADO Y REVENIDO	120	150

Nota: PSI = libra x pulgada cuadrada. (En miles)

Ej: 55= 55000 psi ; 120= 120000 psi.

ANEXO B

CIRCUITO HIDRÁULICO Y SUS ELEMENTOS

Bombas a pistones, presión alta, circuito cerrado

Series 2

MODELO	CILINDRADA MÁXIMA cm³/r	VELOCIDAD MÁX. rpm	PRESIÓN CONTINUA bar
54	54.5	4510	430
64	63.8	4165	430
75	75.4	4165	430
89	89.1	3720	430
105	105.0	3720	430



Series 3

MODELO	CILINDRADA MÁXIMA cm³/r	VELOCIDAD MÁX. rpm	PRESIÓN CONTINUA bar
33	54.3	4510	415
39	63.8	4160	415
46	75.4	4160	415
54	89.1	3720	415
64	105.0	3720	415
76	124.8	2775	415



Series Hydrokraft TVX

MODELO	CILINDRADA MÁXIMA cm³/r	CAUDAL MÁX. VELOCIDAD l/min	VELOCIDAD MÁX. rpm	PRESIÓN CONTINUA bar	PRESIÓN MÁXIMA bar
TVX-066	66	118	1800	350	420
TVX-090	90	162	1800	350	420
TVX-130	130	234	1800	350	420
TVX-180	180	324	1800	350	420
TVX-250	250	450	1800	350	420



** Consultar a nuestro departamento técnico por velocidades superiores.

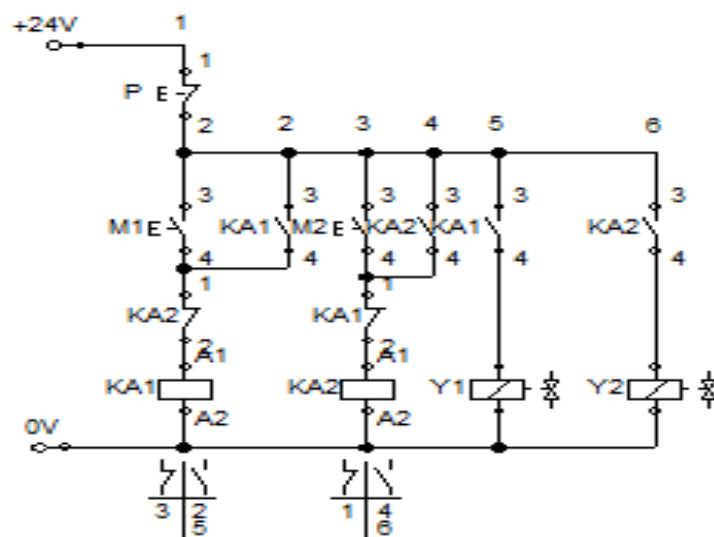
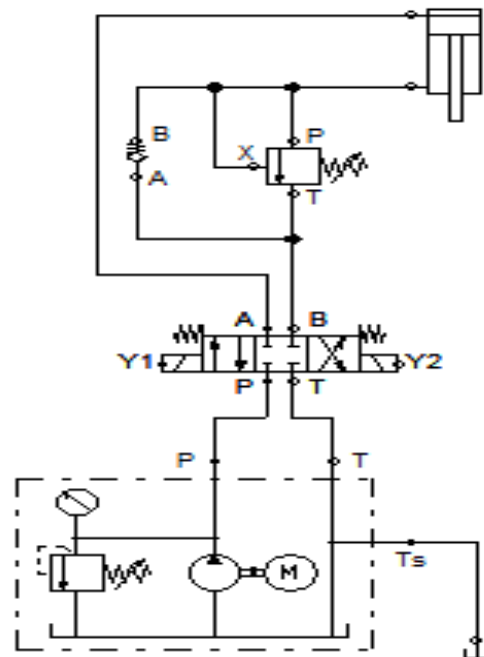
Series Hydrokraft TVW

MODELO	CILINDRADA MÁXIMA cm³/r	CAUDAL MÁX. VELOCIDAD** l/min	VELOCIDAD MÁX.** rpm	PRESIÓN CONTINUA bar	PRESIÓN MÁXIMA bar
TVW-130	130	234	1800	350	420
TVW-180	180	324	1800	350	420
TVW-250	250	450	1800	350	420
TVW-360	360	648	1800	350	420
TVW-500	500	900	1800	350	420
TVW-750	750	1125	1500***	350	420



** Consultar a nuestro departamento técnico por velocidades superiores.

DIAGRAMA HIDRÁULICO – DISEÑADO EN FLUIDSIM



ANEXO C

**FOTOGRAFÍAS ACTUALES DE LA PRENSA VERTICAL QUE TIENE
LA EMPRESA**

**FOTOGRAFÍAS DE MANTENIMIENTO CORRECTIVO DE LAS PIEZAS
QUE LLEGAN A LA EMPRESA PARA REALIZAR EL MONTAJE Y
DESMONTAJE**

**PRENSA HIDRÁULICA VERTICAL CON LA QUE SE CUENTA
ACTUALMENTE EN EL TALLER “METAL MECÁNICA INDUSTRIAL”**



**AGUJERO QUE SE REALIZÓ PARA AUMENTAR EL ESPACIO DE TRABAJO
DE LA PRENSA HIDRÁULICA VERTICAL**



DESMONTAJE DE UN ACOUPLE UTILIZANDO UN GATO HIDRÁULICO.



CHANCADORA DE PIEDRA DE MANDÍBULA CON ALOJAMIENTOS PARA RODAMIENTOS DESGASTADOS, FUE NECESARIO DESMONTAR LOS RODAMIENTOS



**TRATAMIENTO TÉRMICO A ELEMENTO MECÁNICO PARA TRATAR DE
DILATAR EL AGUJERO Y FACILITAR EL DESMONTAJE.**



ANEXO D

PRENSAS HORIZONTALES Y SUS PRECIOS DE VENTA

PRENSA HIDRÁULICA DE 100 TONELADAS (\$50 000.00)



Prensa hidráulica horizontal sin marca 100 ton usada

Ubicación: Colta - Chimborazo

Fecha de publicación: 28 Marzo

 FAVORITO

 DENUNCIAR

 EDITAR / ELIMINAR

DATOS TÉCNICOS

SIN MARCA

Folio: AL11177

Prensa Hidráulica Horizontal

Capacidad: 100 Ton

Motor: 15HP

Voltaje Actual: 440 con conversión a 220

Espacio de 1 Metro

Recorrido del pistón: 80cm.

Peso de la maquina: 2,270 Kg

Dimensiones de la maquina: 3.65m x 91cm x 1.89m

Grado de funcionamiento: 8



PRENSA HIDRÁULICA DE 200 TONELADAS (\$70 000.00)

Ubicación detectada: **Chiclayo (PE)** [\(Cambiar\)](#)



Prensas horizontales
200 ton approx Horizontal Press. With Hydraulic Tank

Leicestershire, Reino Unido 
Ubicación del distribuidor

1000 km 

 foto para
funcionar suadit

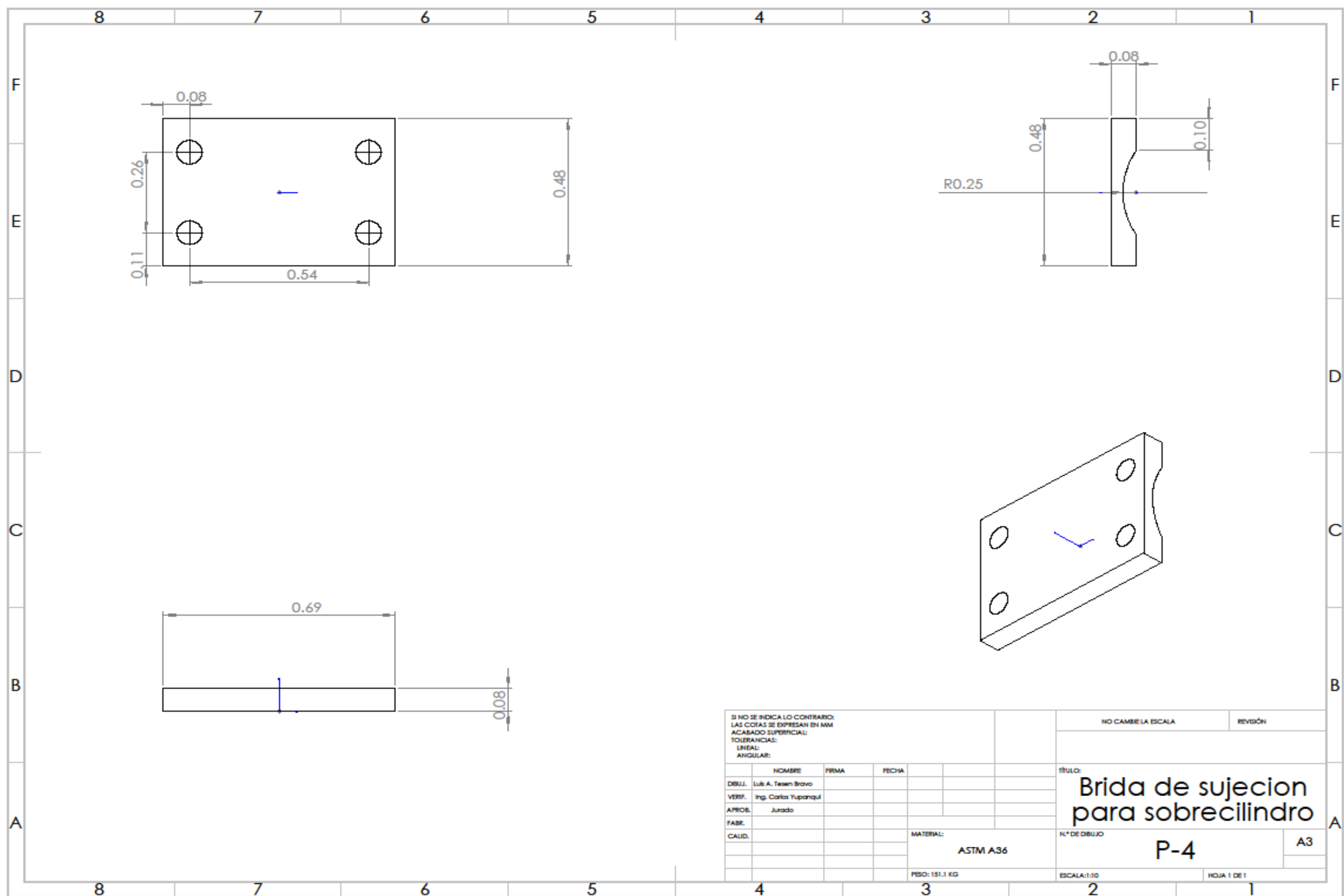
[Solicitar precio](#)

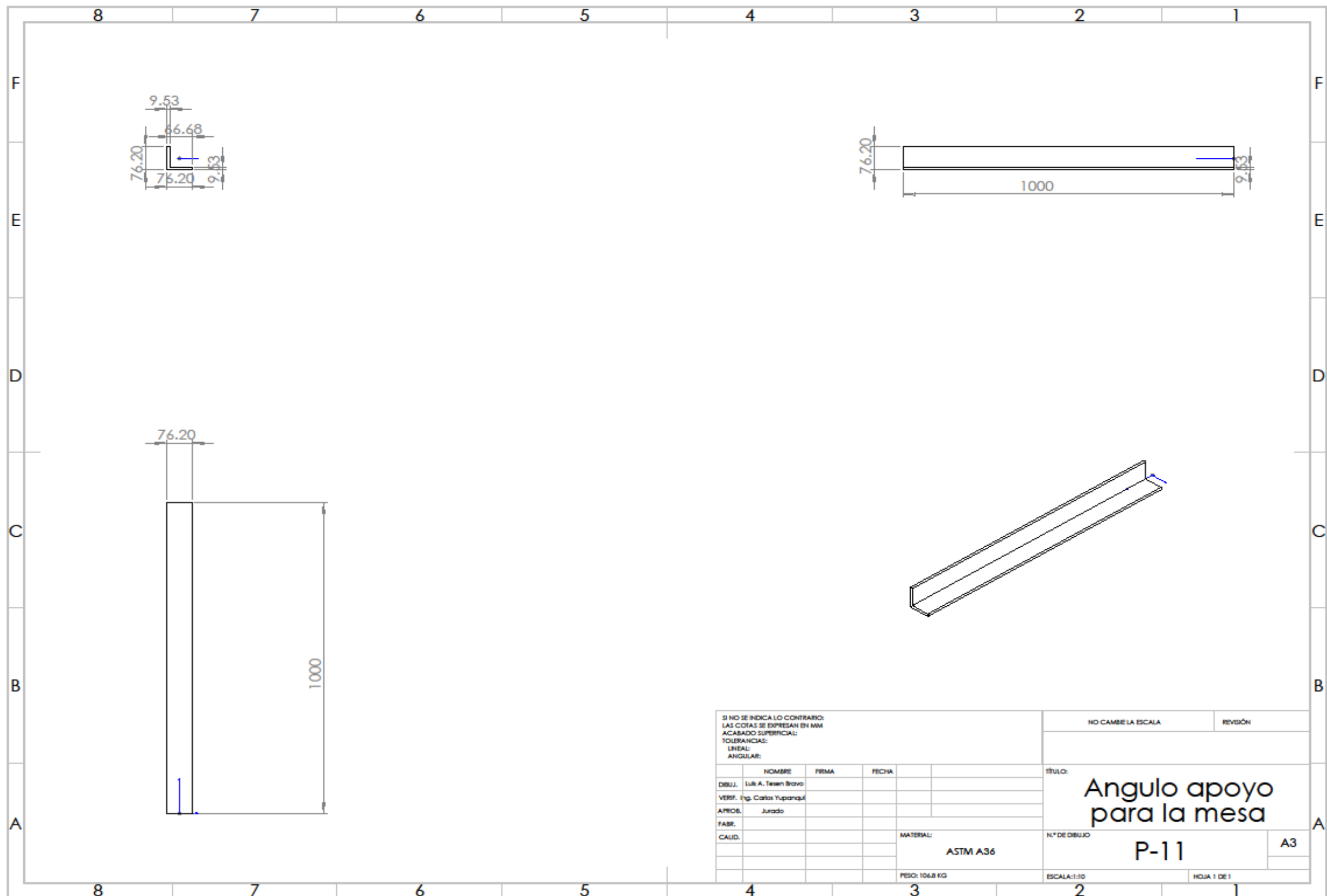
Capacidad 200 toneladas aprox Centros de flexión 120mm Min, 1200mm Max Carrera de carrero 170mm Longitud 3300mm Ancho 1600mm Altura 1200mm G7wfp [más](#)



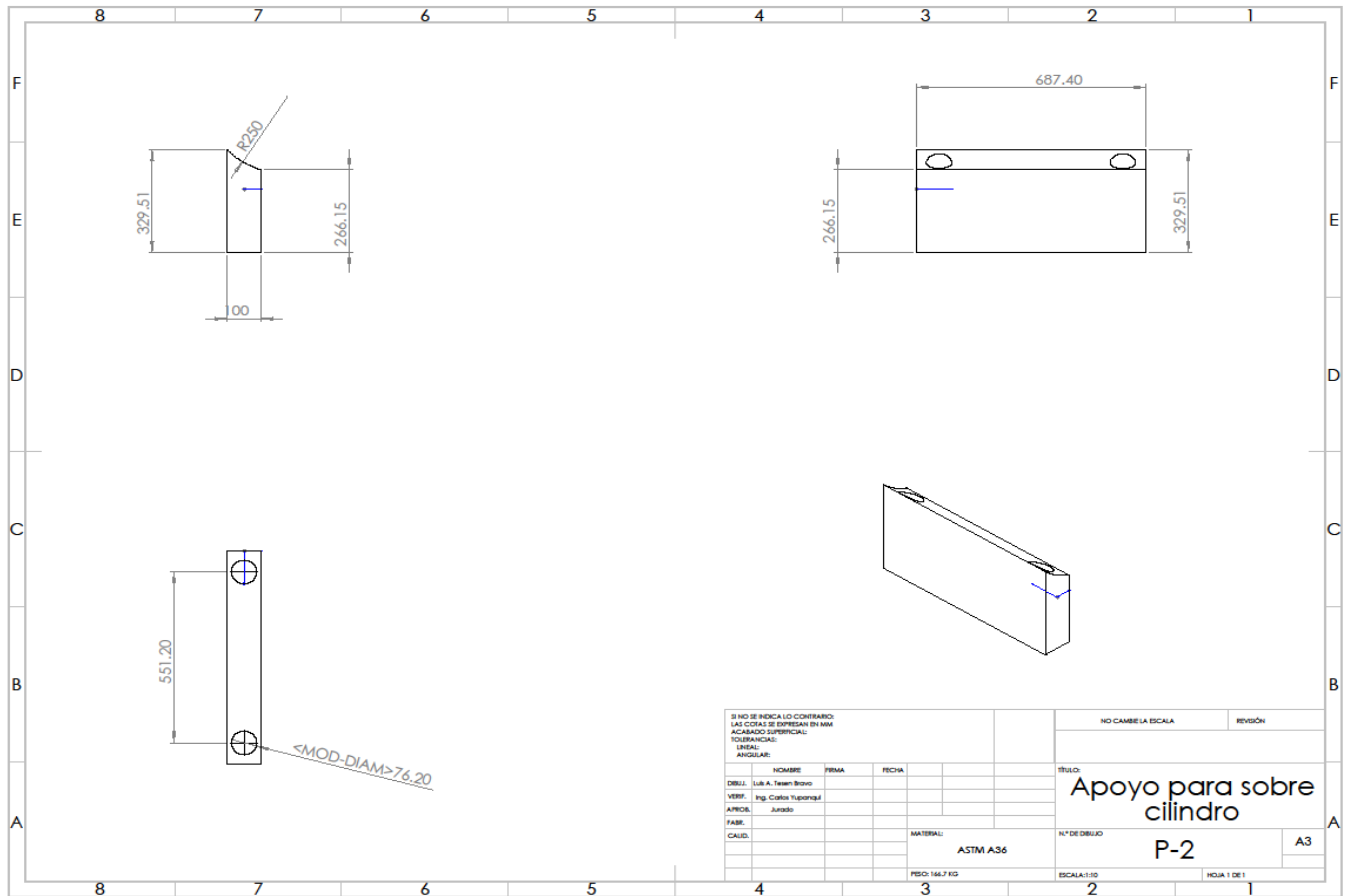
ANEXO E

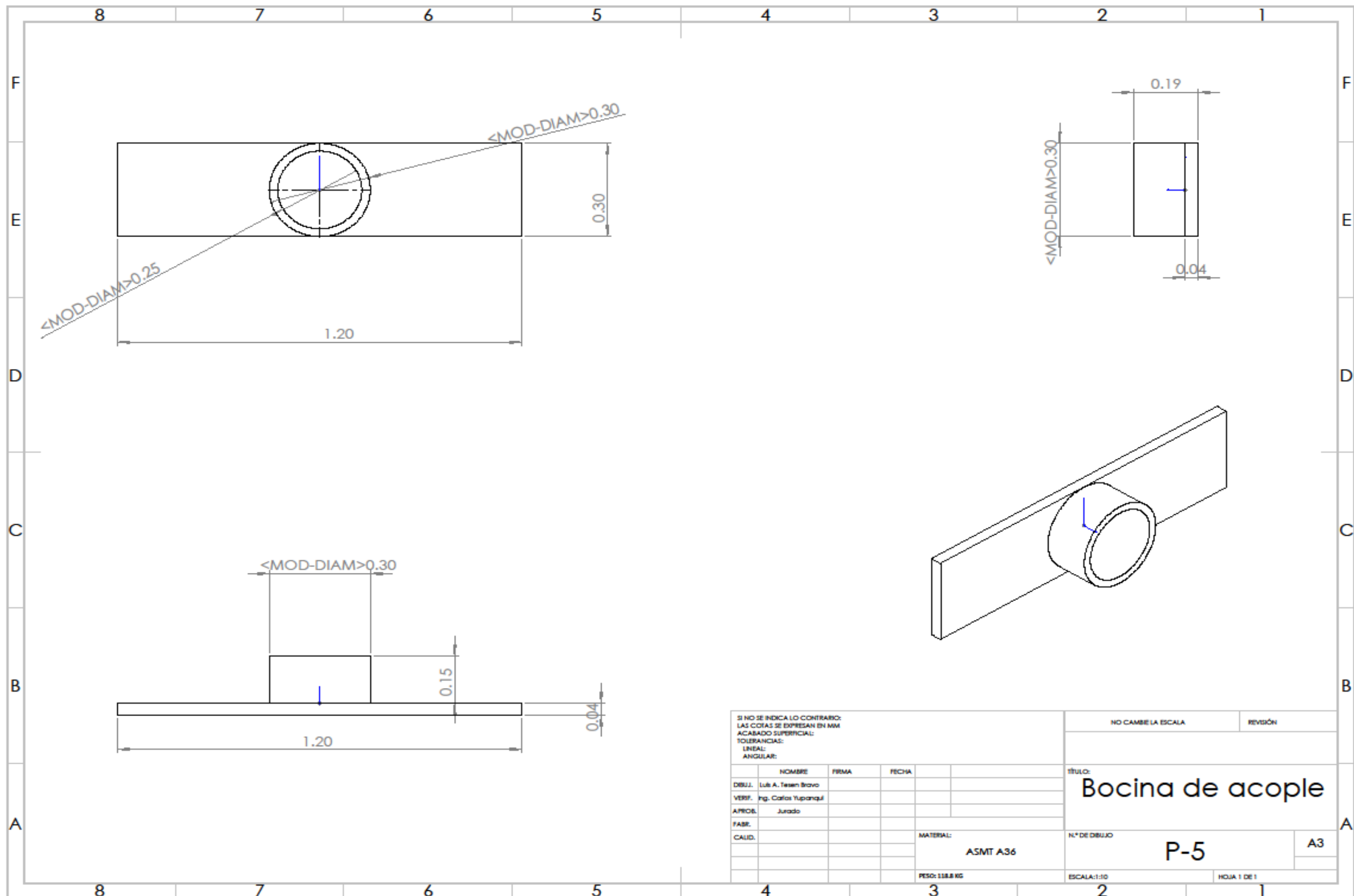
**PLANOS DE DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA HORIZONTAL DE
300 TM**

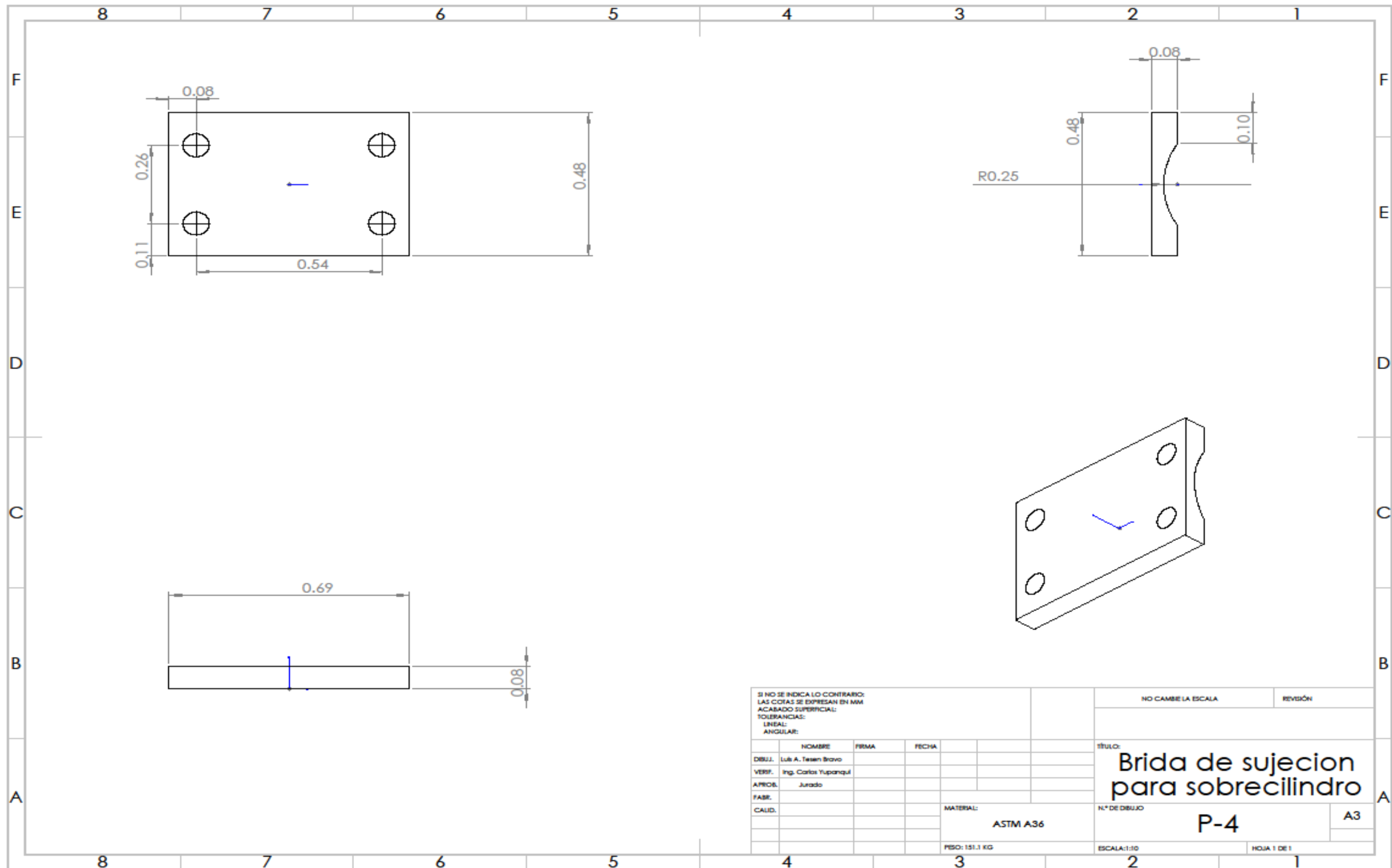


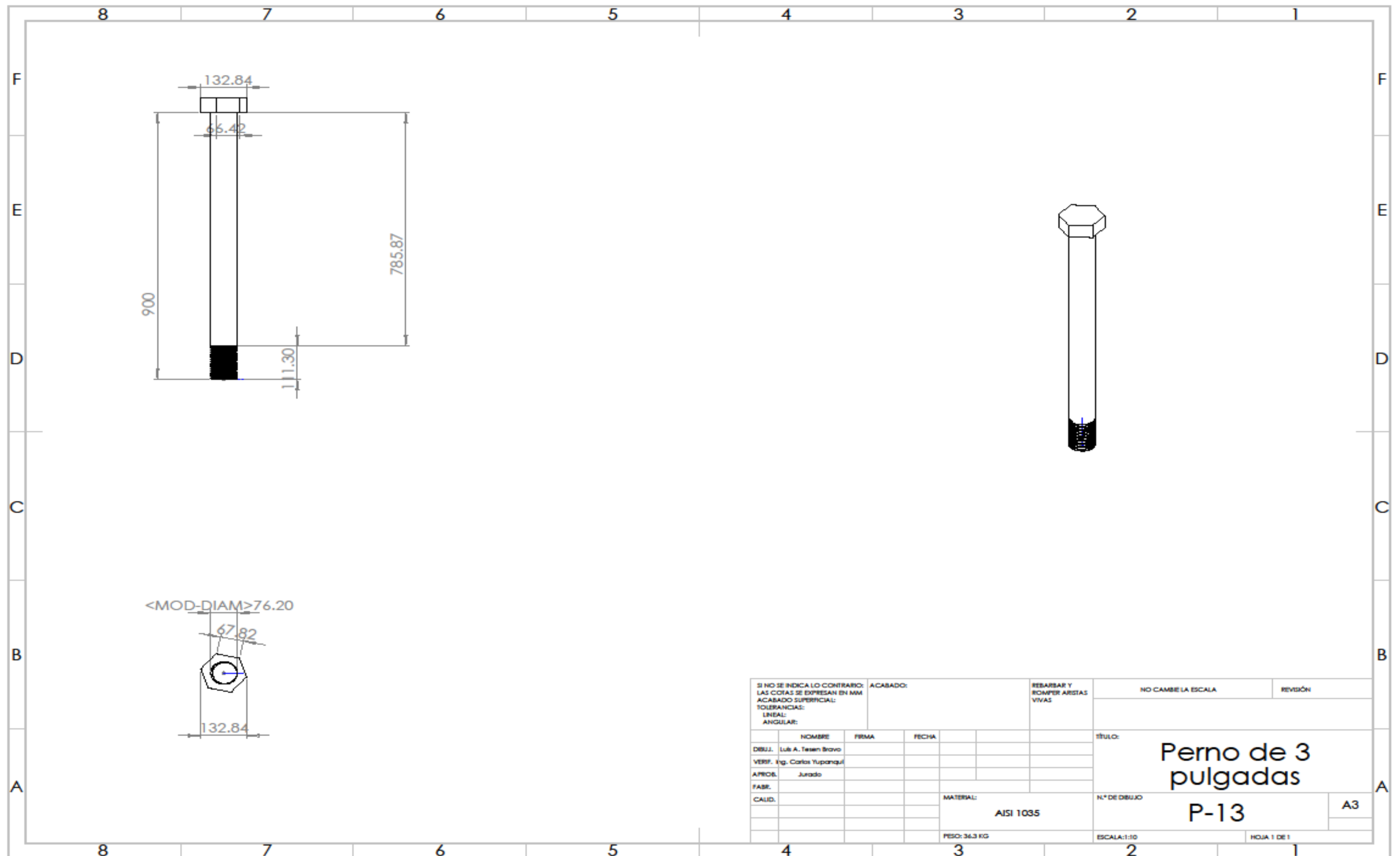


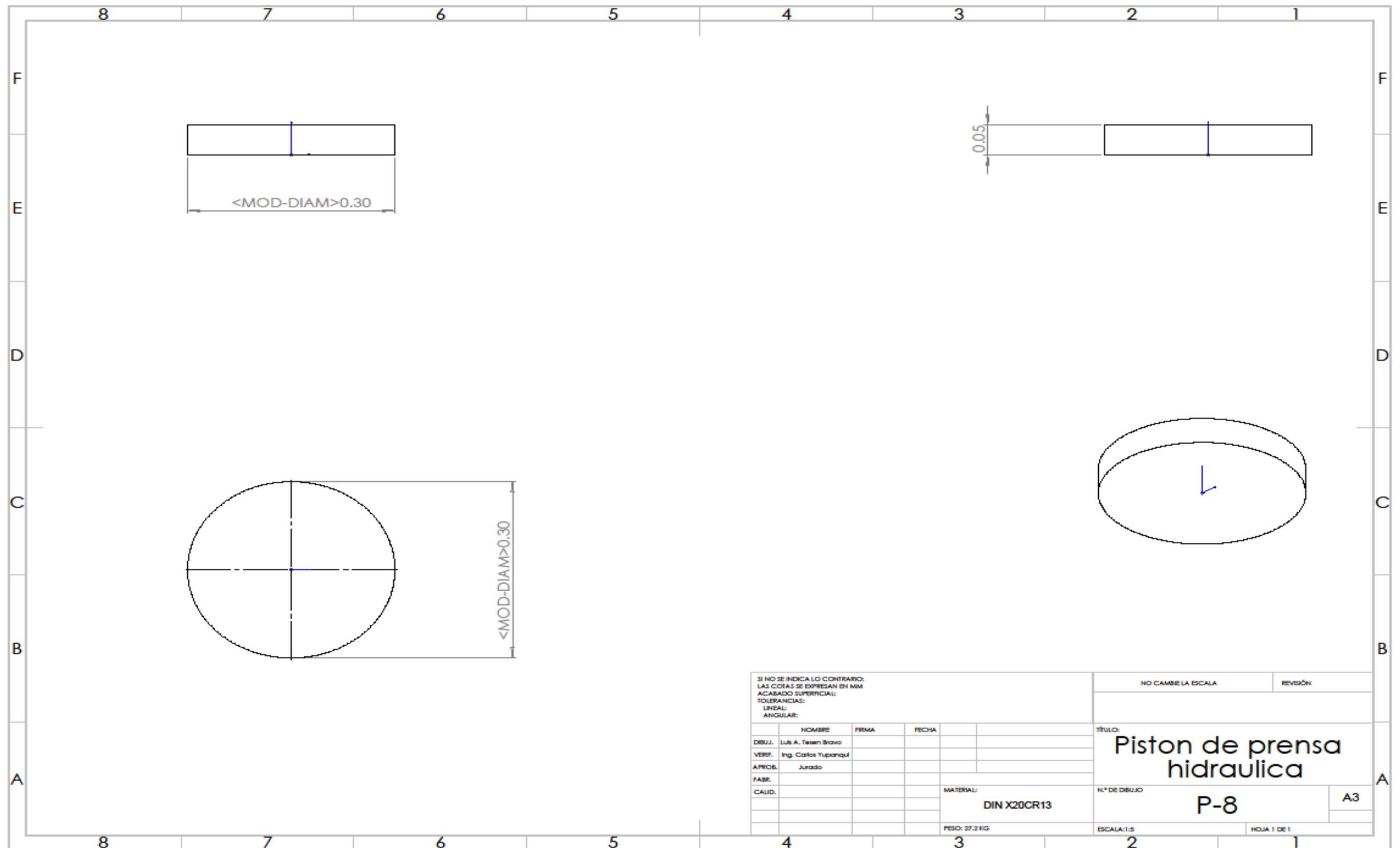
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:					NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
					TÍTULO: <div>Angulo apoyo para la mesa</div>				
MATERIAL:					N.º DE DIBUJO				
ASTM A36					P-11				
PESO: 106.8 KG					ESCALA: 1:10		HOJA 1 DE 1		

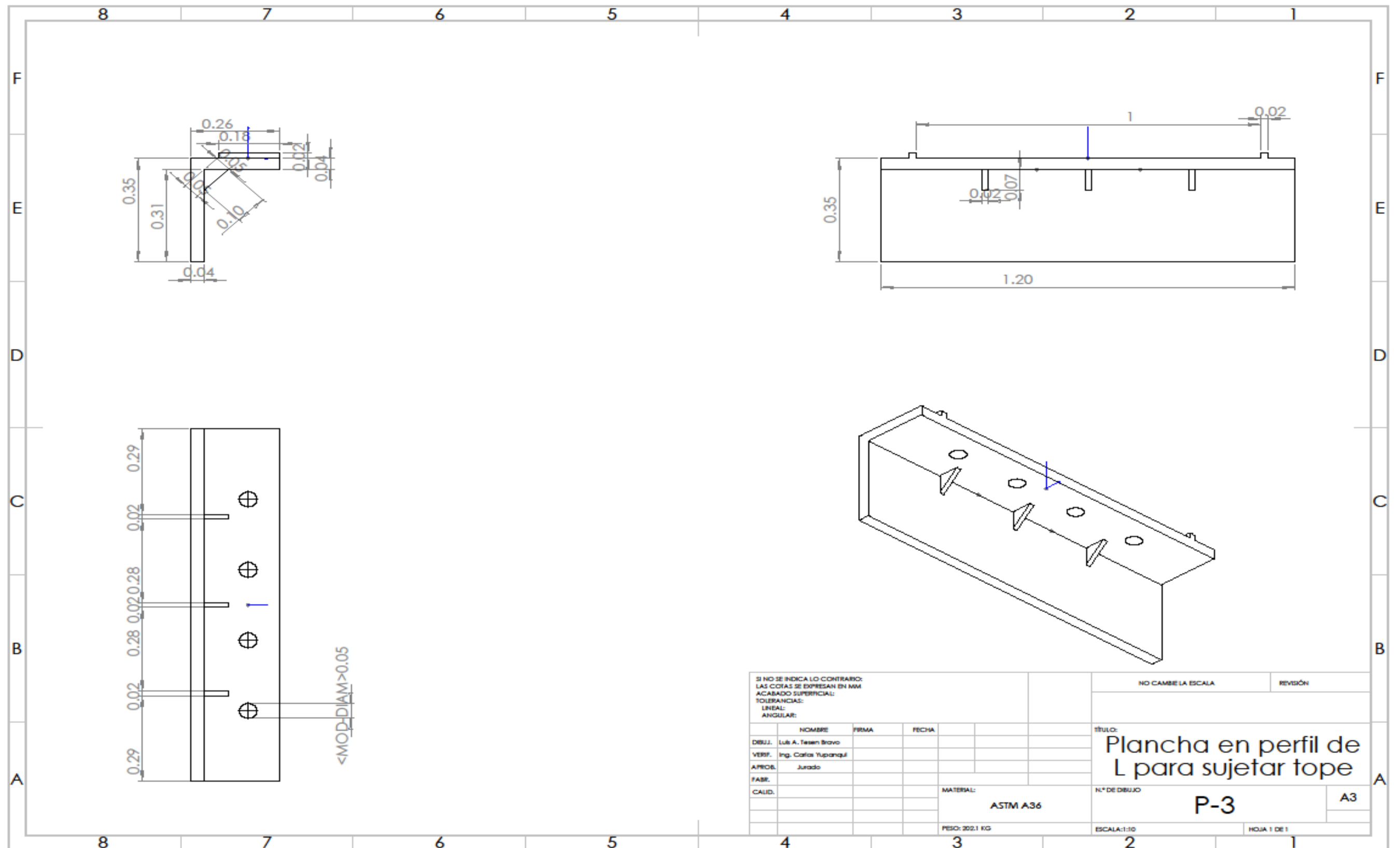


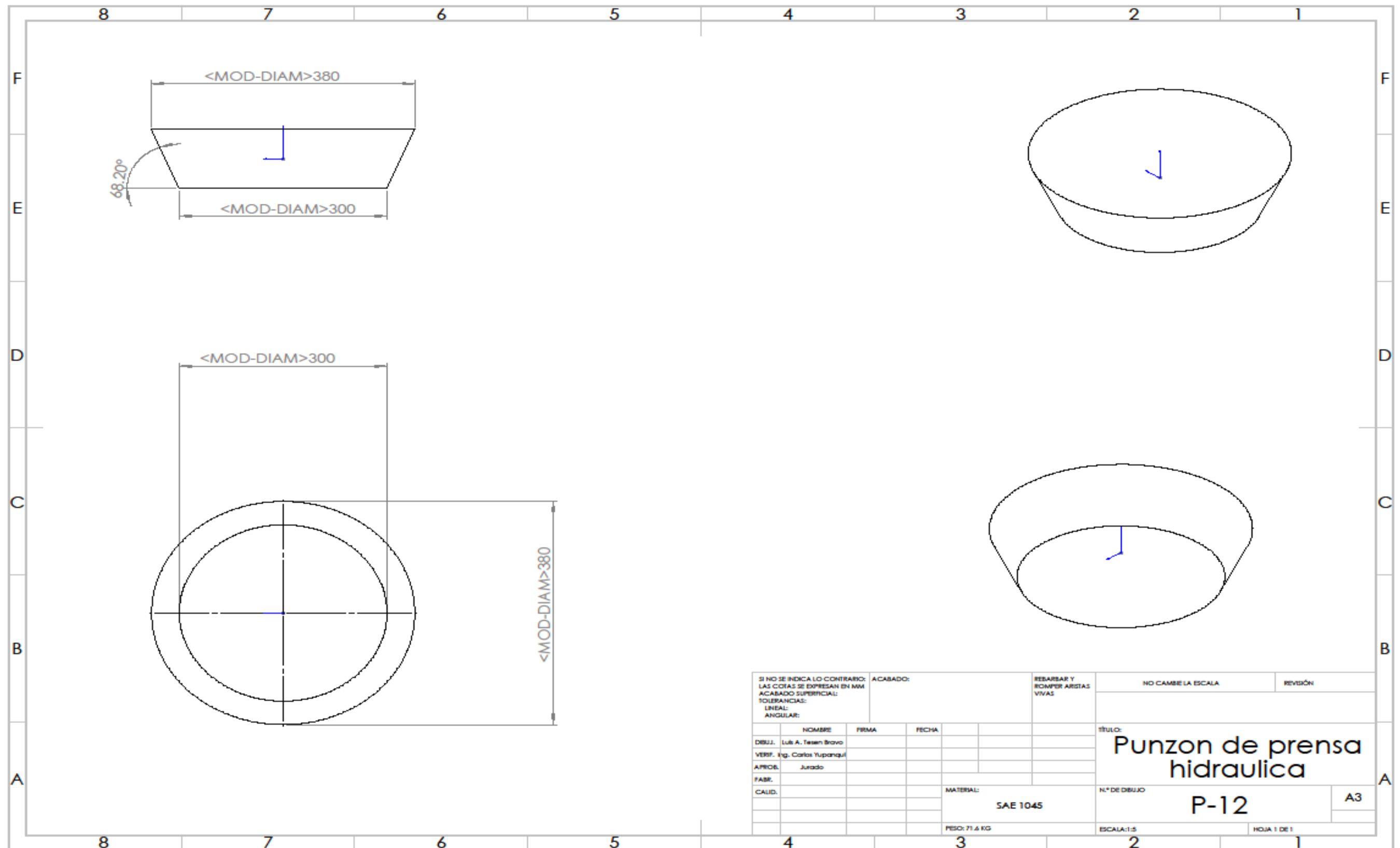


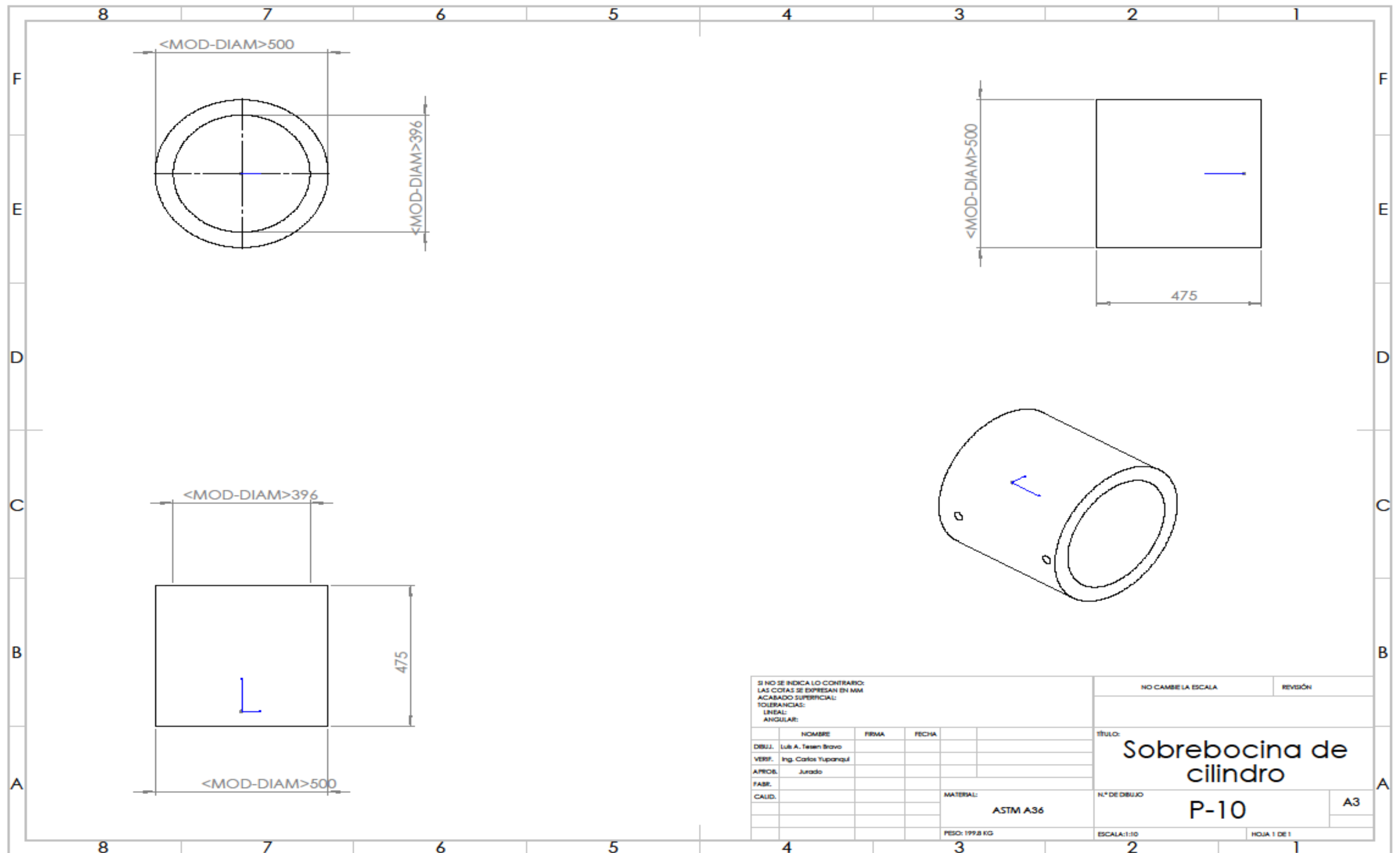


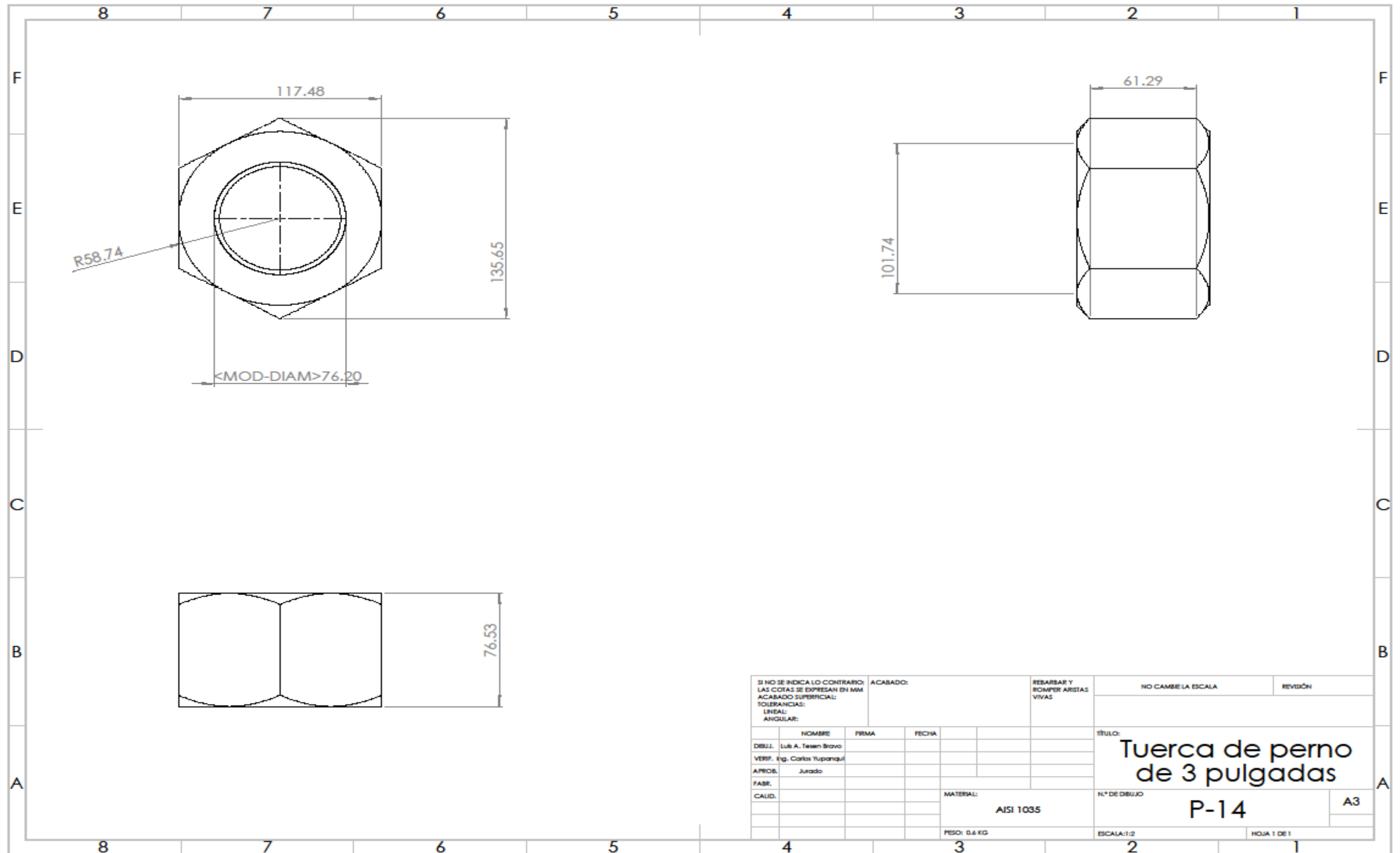


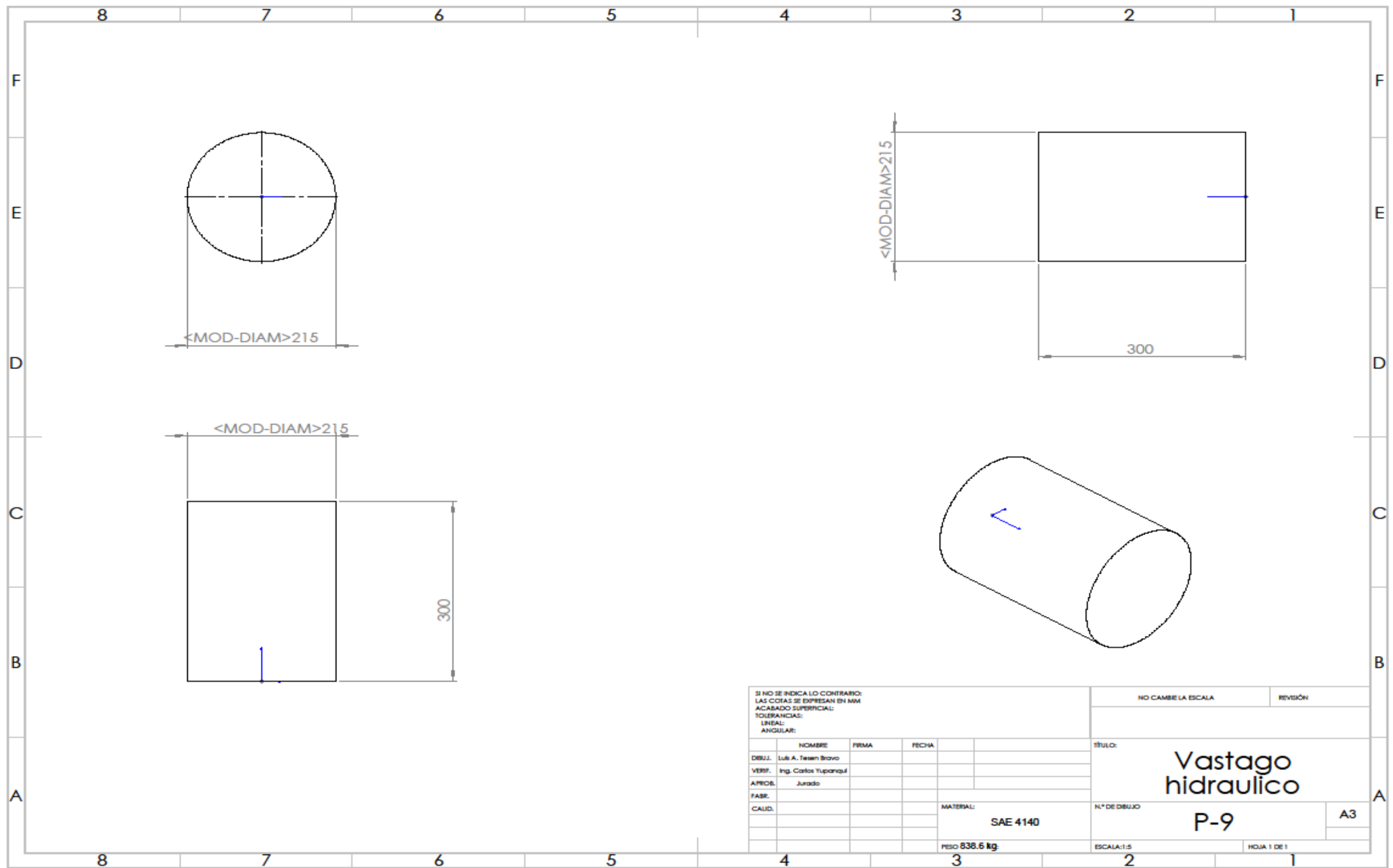


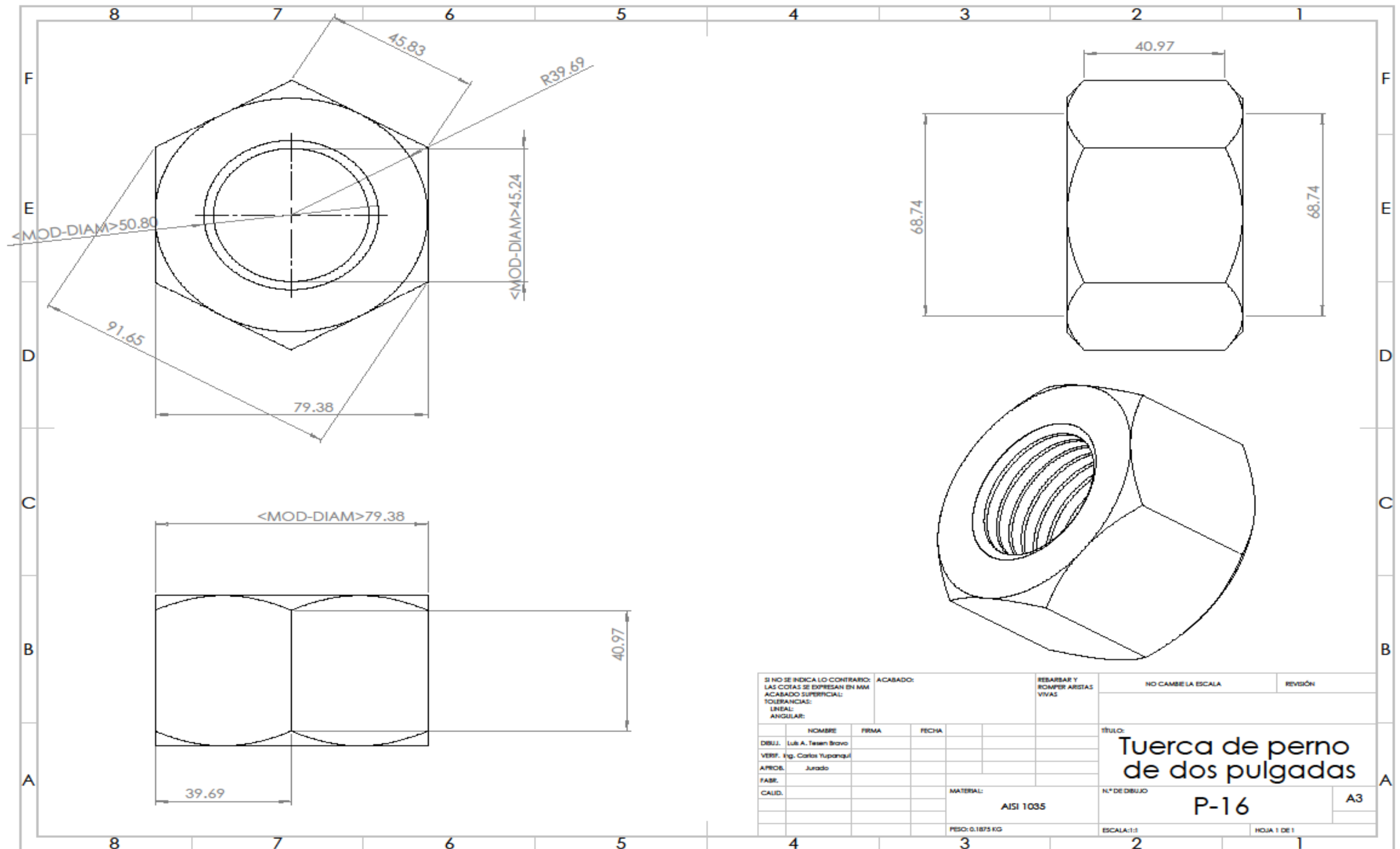


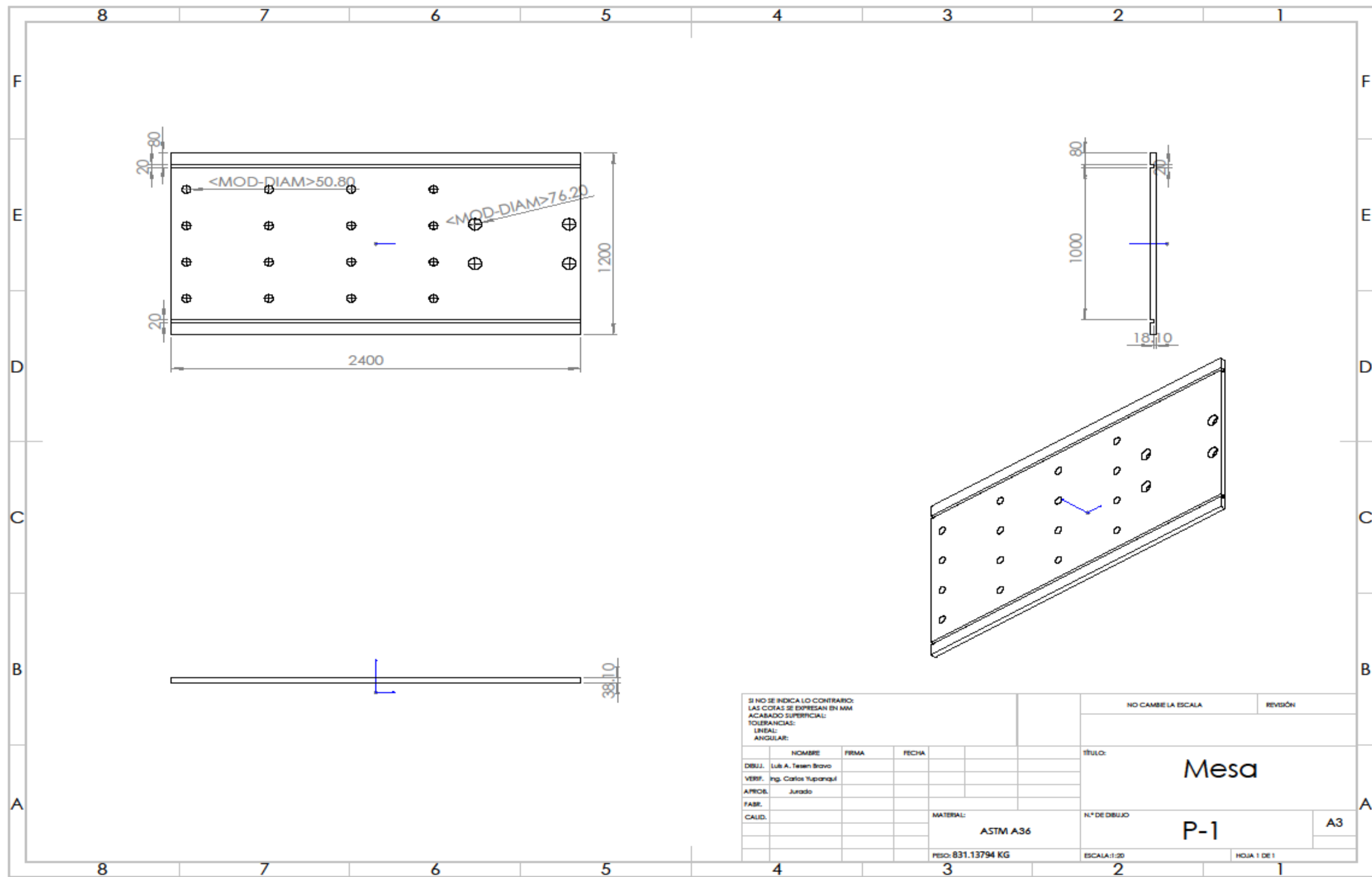


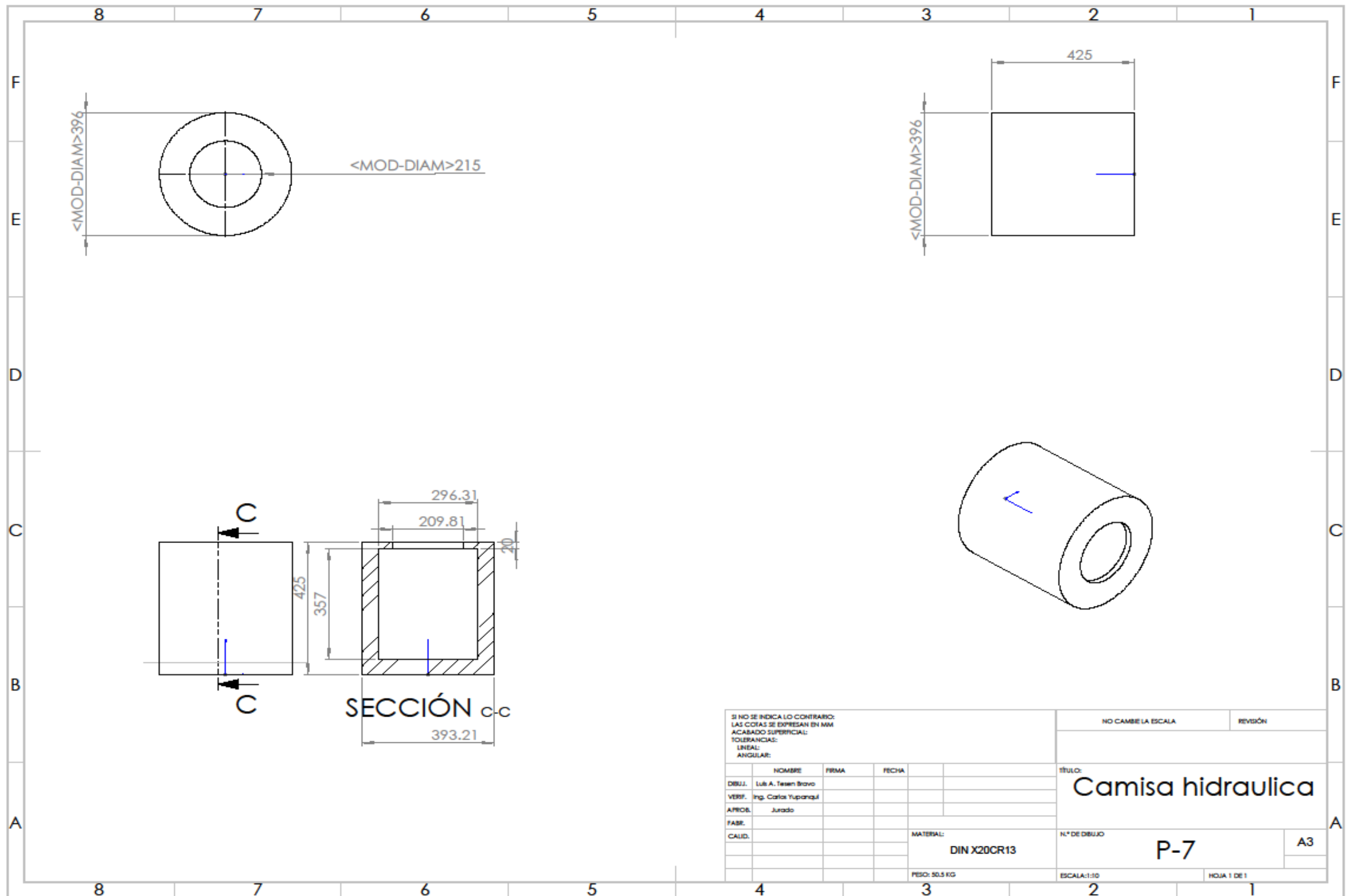


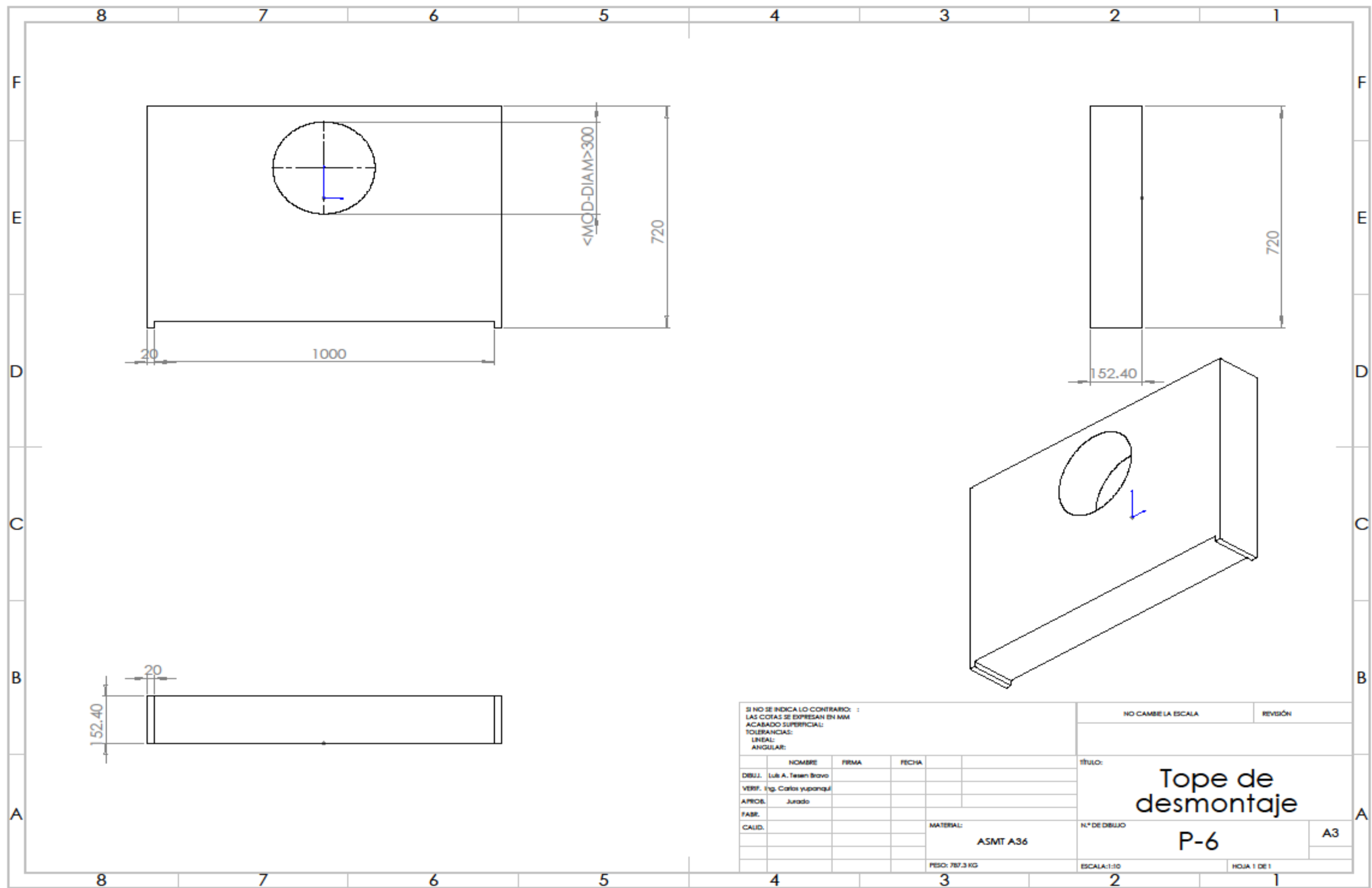










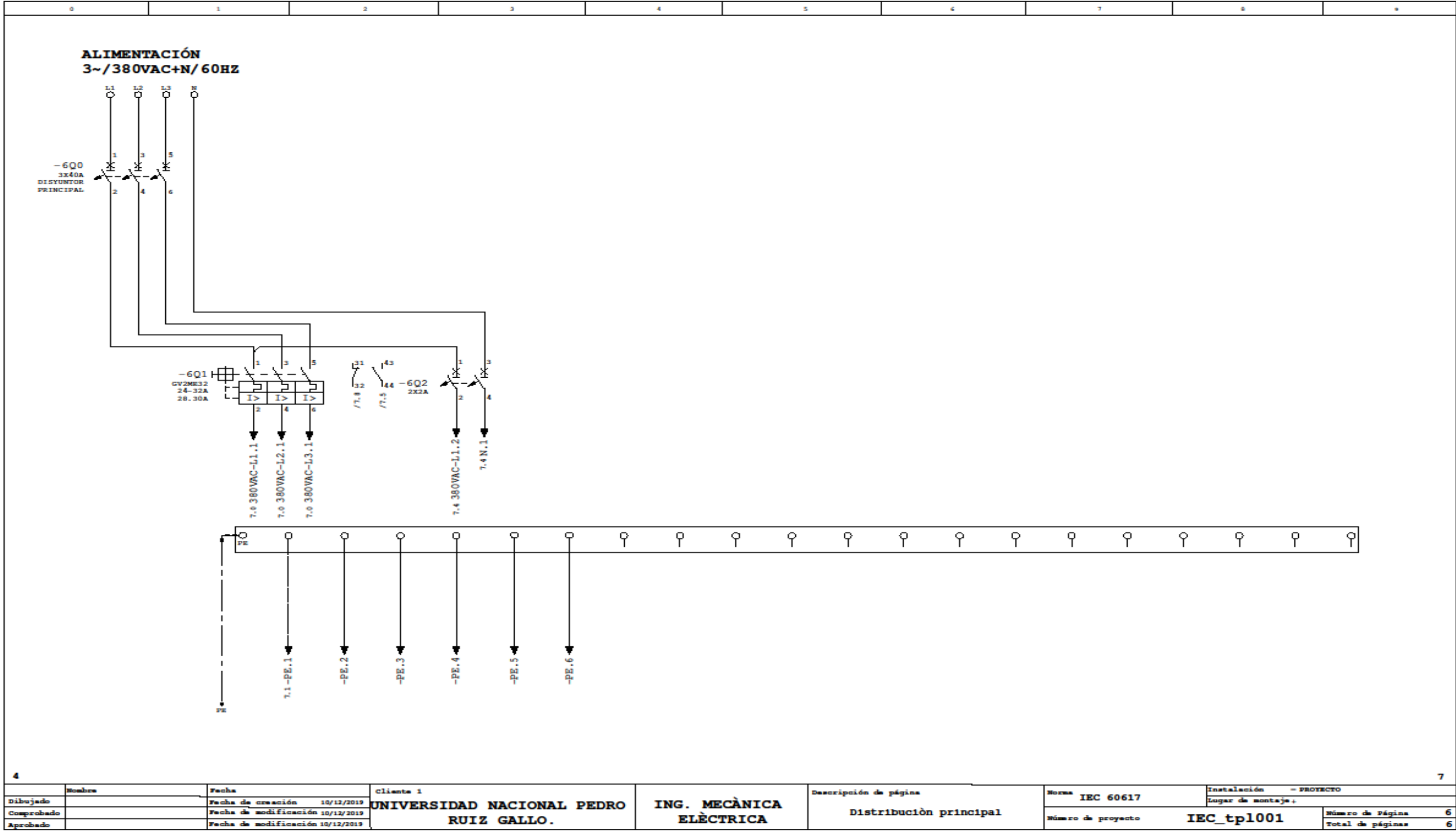


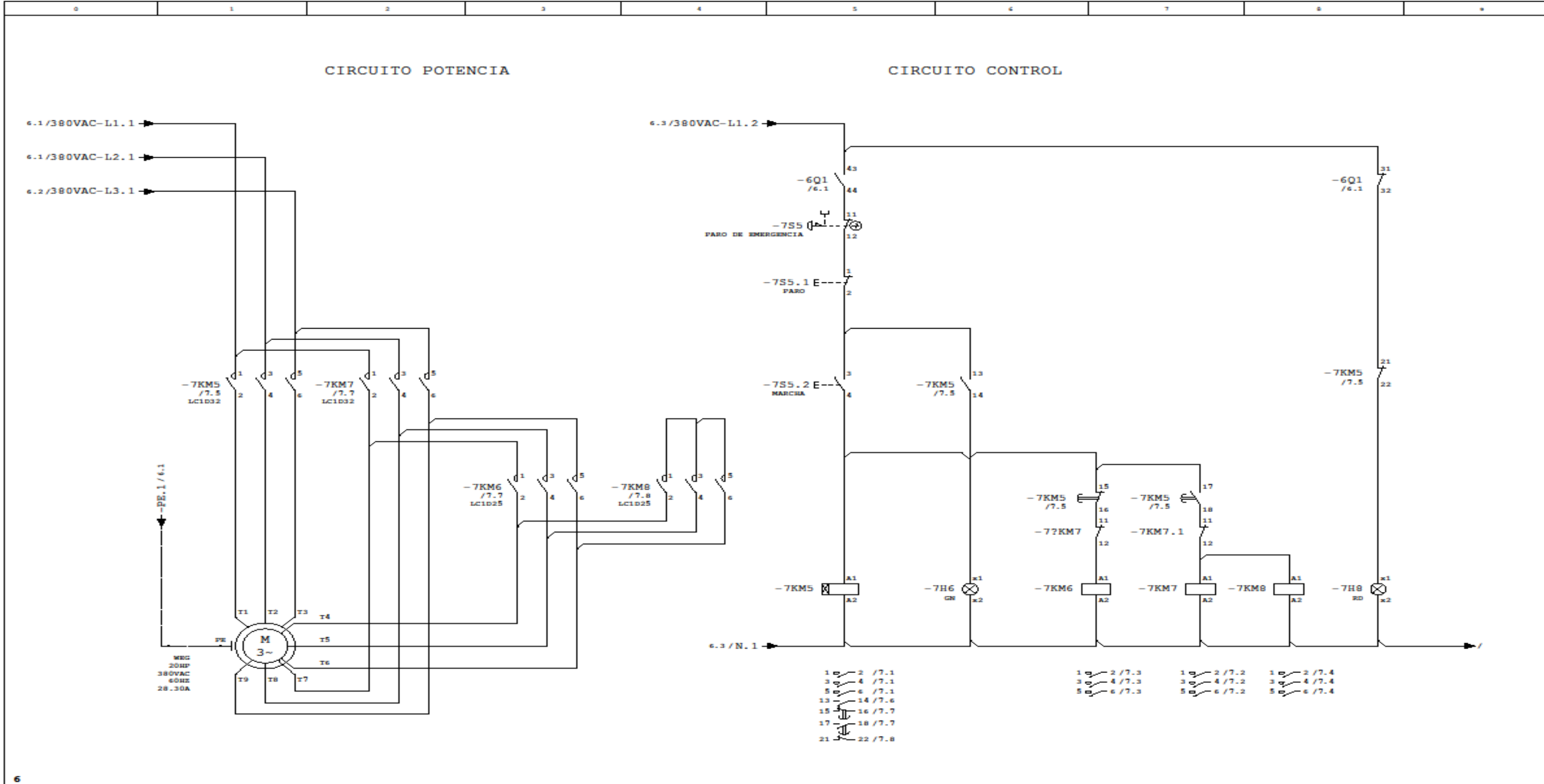
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: : LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:						NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN
DESIJ.	Luis A. Tesen Bravo	FIRMA	FECHA			TÍTULO: Tope de desmontaje		
VERIF.	Ing. Carlos yupanqui							
APROB.	Jurado							
FABR.								
CALID.								
MATERIAL: ASMT A36						Nº DE DIBUJO	A3	
PESO: 787.3 KG						ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE 1	

ANEXO F
DIAGRAMA DEL CIRCUITO ELÉCTRICO

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9						
<div>CÓDIGOS DE COMPONENTES EN GABINETE</div> <div>Donde: - PPPPFX.S</div> <div>pppp Página del diagrama donde el componente está representado</div> <div>F Letra de identificación del tipo de componente (ver lista)</div> <div>X</div> <div>S Número correlativo</div>				<div>REFERENCIA</div> <div>A Conjuntos y subconjuntos funcionales de serie</div> <div>B Transductores de magnitudes eléctricas</div> <div>C Capacitors</div> <div>D Operadores binarios, dispositivos de temporización y de puesta en memoria</div> <div>E Materiales varios</div> <div>F Dispositivo de Protección</div> <div>G Generadores, dispositivos de alimentación</div> <div>H Equipo de Señalización</div> <div>K Relés de automatismos y contactores en general</div> <div>L Inductancias</div> <div>M Motores</div> <div>N Amplificadores, reguladores, pantallas computación.</div> <div>P Medidores ,equipo de prueba</div> <div>Q Aparatos mecánicos de conexión para circuitos de potencia</div> <div>R Resistores</div> <div>S Aparatos de accionamiento manual para conexión de circuitos de control</div> <div>T Transformadores</div> <div>U Moduladores, conversores de magnitudes electricas</div> <div>V Semi conductores , tubos</div> <div>W Vias de Transmision , conductores, antenas</div> <div>X Terminales , Conectores , Enchufes</div> <div>Y Equipo mecanico operado electricamente</div> <div>Z Cargas correctivas, transformadores diferenciales, filtros correctores, limitadores</div>						<div>LISTA DE TIPO DE COMPONENTES</div> <div>Amplificador de tubos o transistores ,amplificador magnético, regulador de velocidad, autómatas programables</div> <div>Par termoelectrico, detector termoelectrico, detector fotoelectrico, transductores de presión o temperatura, detectores de proximidad.</div> <div>Operadores combinatorios, interruptores de décadas, relés biestables, relés monoestables, grabador, memoria magnética.</div> <div>Alumbrado, calefacción, elementos no incluidos en esta tabla</div> <div>Cortacircuitos fusible, limitador de sobretensión, pararrayos, relé de protección de máxima corriente, relé de protección de umbral de tensión.</div> <div>Generador, alternador, convertidor rotativo de frecuencia, batería oscilador, oscilador de cuarzo, inversores.</div> <div>Piloto luminoso, señalizador acústico, led</div> <div>Relés y contactores. (se utiliza KA y KM en los automatismos importantes)</div> <div>Bobina de inducción, bobina de bloqueo</div> <div>Instalacion de control analogo, tecnologia de regulacion.</div> <div>Aparato indicador, aparato registrador, contador, conmutador horario</div> <div>Disyuntores magnetotérmicos, seccionadores, interruptores diferenciales, interruptores de potencia, guardamotors.</div> <div>Resistencias Variables, potenciómetros, resistencia de regulacion, resistencias shunt, termistores.</div> <div>Auxiliar manual de control, pulsador, interruptor de posición, selector, conmutador</div> <div>Transformadores de corriente y voltaje</div> <div>Convertidores de frecuencia, variadores de velocidad electrónicos, discriminador, demodulador, codificador, convertidor rectificador</div> <div>Tubos electronicos, tubos de descarga de gas, diodos, transistores, tirist</div> <div>Alambre, cable, barras, conductores, acoplamiento direccionalesde conductores, dipolos, antenas parabolicas.</div> <div>Conectores y enchufes aislados, conectores de prueba, terminales planos, terminales soldados.</div> <div>Frenos, embragues, valvulas.</div> <div>Cables de redes, reguladores dinamicos, filtrosde cristal.</div>					
<div>CÓDIGOS DE COMPONENTES EN CAMPO</div> <div>Donde: XX.N - PPPPFX.S</div> <div>XX.N Identificación abreviada de la maquina a la que pertenece el componente</div> <div>pppp Página del diagrama donde el componente está representado</div> <div>F Letra de identificación del tipo de componente (ver lista)</div> <div>X Columna de la página del diagrama donde está representado el componente</div> <div>S Número correlativo</div>															
<div>EJEMPLO</div> <div><div><div>UBICACIÓN DE COMPONENTE</div><div>GABINETE PRINCIPAL</div><div>CÓDIGO DEL COMPONENTE</div><div>-0092Q1</div></div><div><div>UBICACIÓN DEL COMPONENTE</div><div>CAMPO</div><div>CÓDIGO DEL COMPONENTE</div><div>92.1-0092M1</div></div></div> <div></div>															
2						4									
<div>Nombre</div> <div>Fecha</div> <div>10/12/2019</div> <div>10/12/2019</div> <div>10/12/2019</div>				<div>Cliente 1</div> <div>UNIVERSIDAD NACIONAL PEDRO RUIZ GALLO.</div>		<div>ING. MECÀNICA ELÈCTRICA</div>		<div>Descripción de página</div> <div>Especificaciones</div>		<div>Norma IEC 60617</div> <div>Instalación - PROYECTO</div> <div>Lugar de montaje:</div> <div>Número de proyecto IEC_tp1001</div> <div>Número de Página 3</div> <div>Total de páginas 6</div>					

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<div>Alimentación</div> <div>Potencia nominalKVA</div> <div>Tensión380</div> <div>Frecuencia60 HZ</div> <div>Conexión a tierraNO</div> <div>Capacidad de ropturaKA</div> <div>CargaA</div> <div>Protección Max .externa40A</div>					<div>Equipos</div> <div>Interruptor GeneralSI</div> <div>ContactorSI</div> <div>Variador de FrecuenciaNO</div> <div>PLCNO</div> <div>ArrancadorNO</div> <div>GUARDAMOTORSI</div> <div>CONVERTIDOR AC/DCNO</div>				
<div>Gabinete Principal</div> <div>NO</div> <div>Fabricante</div> <div>Color</div> <div>Zócalo</div> <div>Ventilación</div> <div>Climatización</div>									
3					6				
Nombre		Fecha		Cliente 1		Descripción de página		Norma IEC 60617	
Dibujado		Fecha de creación 10/12/2019		UNIVERSIDAD NACIONAL PEDRO RUIZ GALLO.		ING. MECÀNICA ELÈCTRICA		Instalación - PROYECTO	
Comprobado		Fecha de modificación 10/12/2019				Datos del proyecto		Lugar de montaje:	
Aprobado		Fecha de modificación 10/12/2019						Número de proyecto IEC_tpl001	
								Número de página 4	
								Total de páginas 6	





6									
Dibujado	Nombre	Fecha	Cliente 1	ING. MECÁNICA	Descripción de página	Norma IEC 60617	Instalación - PROYECTO	Número de Página	7
Comprobado		Fecha de creación 10/12/2019	UNIVERSIDAD NACIONAL PEDRO RUIZ GALLO.	ELECTRICA	Arranque estrella doble estrella		Lugar de montaje.	Total de páginas	6
Aprobado		Fecha de modificación 10/12/2019				Número de proyecto	IEC_tp1001		