

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

Diseño de un banco de pruebas para ensayos de tensión monotónicos  
de probetas estandarizadas.

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingenieros Mecánicos**

Presentado por:

MILDRED NATHALY AVILA CAMPUZANO

ALEXANDER JOHN FAREZ MUÑOZ

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

## DEDICATORIA

“El presente proyecto está dedicado a Dios, quien ha sido mi guía en los estudios y en la vida. A mi madre siendo ella la más importante para no rendirme, dándome consejos y sanando mis heridas. A mi esposa que me ha dado su apoyo incondicional y su ayuda en cada paso que di en este proyecto. A mi hija que me dio la fuerza de voluntad, creciendo junto a este proyecto.”

**Alexander Farez Muñoz**

“Dedico este proyecto a Dios, por su apoyo espiritual en los momentos más difíciles de toda esta etapa universitaria. A Cristhian, Vicky y Gaby, mis hermanos, porque llevo conmigo su esencia día a día. A mi mamá, por su espíritu incansable con el que me apoya y cuida desde siempre. Sobre todo, dedico esta tesis a mi papá, por ser mi guía y modelo de fortaleza, integridad y disciplina.”

**Mildred Ávila Campuzano**

## **AGRADECIMIENTOS**

Les damos nuestros agradecimientos a nuestros tutores MSc. Carlos Cuenca, MSc. Galo Durazno y PhD Francis Loayza por su compañía y guía durante el desarrollo de este trabajo de graduación. A nuestros padres por el apoyo brindado a lo largo de nuestra carrera universitaria, lo que llegó a hacer posible el alcance de esta meta en nuestras vidas. A todos los docentes que con sus desafíos académicos aportaron con conocimientos que permitieron desarrollar nuestro carácter profesional.

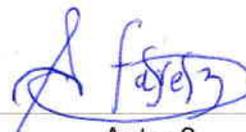
## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Mildred Nathaly Avila Campuzano y Alexander John Farez Muñoz y damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



---

Autor 1  
Mildred Nathaly  
Avila Campuzano



---

Autor 2  
Alexander John  
Farez Muñoz

## EVALUADORES

**PhD. Francis Loayza Paredes**

PROFESOR DE LA MATERIA

**MSc. Galo Durazno Palacios**

PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

Actualmente existe la indisponibilidad de un equipo funcional para realizar prácticas de ensayos de tracción, por factores económicos, brechas en manufactura local y diseño, y limitación por la aplicación de requisitos de normas internacionales. Es por tal que se plantea diseñar un banco de pruebas, a través de la selección del sistema de accionamiento, selección de componentes principales, el diseño de elementos estructurales y mecánicos, validación mediante FEA, y estimación de costos. Es decir, se crea la oportunidad para implementar el diseño de un banco de ensayos de manufactura y mano de obra accesible, dar apertura al diseño y manufactura local, y realizar prácticas académicas en el laboratorio en cuestión.

Se aplicó la metodología del proceso de diseño, donde se consideraron parámetros de diseño establecidos por los usuarios, y herramientas como el Diagrama de Pareto para jerarquizar los parámetros, y seleccionar el sistema de accionamiento principal. Por otro lado, se aplicaron las normativas de ensayo de tracción ASTM E8 y la NTE INEN 109:2009. Luego, los elementos estructurales y mecánicos necesitaron de la aplicación de criterios de diseño como el de dimensionamiento de ejes ASME, pandeo, fallas por fatiga, Von Misses y factores de seguridad. La validación del mecanismo y redimensionamiento se llevó a cabo mediante el análisis de elementos finitos. Además, se generó el costo total de la producción del equipo y se comparó con los costos de marcas comerciales en el mercado local.

Finalmente se demuestra la aplicabilidad de los materiales y se demuestra la rentabilidad del equipo.

**Palabras Clave:** tracción, costo, elementos finitos, diseño mecánico.

## **ABSTRACT**

*Currently there is the unavailability of a functional team to carry out tensile testing practices, due to economic factors, gaps in local manufacturing and design, and limitation due to the application of international standards requirements. This is why it is proposed to design a test bench, through the selection of the drive system, selection of main components, the design of structural and mechanical elements, validation by FEA, and cost estimation. In other words, the opportunity is created to implement the design of an accessible manufacturing and labor test bench, open up local design and manufacturing, and carry out academic practices in the laboratory in question.*

*The methodology of the design process was applied, where design parameters established by the users were considered, and tools such as the Pareto Diagram to prioritize the parameters and select the main drive system. On the other hand, the tensile test standards ASTM E8 and NTE INEN 109:2009 are applied. Then, the structural and mechanical elements required the application of design criteria such as ASME shaft sizing, buckling, fatigue failure, Von Misses and safety factors. The validity of the mechanism and resizing was carried out through finite element analysis. In addition, the total cost of producing the equipment will be displayed and compared to the costs of commercial brands in the local market.*

*Finally, the applicability of the materials is demonstrated, and the profitability of the equipment is demonstrated.*

**Keywords:** *traction, cost, finite elements, and mechanical design.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIII
CAPÍTULO 1.....	1
1.    Introducción.....	1
1.1    Definición del Problema.....	1
1.2    Justificación del proyecto .....	2
1.3    Objetivos .....	2
1.3.1    Objetivo general.....	2
1.3.2    Objetivos Específicos.....	2
1.4    Marco teórico.....	3
1.4.1    Ensayos de materiales.....	3
1.4.2    Ensayos de tracción.....	3
1.4.3    Gráfica esfuerzo deformación .....	4
1.4.4    Engranajes.....	4
1.4.5    Ejes.....	8
1.4.6    Cojinetes de rodamiento .....	8
1.4.7    Columnas.....	10

1.5	Normativas implementadas .....	12
1.5.1	Norma ASTM E8.....	13
1.5.2	Alcance de la norma ASTM E8.....	13
1.5.3	Dispositivos de sujeción para probetas:.....	14
1.5.4	Norma de Seguridad industrial.....	14
1.6	Análisis de costo.....	14
CAPÍTULO 2.....		15
2.	METODOLOGÍA .....	15
2.1	Procedimientos para el diseño mecánico .....	15
2.2	Caja negra y caja transparente .....	15
2.3	Parámetros de diseño .....	16
2.3.1	Requerimientos técnicos del usuario .....	16
2.3.2	Especificaciones de diseño.....	16
2.4	Diseño de forma .....	17
2.5	Alternativas de diseño .....	19
2.5.1	Tipos de accionamientos .....	19
2.5.2	Instrumentos de medición de deformación .....	22
2.5.3	Instrumentos de medición de fuerza .....	24
2.6	Diseño detallado .....	27
2.7	Condiciones iniciales.....	27
2.8	Cálculos teóricos .....	29
2.8.1	Tornillo sin fin.....	29
2.8.2	Tuercas.....	31
2.8.3	Tren de engranes.....	33

2.8.4	Eje de transmisión (Caja reductora – Piñón) .....	35
2.8.5	Mordazas .....	37
2.8.6	Plataformas.....	42
CAPÍTULO 3.....		46
3.	Resultados .....	46
3.1	Diseño y simulación de elementos .....	46
3.1.1	Tornillo sin fin.....	46
3.1.2	Tuerca ACME .....	48
3.1.3	Selección del motor .....	48
3.1.4	Tren de engranes.....	49
3.1.1	Eje de transmisión (Caja reductora – Piñón) .....	51
3.1.2	Plataforma inferior.....	52
3.1.3	Plataforma superior.....	56
3.1.4	Plataforma móvil .....	58
3.1.5	Columnas inferiores .....	62
3.1.6	Columnas superiores .....	64
3.1.7	Bocín.....	66
3.2	Costos .....	67
3.2.1	Costo de materia prima para diseño de elementos mecánicos .....	68
3.2.2	Costo de materiales eléctricos .....	69
3.2.3	Costo de elementos de sujeción .....	69
3.2.4	Costo por mano de obra directa de fabricación .....	69
3.2.5	Costo total de fabricación .....	70
3.2.6	Costo de maquinarias comerciales de mayor capacidad de carga .....	70

3.2.7	Costo de maquinaria de capacidad de carga equivalente en mercado internacional sin aranceles.....	71
3.2.8	Costo de importación y movilización.....	72
3.3	Análisis de resultados.....	76
3.3.1	Análisis de elementos mecánicos y estructurales.....	76
3.3.2	Análisis de costos.....	79
CAPÍTULO 4.....		81
4.	Conclusiones y recomendaciones.....	81
4.1	Conclusiones.....	81
4.2	Recomendaciones.....	82
BIBLIOGRAFÍA.....		84
APÉNDICES.....		87

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
ISO	International Organization for Standardization

## SIMBOLOGÍA

mg	Miligramo
Kg	Kilogramo
m	Metro
Pa	Pascales
MPa	Megapascales
Gpa	Gigapascales
mm	Milimetro
N	Newton
KN	Kilonewton
Psi	Libra por pulgada cuadrada
HP	Horse power
MN	Meganewton

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Gráfico deformación vs esfuerzo (MECA, 2011) .....	4
Figura 1. 2 Engranés rectos (Budynas & Nisbett, 2008) .....	7
Figura 1. 3 Fuerzas de contacto entre dientes de piñón y engrane (Norton, 2011). ....	8
Figura 1. 4 Tipos de carga en los rodamientos (Budynas & Nisbett, 2008) .....	9
Figura 2. 1 Procedimiento para diseño mecánico. ....	15
Figura 2. 2 Caja negra. ....	15
Figura 2. 3 Caja transparente. ....	16
Figura 2. 4 Banco de pruebas hidráulico.....	20
Figura 2. 5 Banco de pruebas electromecánico .....	21
Figura 2. 6 Diseño de alternativa ganadora .....	26
Figura 2. 7 Partes que componen la alternativa ganadora.....	26
Figura 2. 8 Proceso de obtención de resultados aplicado en el proyecto .....	27
Figura 2. 9 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre los elementos .....	29
Figura 2. 10 Diagrama de cuerpo libre de tornillos de potencia .....	30
Figura 2. 11 Vista isométrica de los tornillos de potencia .....	31
Figura 2. 12 Diagrama de fuerzas de contacto perpendicular en la rosca .....	32
Figura 2. 13 Sólido generado de rosca o buje ACME .....	33
Figura 2. 14 Torques generados en el piñón y engrane 1 y 2.....	34
Figura 2. 15 Sólido de tren de engranes simple generado.....	35
Figura 2. 16 Diagrama de cuerpo libre de eje de transmisión (caja reductora -piñón). .....	35
Figura 2. 17 Sólido de eje de transmisión (caja reductora – piñón) .....	37
Figura 2. 18 Diagrama de cuerpo libre de las mordazas.....	38
Figura 2. 19 Diagrama de fuerzas en la garganta de la mordaza .....	40
Figura 2. 20 Diagrama de cuerpo libre de los dientes de agarre .....	41
Figura 3. 1 Esfuerzos máximos y mínimos a los que está sometido el tornillo .....	47
Figura 3. 2 Deformación mínima y máxima que presenta el elemento .....	47

Figura 3. 3 Concentración de esfuerzos en puntos de contacto .....	49
Figura 3. 4 Puntos máximos y mínimos de deformación.....	49
Figura 3. 5 Deformación del eje de transmisión .....	51
Figura 3. 6 Máximos y mínimos esfuerzos aplicados sobre el eje de transmisión .....	51
Figura 3. 7 Deformación de la plataforma inferior .....	55
Figura 3. 8 Esfuerzos máximos y mínimos de la plataforma inferior .....	55
Figura 3. 9 Deformación de la plataforma móvil.....	61
Figura 3. 10 Máximos y mínimos esfuerzos de la plataforma móvil.....	61
Figura 3. 11 Deformación de las columnas inferiores .....	63
Figura 3. 12 Esfuerzos máximos y mínimos de las columnas inferiores .....	63
Figura 3. 13 Deformación de las columnas superiores .....	65
Figura 3. 14 Máximos y mínimos esfuerzos de las columnas superiores .....	65
Figura 3. 15 Relación costo y capacidad de equipos para ensayos de tracción .....	74
Figura 3. 16.- Relación de costos de la capacidad de equipos sin aranceles. ....	74
Figura 3. 17.- Relación de costos de la capacidad de equipos con aranceles. ....	75
Figura A. 1 Ficha Técnica del Acero ASTM A36 (Sumiteccr).....	88
Figura A. 2 Ficha técnica del acero A572 Grado 50 (CIA ACEROS, 2020) .....	89
Figura A. 3 Ficha técnica del acero P20 (waldunsteel, s.f.) .....	90
Figura A. 4 Catálogo de bocines AISI 12L14 (Aceros Bravo) .....	91
Figura A. 5 Ficha técnica de perfil circular para estructuras (IPAC, 2019).....	92
Figura A. 6 Ficha técnica de perfiles cuadrados para estructura (IPAC, 2019).....	93
Figura A. 7 Ficha técnica de perfiles angulares para estructuras (IPAC, 2019).....	94
Figura A. 8 Diseño referencial para las mordazas del proyecto (metrotec, 2018).....	95
Figura A. 9 Ficha técnica del motor con potencia de 2HP y 1200 RPM (WEG, s.f.) ..	96
Figura A. 10 Ficha técnica del reductor de 1.5 KW (Motive, 2022) .....	97
Figura A. 11 Dimensiones principales de cuerdas estándares ACME (Norton, 2011) .....	100
Figura A. 12 Estándar de probetas según E8-E8M.....	101
Figura A. 13 Esquema de ecuaciones para el diseño de la máquina de tracción. ...	102
Figura A. 14.- Fuerzas actúan en el rodamiento axial de las mordazas.....	138

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1 Terminología en engranes, parte 1 (Casillas, 2016). .....	5
Tabla 1. 2 Terminología del en engranes, parte 2 (Casillas, 2016).....	6
Tabla 2. 1 Parámetros técnicos de diseño general .....	18
Tabla 2. 2 Parámetros técnicos de los sistemas de accionamiento .....	19
Tabla 2. 3 Valoración del sistema de accionamiento .....	21
Tabla 2. 4 Tipos de instrumentos para medición de deformaciones .....	23
Tabla 2. 5 Tipos de instrumentos de medición de fuerza.....	25
Tabla 2. 6 Elementos principales del sistema de la máquina de ensayos de tracción .....	27
Tabla 3. 1 Valores experimentales de la simulación de los tornillos de potencia. ....	48
Tabla 3. 2 Valores experimentales de la simulación de engranes y piñón.....	50
Tabla 3. 3 Geometría del piñón y del engrane 1 y 2 .....	50
Tabla 3. 4 Resultados de las reacciones del eje de transmisión.....	51
Tabla 3. 5 Valores experimentales de la simulación del eje de transmisión .....	52
Tabla 3. 6 Cambios de sección recomendados. ....	52
Tabla 3. 7 Tabla de dimensiones de la plataforma inferior.....	53
Tabla 3. 8 Valores experimentales de la plataforma inferior .....	55
Tabla 3. 9 Dimensiones de la plataforma superior .....	56
Tabla 3. 10 Dimensiones de la plataforma móvil.....	59
Tabla 3. 11 Valores experimentales de la plataforma móvil.....	61
Tabla 3. 12 Valores experimentales de las columnas inferiores .....	63
Tabla 3. 13 Valores experimentales de las columnas superiores .....	66
Tabla 3. 14 Tabla de costo estructural .....	68
Tabla 3. 15 Costo del sistema eléctrico para la maquinaria.....	69
Tabla 3. 16 Costo de elementos de sujeción (pernos y electrodos).....	69
Tabla 3. 17 Costo de mano de obra directa de fabricación .....	70
Tabla 3. 18 Costo de maquinaria universal Serie UH FX encontrada en KUBIEC.....	71
Tabla 3. 19 Costo de maquinaria con capacidad equivalente .....	72

Tabla 3. 20 Costo de importación de maquinarias con capacidad de 100 [KN] .....73

## ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Plano general del banco de pruebas para ensayos de tracción.
- PLANO 2 Plano descriptivo de plataformas (inferior, superior y móvil)
- PLANO 3 Plano descriptivo de tornillo de potencia y tuerca.
- PLANO 4 Plano descriptivo de columnas superiores.
- PLANO 5 Plano descriptivo de las mordazas.
- PLANO 6 Plano descriptivo de las columnas inferiores.
- PLANO 7 Plano descriptivos de la cubierta inferior.
- PLANO 8 Plano descriptivo del soporte inferior para el motor.

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Definición del Problema

Si bien existen equipos comerciales para ensayos de tensión de probetas, en la universidad pública el proceso de compra de equipos es limitante. Esto agregado a los altos costes de los equipos para las capacidades de ensayos requeridos, que dificultan la adquisición de estos, e implica sacrificar características como **seguridad**, donde idealmente cada mecanismo mecánico, hidráulico o neumático, y elementos deben responder de forma fiable y segura a las distintas condiciones de ensayo, haciendo uso de normativas como ASTM E4, BS 1610, DIN 51221 y EN 10002-2.

Por otro lado, existen aspectos **técnicos** como el mantenimiento de equipos que difícilmente es asistido de forma local, ya sea por el manejo de la interfaz de recopilación de datos y generación de resultados, o por la dificultad para dar soluciones con repuestos locales. Es decir, en este contexto no inciden o dan forma a esta problemática aspectos culturales, salud pública o aspectos globales, no obstante, debe registrar **temas ambientales** en referencia a consumo de energía del equipo tomando en cuenta las leyes existentes para una buena eficiencia energética y bajo consumo. Sin embargo, desde un **aspecto cultural**, al ser un elemento mecánico usado generalmente en industrias y elementos educativos por un selecto grupo de personas, dicho aspecto no genera relevancia ante lo descrito. A su vez, dado que el proyecto está en base de normas técnicas estandarizadas, los **aspectos globales** describen participación debido que desde un punto de vista ingenieril recae más en un aspecto técnico que en sí de conocimiento general, como también la **salud pública** que no forma un parámetro relevante ante el diseño del equipo.

Por estos motivos se considera la alternativa de diseñar una máquina de ensayos con mecanismos que contengan accesorios con disponibilidad local, de costo accesible, lo suficientemente seguro para pueda ser operado por estudiantes, lo suficientemente fiable para trabajar con muestras estandarizadas, para su uso en las prácticas de laboratorio de mecánica de sólidos y resistencia de materiales.

## **1.2 Justificación del proyecto**

El diseño de este equipo es requerido para la implementación práctica de las asignaturas como mecánica de sólidos y resistencia de materiales, ya que ayudan a comprender de manera didáctica el comportamiento de los materiales dentro del proceso de diseño, sentando así las bases del análisis estructural.

Por lo tanto, se incentiva al desarrollo de estos equipos con la intención de incursionar en el campo de la tecnología, apoyando la transformación de la matriz productiva del país.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo general**

Diseñar un banco de pruebas para ensayos destructivos por tracción con probetas estandarizadas, haciendo uso de software de diseño 3D y análisis de elementos finitos, para la simulación virtual de los resultados de acuerdo con las variables físicas del material aplicado.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

1. Definir y seleccionar el sistema de accionamiento para realizar las pruebas destructivas.
2. Seleccionar los componentes principales para el banco de pruebas de ensayos de tracción de acuerdo con el mecanismo general seleccionado.

3. Diseñar los componentes estructurales y elementos mecánicos que conforman los sistemas de transmisión, sujeción – fractura y soporte.
4. Validación estructural del sistema general mediante simulación y análisis de elementos finitos.
5. Realizar un análisis comparativo de los costos estimados para el diseño, manufactura y montaje de nuestro banco de ensayos con los equipos existentes en el mercado internacional.

## **1.4 Marco teórico**

### **1.4.1 Ensayos de materiales**

En los metales, para describir las distintas propiedades que estos poseen es necesario tener en cuenta distintos tipos de pruebas o estudios como:

- Ensayos destructivos
- Ensayos no destructivos
- Ensayos tecnológicos

Dado nuestro interés solo se definen los ensayos destructivos

Ensayos destructivos: Los ensayos destructivos se recrean haciendo uso de herramientas o maquinarias que permiten una alteración de modo irreversible en la composición (mecánica, química). Estas se dividen en dos grupos los ensayos destructivos estáticos y dinámicos. Los ensayos destructivos estáticos determinan (dureza, compresión, flexión, pandeo, tracción y fluencia) pero los ensayos destructivos dinámicos determinan (resistencia al choque, y fatiga). (Zwickroell, s.f.).

### **1.4.2 Ensayos de tracción**

Este consiste en aplicar una carga tensora que aumenta en magnitud de forma gradual menor o igual a 1 [Kg/mm<sup>2</sup>], considerando que se analiza el comportamiento ante cargas estáticas, cuya dirección es uniaxial a lo largo del eje de la probeta, hasta lograr la rotura de esta (Callister & RethWisch, 2016).

### 1.4.3 Gráfica esfuerzo deformación

Mediante la recopilación de datos que se generan a medida que la carga cuasi estática incrementa se generan curvas características de los materiales, y puntos de gran importancia sobre el comportamiento del material.

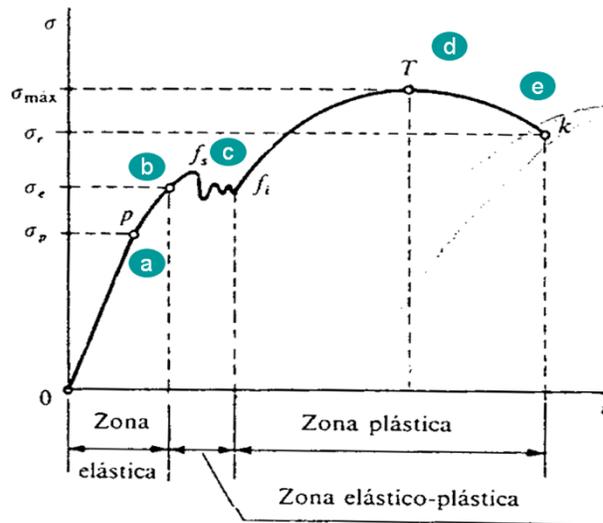


Figura 1. 1 Gráfico deformación vs esfuerzo (MECA, 2011)

En la Figura 1. 1 se muestran la zona elástica, zona de alargamiento, fluencia, alargamiento homogéneo y zona de estricción. Las principales propiedades mecánicas requeridas para el diseño se pueden determinar de la curva generada.

### 1.4.4 Engranajes

Los engranajes son un sistema de accionamiento mecánico que transmite el movimiento a través de momentos torsionales a los ejes que permiten la transmisión de movimiento e incluso potencia. Creando de tal modo fuerzas en conjunto con momentos que generan carga sobre el eje y sus cojinetes (Casanova, 2015).

#### 1.4.4.1 Engranés rectos

Los engranes rectos, se caracterizan por tener un eje de rotación y dientes que son paralelos entre sí y transmiten movimiento entre ejes paralelos (Budynas & Nisbett, 2008).

Es importante conocer la terminología que corresponde los engranes y sus puntos críticos al analizarlos siendo estos como el círculo teórico por el que se basa la mayoría de sus cálculos, el diámetro de paso, el piñón y la rueda. Para describirnos de mejor manera se las realiza de la siguiente manera:

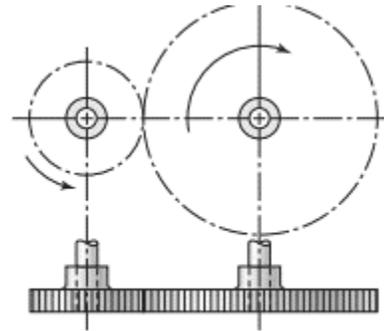
**Tabla 1. 1 Terminología en engranes, parte 1 (Casillas, 2016).**

<b>Terminología</b>	<b>Concepto</b>	<b>Simbología</b>
Círculo de paso	Círculo teórico, del cual se determinan todos los cálculos.	C
Piñón	Representa al engrane de dimensiones menores de los engranes acoplados	Piñón
Rueda	Representa al engrane mayor.	Rueda
Paso circular	Es la distancia que se mide sobre el círculo de paso, medido desde un punto cualquiera del diente hasta otro punto del diente adyacente. Siendo este la suma del espesor del diente y el ancho del espacio	P

**Tabla 1. 2 Terminología del en engranes, parte 2 (Casillas, 2016)**

Cabeza	Representa a la distancia radial que existe entre el círculo de paso y la cresta.	A
Raíz	Representa a la distancia radial que existe entre el fondo y el círculo de paso.	B
Profundidad total	Se la conoce como la suma entre la raíz y la cabeza.	H
Cresta	Es la sección más alta del diente.	Cresta
Valle	Es la sección más baja del diente.	Valle
Círculo del claro	Es un círculo tangente al círculo de la raíz del engrane ensamblado.	C
Huelgo	Se mide como la cantidad por la que el ancho del espacio del diente se excede en grosor de acoplamiento en medida de los círculos de paso	Huelgo
Numero de dientes	Representa el número de dientes de cada engrane	N

Los engranes rectos se emplean para transmitir movimiento de rotación entre ejes paralelos.



**Figura 1. 2 Engranes rectos (Budynas & Nisbett, 2008)**

Por otro lado, la transmisión de torque y revoluciones que este depende de la muy conocida relación de engranajes:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad (1.1)$$

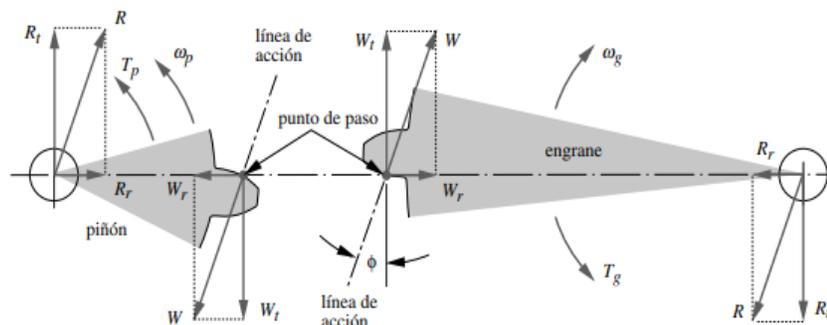
Donde:

$n$ : Vueltas por minuto [RPM]

$z$ : Número de dientes

$d$ : diametro de la circunferencia primitiva

El torque entregado por el piñón  $T_p$  es generado directamente por la fuerza  $W$  que actúa sobre la línea de acción del ángulo de presión, específicamente en el punto de contacto entre el diente del piñón y el del engrane, como se muestra a continuación:



**Figura 1. 3 Fuerzas de contacto entre dientes de piñón y engrane  
(Norton, 2011).**

Tal que las componentes radial y tangencial se determinan mediante:

$$W_T = \frac{T_P}{r_p} = \frac{2T_P}{d_P} = \frac{2p_d T_P}{N_p} \quad (1. 2)$$

Donde  $r_p$  representa el radio de paso,  $p_d$  paso diametral,  $d_p$ ,  $N_p$  el diámetro de paso y número de dientes del piñón respectivamente. Y la componente radial:

$$W_r = W_T \tan \phi \quad (1. 3)$$

#### 1.4.5 Ejes

Para el dimensionamiento de ejes diseñados para flexión y torsión se plantea la ecuación para el dimensionamiento del diámetro, equivalente a la ANSI B106 IM

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{K_t M}{s'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (1. 4)$$

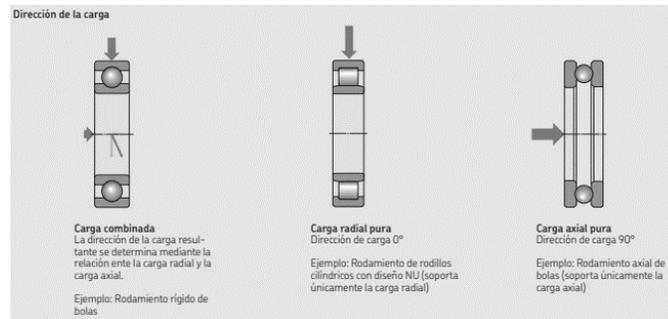
Y se deja a criterio de diseño la implementación de cambios de sección (Mott, 2018).

#### 1.4.6 Cojinetes de rodamiento

La mayoría de los mecanismos ya sea con una forma simple o compleja, están constituidos por piezas unidas entre sí moviéndose en base a otros, por lo que se necesita que estos estén apoyados de manera que tengan una libre sección para realizar su rotación en un soporte, al existir un movimiento entre el eje y la superficie de apoyo, se crea las fuerzas de rozamiento que producen pérdidas en la energía. La mejor opción recae en los cojinetes los cuales se

clasifican en rodamientos o cojinetes rodantes y cojinetes de fricción (Gomez, 2016).

La dirección de la carga permite observar un factor importante en la selección de los tipos de rodamientos que se elegirán, además de su criterio fundamental para la selección de estos que se representan con las siguientes ecuaciones:



**Figura 1. 4 Tipos de carga en los rodamientos (Budynas & Nisbett, 2008)**

➤ Vida nominal básica según la normativa ISO 281:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (1.5)$$

En caso de que la velocidad es constante, se calcula la vida nominal básica expresada en horas usando la ecuación

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 n}\right) * L_{10} \quad (1.6)$$

*Donde:*

$L_{10}$ : vida nominal básica [confiabilidad del 90%, expresada en MRPM]

$L_{10h}$ : vida nominal básica [confiabilidad del 90%, expresada en horas]

$C$ : Capacidad de carga dinámica básica

$P$ : carga dinámica equivalente del rodamiento

$n$ : velocidad de giro

$p$ : exponente de la ecuación; donde para rodamientos de bolas es 3 y 10/3 para rodamiento de rodillos.

La ecuación presente permite demostrar dos distintas etapas de los rodamientos a seleccionar dependiendo de su vida útil tomado desde (GRUPO SKF, 2019).

Por otra parte, las condiciones que describen los rodamientos axiales son muy simples ya que están diseñados para cargas que sean únicamente axiales y no se someten a carga radial, se usan en aplicaciones especiales (GRUPO SKF, 2019). Se usan las siguientes ecuaciones:

$$C_a = f_s F_o \quad (1.7)$$

$$C_o > C_a \quad (1.8)$$

*Donde:*

$C_a$ : Carga máxima aplicada

$F_o$ : carga aplicada

$f_r$ : Factor de rodamiento axial: 2

$C_o$ : Capacidad de carga máxima [kN]

#### **1.4.7 Columnas**

A la hora de diseñar columnas, es necesario tomar en cuenta que además de las deformaciones por flexión y cortante, algunos miembros están sometidos a cargas de compresión, y si la carga llega a ser mayor a lo que soporta el material esta puede hacer que se flexione de manera lateral y dicha flexión toma nombre de pandeo. Este puede causar fallas de modo repentino y dramático de una estructura por lo que es necesario analizar ese enfoque en el diseño de columnas (Hibbeler, 2005, pág. 669).

Instituto mexicano de la construcción en acero (2002) afirma que:

El análisis de las columnas se da por compresión y se toma en consideración la siguiente ecuación (1. 9). Por otra parte, al analizar las características de flexión y cortante de la columna se toma en cuenta la ecuación (1. 10) y la ecuación (1. 11):

$$\sigma_c = 0.6 * \sigma_f \quad (1. 9)$$

Donde

- $\sigma_c$ : Esfuerzo de compresión
- $\sigma_f$ : Esfuerzo de fluencia

$$\sigma_a = 0.75 * \sigma_f \quad (1. 10)$$

Donde:

- $\sigma_a$ : Esfuerzo de flexión máximo admisible

$$\tau_a = 0.4 * \sigma_f \quad (1. 11)$$

Un análisis para la deformación dado por la carga axial se basa en las siguientes ecuaciones:

$$\delta = \frac{FL}{EA} \quad (1. 12)$$

Donde

- F: Fuerza distribuida para cada columna
- L: Longitud de la barra
- E: Modulo de Young
- A: Área de columna
- $\delta$ : Deformación axial

$$\varepsilon_p = \frac{\sigma_f}{E} * 100\% \quad (1. 13)$$

Donde

- $\varepsilon_p$ : Deformación unitaria

$$\delta_p = \varepsilon_p * L \quad (1. 14)$$

Donde

- $\delta_p$ : Deformación axial permisible

$$\delta < \delta_p \quad (1.15)$$

Luego del análisis de requerido para el diseño se describe las siguientes ecuaciones para generar el esquema matemático:

Donde

- $\tau_a$ : Esfuerzo cortante máximo admisible

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 * EI}{(KL)^2} \quad (1.16)$$

Donde:

- E: Módulo de Elasticidad
- I: Momento de inercia
- K: Coeficiente de longitud
- $F_{cr}$ : Fuerza crítica

$$\sigma_{cr} = \frac{F_{cr}}{A_{cr}} \quad (1.17)$$

Donde:

- $\sigma_{cr}$ : Esfuerzo crítico
- $A_{cr}$ : Área crítica

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_c}{\eta} \quad (1.18)$$

Donde

- $\sigma_{ad}$ : esfuerzo admisible
- $\eta$ : Cortante

$$\sigma_{ad} = \frac{F}{A_{min}} \quad (1.19)$$

Donde

- $A_{min}$ : Área mínima

## 1.5 Normativas implementadas

Para llevar a cabo los ensayos se considera la normativa ASTM E8/E8M de Métodos de prueba estándar para las pruebas de tensión de los materiales

metálicos, misma que resulta útil para realizar comparaciones entre materiales en base a los resultados de sus propiedades que se arrojen mediante el software de recopilación de datos. Esta norma estandariza las dimensiones de las probetas para lograr obtener resultados en la mayoría de los ensayos. Adicionalmente existen más normativas útiles para la preparación de la probeta previo al ensayo como: ASTM E6, ASTM E111, ASTM A370-1 ASTM A106, ASTM E21-92, UNE-EN10002-1, UNE 7010, CPANT R2.

### **1.5.1 Norma ASTM E8**

La normativa ASTM E8M y E8 es un método de prueba que determina las propiedades de tracción de materiales ferrosos o metálicos. El cual se originó desde 1924 denominado “ASTM E28-4T” y se considera como la norma más antigua y activa para pruebas de metales. Con el pasar del tiempo ha sufrido cambios frecuentes y menores, pero un cambio más significativo se produjo antes del 2011, donde se dividió dicho estándar en dos, siendo ASTM E8 - ASTM E8M generalmente siendo la E8 para unidades internacionales y la E8M para la unidad métrica.

### **1.5.2 Alcance de la norma ASTM E8**

La norma está delimitada ante la prueba de tracción de materiales a una temperatura ambiente, donde se observa los límites elásticos, resistencia a la tracción, elongación y disminución del área. Un punto característico que describe la norma E8 es que la longitud de la probeta se dimensiona con 4 veces el diámetro de la probeta y para la norma E8M se necesita 5 veces el diámetro de la probeta, siendo el punto más significativo entre las normas mencionadas.

Se aclara que cada una de las normas E8 y E8M describe una equivalencia que según las mismas no pueden ser tomadas como referencia de la otra, siendo recomendable ser usada de modo independiente cada una de ellas.

### **1.5.3 Dispositivos de sujeción para probetas:**

La norma recomienda los siguientes dispositivos de sujeción:

Los dispositivos de sujeción para la transferencia de la fuerza aplicada por la maquina sirven para asegurar que la tensión axial se halle dentro de la longitud referencial, siendo necesario que la línea central entre las mordazas y la probeta sean coincidentes. Las máquinas de prueba generalmente están equipadas con mordazas en forma de cuña para proporcionar una óptima sujeción entre los metales.

Generalmente, para ensayos de tracción se deben utilizar probetas mecanizadas o medios de sujeción especial para ser más preciso en la tensión axial pura de modo más uniforme bajo una carga. Se describe un claro ejemplo en la Figura A. 8.

### **1.5.4 Norma de Seguridad industrial**

Para la seguridad en la recreación de la máquina de ensayo de tracción se hace uso de la norma NTE INEN-ISO 12100, siendo la traducción de la norma ISO 12100:2010, que explica los principios generales para el diseño y reducción de riesgos (Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2014).

Además, se logra observar riesgos de atrapamiento en este tipo de maquinaria por lo que es necesario optar por una protección ante los elementos móviles y una distancia de mínima para evitar el aplastamiento es de 300 mm, mientras esté en operación. Del mismo modo que usar una barrera ante los elementos en movimiento que estén expuesto del aparato (Schenider Electric España).

## **1.6 Análisis de costo**

El análisis de costo permite determinar el importe que genera elaborar o producir un bien o servicio, hablando en términos financieros el costo determina cuanto necesita un proyecto desembolsar para que este sea posible.

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

### 2.1 Procedimientos para el diseño mecánico

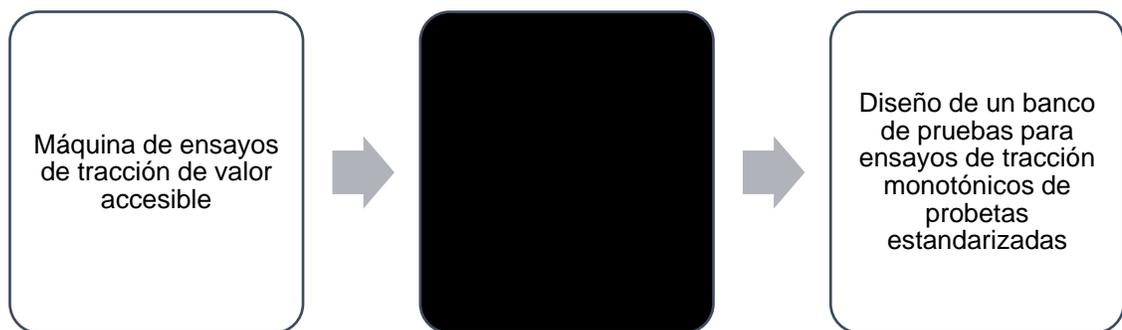
Para el desarrollo del sistema la metodología empleada fue el conocido proceso de diseño iterativo, bastante utilizado en el campo del diseño e ingeniería:



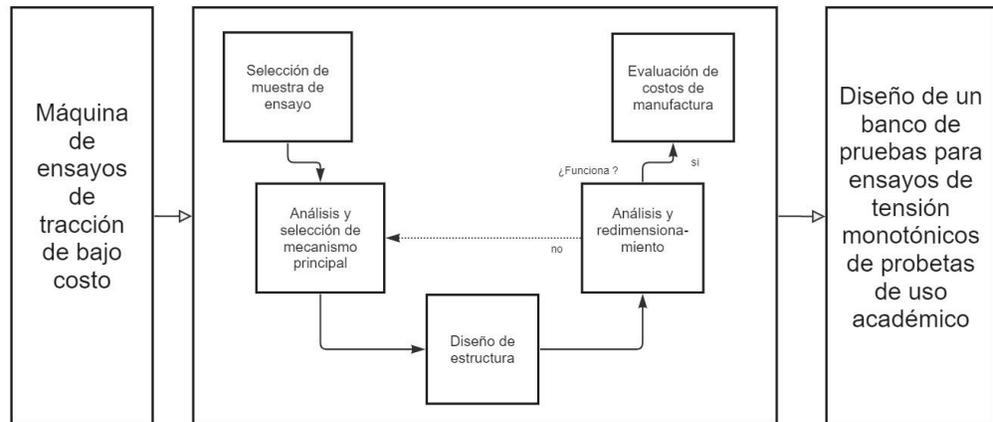
**Figura 2. 1 Procedimiento para diseño mecánico.**

Según la propuesta de diseño de Jones, se buscó integrar los requerimientos de diseño establecidos por el usuario y traducir esas necesidades a especificaciones técnicas que loguen satisfacerlas, con la aplicación de su método.

### 2.2 Caja negra y caja transparente



**Figura 2. 2 Caja negra.**



**Figura 2. 3 Caja transparente.**

## 2.3 Parámetros de diseño

Previo a la determinación de aspectos técnicos del sistema fue necesario evaluar los requerimientos del usuario, optimizando el dimensionamiento de la capacidad.

### 2.3.1 Requerimientos técnicos del usuario

- Costo accesible
- Seguridad operacional
- Diseño estético
- Fácil manejo
- Capacidad mínima de 0 a 120 kN
- Capacidad para realizar como mínimo ensayos de tracción.
- Sistema de agarre para probetas de ensayo de uso académico.

### 2.3.2 Especificaciones de diseño

Basados en la norma NTE INEN 102 de varillas corrugadas y lisas de acero al carbono, y la norma EM8 para la selección de probetas no maquinadas, se tomaron las especificaciones técnicas que debe aplicar el equipo para poder llevar a cabo el ensayo de tracción, donde principalmente se determinó

considerar la capacidad de generar esfuerzos que superen la fluencia del material, rangos que van desde 420 MPa a 550MPa.

## 2.4 Diseño de forma

Los requerimientos del usuario se traducen en aspectos técnicos a tomar en cuenta en el diseño y desarrollo del banco de pruebas, no obstante, se cuantificó mediante un método comparativo el aspecto técnico de mayor interés para poder precisar alternativas validas:

**Mantenimiento:** Las actividades de mantenimiento programado podrán ser realizadas en sitio y con el personal del laboratorio, y deberán reducir costos. Adicional a eso la revisión y mantenimiento de sus elementos no deberán poner en riesgo la integridad de sistemas más sensibles, como por ejemplo la adquisición de datos. En caso de falle, se debe procurar que la adquisición de repuestos o mecanización de elementos puedan ser llevadas de forma local.

**Costo:** El desarrollo del diseño debe procurar en el análisis de la selección de materiales, equipos de instrumentación y adquisición de datos que mantengan un presupuesto racional y en el diseño final se deberá evaluar sus costos y ser competitivo con el mercado.

**Resistencia estructural (Seguridad):** La estructura debe ser estable en sus estados estático y dinámico.

**Versatilidad:** Capacidad de la máquina para poder realizar ensayos a probetas de diferente forma.

**Manufactura:** La selección de materiales e instrumentos debe encontrarse de forma local.

**Tabla 2. 1 Parámetros técnicos de diseño general**

Parámetros	Mantenimiento	Costo	Seguridad	Versatilidad	Capacidad de ensayo	Manufactura	Total	Peso relativo (%)
Mantenimiento	5	4	6	7	6	5	33	17,74
Costo	6	5	6	9	6	6	38	20,43
Seguridad	6	4	5	7	6	4	32	17,20
Versatilidad	3	1	3	5	4	4	20	10,75
Capacidad de ensayo	4	4	4	6	5	4	31	16,67
Manufactura	5	4	6	6	6	5	32	17,20
Total							186	100%

De donde se obtiene que el criterio a priorizar es el costo Tabla 2. 1

Por otra parte, los parámetros a analizar dentro de la categorización para los sensores o sistema de obtención de datos se prioriza los siguientes parámetros:

**Mantenimiento:** La adquisición de datos es un punto importante dentro del desarrollo de diseño, por lo que el mantenimiento de esta es de suma importancia, ya que a medida que esté en mejores condiciones más eficiente es la toma de datos.

**Costo:** Es importante acotar que el desarrollo del proyecto se basa en un diseño que optimice los costos de la recreación de esta por se genera énfasis en la selección de este parámetro.

**Precisión:** Además del costo, que la prueba realizada en la probeta sea ejecutada exitosamente y con los datos reales.

**Manejo:** El sistema de adquisición de datos debe ser manual o automática.

En donde se observa de la tabla que además del costo ser una prioridad la precisión es la segunda opción importante.

## 2.5 Alternativas de diseño

Entre las alternativas de diseño se consideraron los tipos de máquinas de pruebas de ensayo, electromecánicas e hidráulicas, y las restricciones generadas en base a los criterios de diseño jerarquizados. Por otra parte, se analizó el diseño general del equipo que más conviene en base a un análisis con la matriz de decisión.

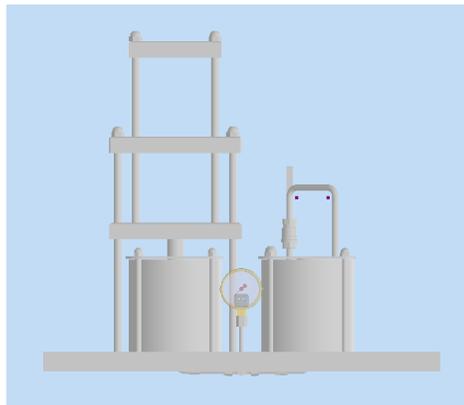
### 2.5.1 Tipos de accionamientos

**Tabla 2. 2 Parámetros técnicos de los sistemas de accionamiento**

Parámetros	Mantenimiento	Costo	Precisión	Manejo	Total	Peso relativo (%)
Mantenimiento	3	4	6	7	20	25.00
Costo	6	5	6	9	26	32.50
Precisión	6	4	5	7	22	27.50
Manejo	3	1	3	5	12	15.00
TOTAL					80	100.00

### **2.5.1.1 Máquina de ensayos hidráulica**

En esta alternativa se presenta un sistema de accionamiento hidráulico del cual por medio de un flujo de fluido dentro del cilindro se generará una acción de empuje mediante una placa móvil inferior hacia una placa móvil superior generando una tracción de la probeta y asegurando una deformación de comportamiento lineal en el periodo de deformación elástica. En la parte inferior de la probeta se coloca una mordaza inmóvil que junto a la mordaza colocada en la sección superior móvil se describe la ruptura.



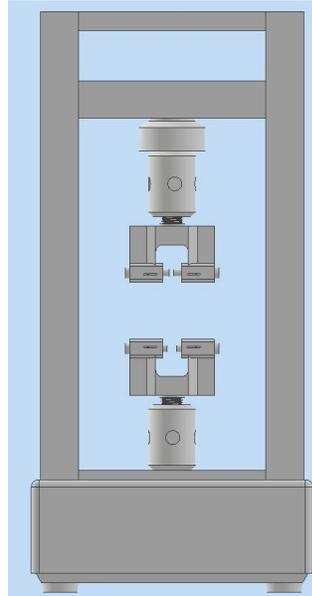
**Figura 2. 4 Banco de pruebas hidráulico**

Para generar presión transformada en tensión el sistema genera fuerza gracias al accionamiento de válvulas que regulan el paso de aceite hidráulico almacenado en una central y es redirigido hasta el eje de un cilindro.

### **2.5.1.2 Máquina de ensayos electromecánica**

En esta alternativa se considera el empuje por parte de engranes colocados internamente bajo la estructura, es decir, un accionamiento mecánico de transmisión de potencia, que permite elevar el cabezal superior y generar fuerza axial en la probeta de ensayo.

Este tipo de sistemas generalmente está constituido por un motor, responsable de dar el giro inicial, una caja reductora y un tren de engranes, que aseguran el giro de este.



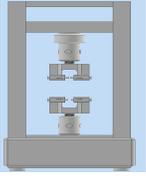
**Figura 2. 5 Banco de pruebas electromecánico**

Existen distintos instrumentos de adquisición de datos, que si bien es cierto algunos son idóneos según la clasificación presentada, su aplicación es adaptativa ya que depende como recibe el peso, lo que puede generar más alternativas de bancos de ensayos mediante variantes en la estructura.

Mediante una tabla comparativa de datos ponderadaPBH según la prioridad de los criterios de diseño Tabla 2. 3, se analizó la opción más factible según esta clasificación:

**Tabla 2. 3 Valoración del sistema de accionamiento**

	<b>Hidráulico</b>	<b>Electromecánico</b>
--	-------------------	------------------------

		
Costo (20,43%)	5	7
Mantenimiento (17,21%)	6	9,5
Seguridad (17,20%)	6	8
Manufactura (17,20%)	9	5
Capacidad de ensayo (17,20%)	8	6
Versatilidad (15,6%)	7	6
Puntuación	6,83	6,91

## 2.5.2 Instrumentos de medición de deformación

### 2.5.2.1 Extensómetros “clip on”:

Se observan de los extensómetros clip on, un ajuste de probeta en modo manual sin la dificultad de acoplarse a la misma, de forma sencilla y precisa para ensayos estándar. Dando como resultado comodidad en el acople de probetas redondas y probetas prismáticas, además de una regularización de la velocidad de deformación según norma ISO 6892 “closed loop”. Por último, en zonas de altas temperaturas su precisión no se verá afectada. Características rango de medición de 1 a 40 mm.

### **2.5.2.2 Extensómetros “Non contact Laser Extensometers”**

Los extensómetros laser, a pesar de no estar en contacto con el material tienen una gran precisión para ensayos de tracción, compresión entre otros. Son de fácil manejo y requieren de un bajo mantenimiento, lo cual la hace ideal para uso de modo automatizado. Permite longitudes desde 3 a 200 mm, aparte de una resolución de 0.07 mm.

### **2.5.2.3 Extensómetros “non contact video extensometers”**

Los extensómetros de video forman parte de los extensómetros sin contacto que permiten un reconocimiento automático de las marcas de medición y registro de la longitud, fácil alineación respecto a la probeta permite diversos espesores.

### **2.5.2.4 Medición de deformación teórica**

La gran parte de equipos de ensayos de tracción, cuando se requiere una medición de la deformación no tan precisa se usa la relación que existe entre cada uno de los elementos que componen la maquinaria dependiendo del accionamiento, en caso de ser hidráulica la presión ejercida por el pistón produce un movimiento lineal el que menciona el avance y la deformación. Por otra parte, en sistemas electromecánico los avances de la plataforma móvil se dan por parte del número de vueltas y el paso de los tornillos de potencia.

**Tabla 2. 4 Tipos de instrumentos para medición de deformaciones**

	<b>Extensómetro</b>	<b>Extensómetro</b>	<b>Extensómetro</b>	<b>Medición</b>
	<b>o</b>	<b>o láser</b>	<b>o de video</b>	<b>de</b>
				<b>deformación</b>
				<b>teórica</b>

				
Costo (32.50%)	9	3	2	10
Mantenimiento o [repuesto] (25%)	9	4	4	9
Precisión (27.50%)	6	7	7	3
Manejo (15%)	5	8	8	6
Puntuación	7.25	5.5	5.25	7

### 2.5.3 Instrumentos de medición de fuerza

Son transductores que transforman la fuerza aplicada en ellos en una señal eléctrica medible. (Omega, 2014)

Dependiendo de la forma en la que detecta el peso se dividen en varios tipos: cizalladura, compresión y tensión, donde de acuerdo con nuestra necesidad tomamos de este último dos tipos:

#### 2.5.3.1 Celda de carga tipo S:

Dispositivo que recibe lecturas de salida a tensión y a compresión. Dentro de sus aplicaciones comunes se encuentran, tolvas de pesaje, cargas suspendidas, etc.

### 2.5.3.2 Celda de carga tipo disco:

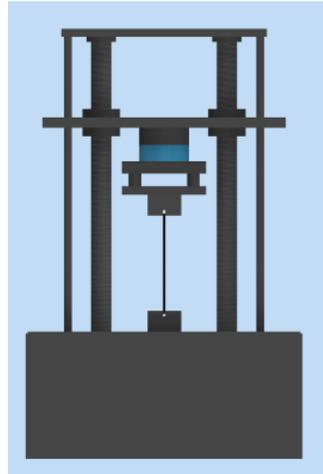
Equipo de medición diseñado para sistemas de compresión y tensión-compresión. Dentro de sus aplicaciones están la investigación de pesado y control.

Luego se realiza la selección:

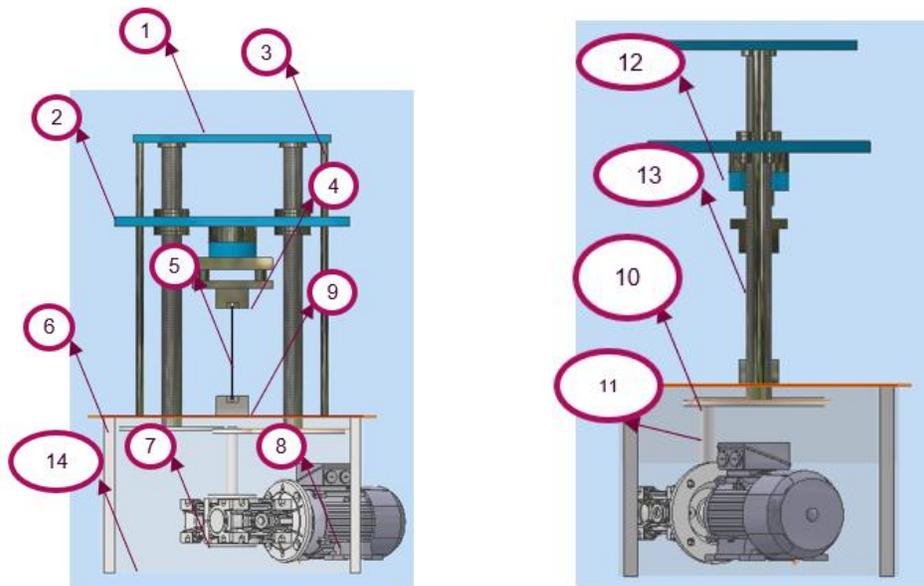
**Tabla 2. 5 Tipos de instrumentos de medición de fuerza**

	Tipo disco	Tipo S
		
Costo (32.50%)	6	5
Mantenimiento [repuesto] (25%)	8	9
Precisión (27.50%)	7	9
Manejo (15%)	6	6
Puntuación	6.75	7.25

Finalmente, en el diseño inicial de la alternativa ganadora se representa de la siguiente forma:



**Figura 2. 6 Diseño de alternativa ganadora**



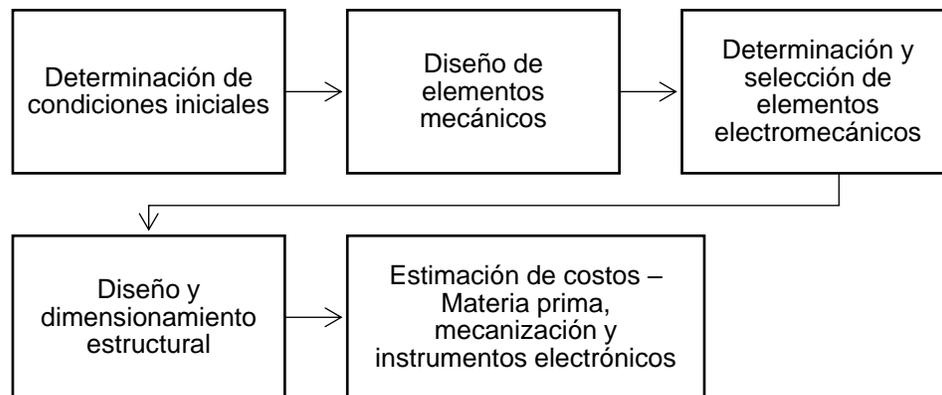
**Figura 2. 7 Partes que componen la alternativa ganadora**

El sistema se compone de los elementos enumerado en la Tabla 2. 6:

**Tabla 2. 6 Elementos principales del sistema de la máquina de ensayos de tracción**

#	Elemento	#	Elemento
1	Placa superior	8	Motor
2	Placa intermedia	9	Placa intermedia inferior
3	Columnas superiores	10	Tren de engranes
4	Mordazas	11	Eje conexión caja-engranes
5	Probeta	12	Celda de carga de tensión
6	Columnas inferiores	13	Tornillos de potencia ACME
7	Caja reductora	14	Placa inferior

## 2.6 Diseño detallado



**Figura 2. 8 Proceso de obtención de resultados aplicado en el proyecto**

## 2.7 Condiciones iniciales

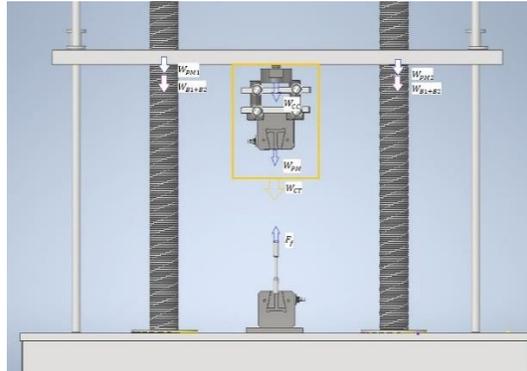
Para llevar a cabo la selección y diseño de elementos mecánicos, inicialmente se considera el máximo esfuerzo a la tracción que soportan las varillas de análisis, donde según normativas se requiere un rango de 450 a 550 MPa generar fractura.

$$\sigma = \frac{F_F}{A_T} \quad (2.1)$$

En donde  $A_T$  representa el área transversal de la probeta de estudio, donde se seleccionó una de diámetro de 12.5 mm, y  $F_F$  la fuerza necesaria para generar fractura, la cual corresponde a 67.49 KN. No obstante, la fuerza de fractura es solo una parte de la fuerza total axial,  $F_a$ , la cual puede ser estimada luego de la selección de materiales y el dimensionamiento inicial de los mismos, y se obtendrá a través de la siguiente expresión:

$$F_a = W_{B1} + W_{B2} + W_{B1} + W_{B2} + W_{PM1} + W_{PM2} + W_{CC} + W_{PM} + F_F \quad (2.2)$$

- $W_{B1}$ : Peso de la brida o cojinete axial 1
- $W_{B2}$ : Peso de la brida o cojinete axial 2
- $W_{PM1}$ : Peso de la plataforma móvil intermedia 1
- $W_{PM2}$ : Peso de la plataforma móvil intermedia 2
- $W_{CT}$ : Peso del cuerpo de tracción
- $F_F$ : Fuerza necesaria para generar tracción a la probeta de ensayo.



**Figura 2. 9 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre los elementos**

De esta expresión depende el cálculo para el diseño y selección de los demás elementos del sistema, para que estos respondan de forma adecuada bajo condiciones estáticas y dinámicas.

## 2.8 Cálculos teóricos

### 2.8.1 Tornillo sin fin

#### 2.8.1.1 Condiciones iniciales

Según el diseño de tornillos de potencia de cuerdas estandarizadas bajo la normativa ACME, se debe determinar el torque de subida y bajada que se producen debido a la fuerza axial requerida, tal que:

Torque de ascenso,

$$T_u = T_{su} + T_c \quad (2.3)$$

$$T_u = P \frac{d_p}{2} * \frac{\mu * \pi * d_p + L \cos \alpha}{\pi * d_p \cos \alpha - \mu L} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (2.4)$$

Donde:

$d_p$ : Diámetro de paso de la cuerda

$d_c$ : Diámetro medio del collarín

$\mu$ : Coeficiente de fricción de rodamiento

$P$ : Carga axial

$L$ : Avance

Y torque necesario para descender la carga,

$$T_d = T_{sd} + T_c \quad (2.5)$$

$$T_d = P \frac{d_p}{2} * \frac{\mu * \pi * d_p - L \cos \alpha}{\pi * d_p \cos \alpha - \mu L} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (2.6)$$

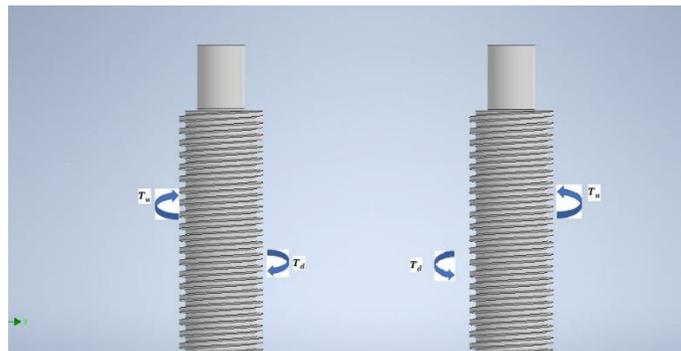


Figura 2. 10 Diagrama de cuerpo libre de tornillos de potencia

### 2.8.1.2 Geometría

Para la transmisión de un torque con mayor eficiencia los tornillos de potencia de dientes cuadrados son los ideales, pero por la selección de medidas estandarizas se selecciona uno con geometría de diente según el estandar americano ACME.

### 2.8.1.3 Altura del diente

$$h = \frac{P}{2} + 0.005 \quad (2.7)$$

Donde  $P$  representa las cuerdas por pulgadas, del cual se selecciona el paso de acuerdo con el estándar previamente mencionado.

#### 2.8.1.4 Ancho del bisel

$$F_r = \frac{0.3707}{n} - 0.0026 \quad (2.8)$$

al que,

$F_r$ : Ancho de bisel en el fondo del filete

$n$ : Número de hilos

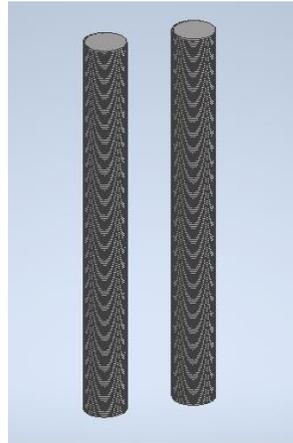


Figura 2. 11 Vista isométrica de los tornillos de potencia

#### 2.8.2 Tuercas

La cuerda o los dientes generados deben ser capaces de soportar fuerzas perpendiculares producidas en subida. Estas cargas se determinan mediante las ecuaciones:

$$N = \frac{W}{\cos(\alpha_n) \cos(\lambda) - f \operatorname{sen}(\lambda)} \quad (2.9)$$

Donde,

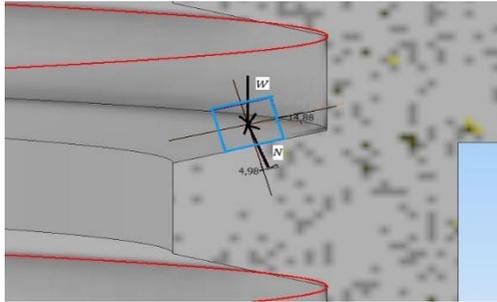
$N$ : Fuerza normal de contacto

$W$ : Peso total

$\alpha_n$ : Ángulo de la cuerda

$\lambda$ : Ángulo de avance

Ésta se representa gráficamente:



**Figura 2. 12 Diagrama de fuerzas de contacto perpendicular en la rosca**

$$Q = \frac{W(f \cos(\lambda) + \cos(\alpha_n))}{\cos(\alpha_n) \cos(\lambda) - f \sin(\lambda)} \quad (2. 10)$$

Donde  $Q$  representa la fuerza tangente total.

### **2.8.2.1 Geometría**

La geometría del diente de la tuerca se genera con las mismas ecuaciones para producir la cuerda del tornillo de potencia. No obstante, su longitud total deberá ser su diámetro multiplicado por un factor de 0.6 para asegurar que el elemento no falle, tal como se muestra a continuación:

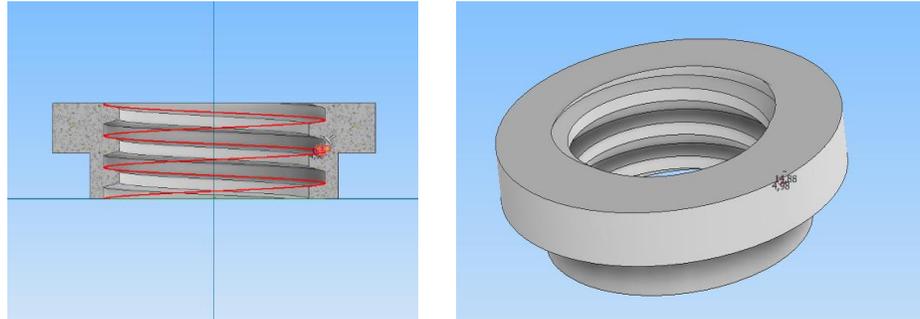
$$L_c = 0.6d \quad (2. 11)$$

$$L_t = L_c + 40 \text{ mm} \quad (2. 12)$$

Donde:

$L_c$ : Representa la longitud de confianza

$L_t$ : Representa la longitud total



**Figura 2. 13 Sólido generado de rosca o buje ACME**

### 2.8.3 Tren de engranes

#### 2.8.3.1 Condiciones iniciales

Dado el torque requerido para los tornillos de potencia se determina un tren de engranes que proporcione lo solicitado.

No obstante, se conoce que se depende de un sistema electromecánico que suministra torque y potencia, compuesto por una caja reductora y un motor, los cuales tienen la siguiente relación

$$P_{CR} = P_{Motor} \quad (2. 13)$$

$$T_{CR}W_{CR} = T_{motor}W_{motor} \quad (2. 14)$$

Donde,

$P_{CR}$ : Potencia de caja reductora

$P_{Motor}$ : Potencia de motor

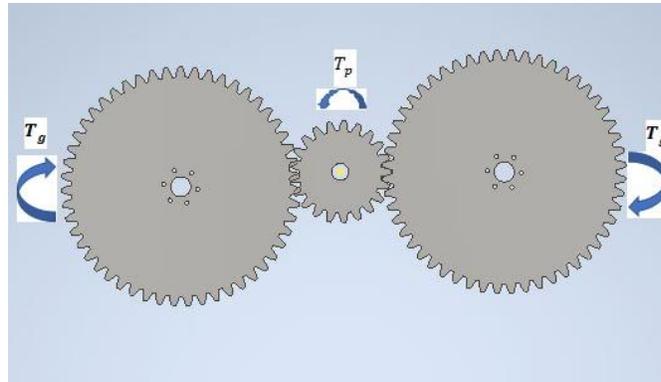
$T_{CR}$ : Torque de caja reductora

$T_{motor}$ : Torque de motor

Mediante la relación de engranes también se obtiene el torque obtenido en los engranes 1 y 2:

$$T_g = m_g T_p \quad (2.15)$$

Tal que,  $m_g$  representa la relación del tren de engranes,  $T_g$ , torque del engrane y  $T_p$  el torque generado por el piñón.



**Figura 2. 14 Torques generados en el piñón y engrane 1 y 2**

### 2.8.3.2 Geometría

Tomando como referencia las medidas restrictivas de la base que contiene estos elementos y demás como motor y caja reductora, se asume una distancia al centro entre el piñón y el engrane de:

$$c = 405,502 \text{ mm}$$

Un ángulo de presión igual a  $20^\circ$ , y mediante la herramienta de diseño de engranes rectos de Inventor se obtendrían las demás dimensiones y fuerzas ejercidas sobre el área de contacto.

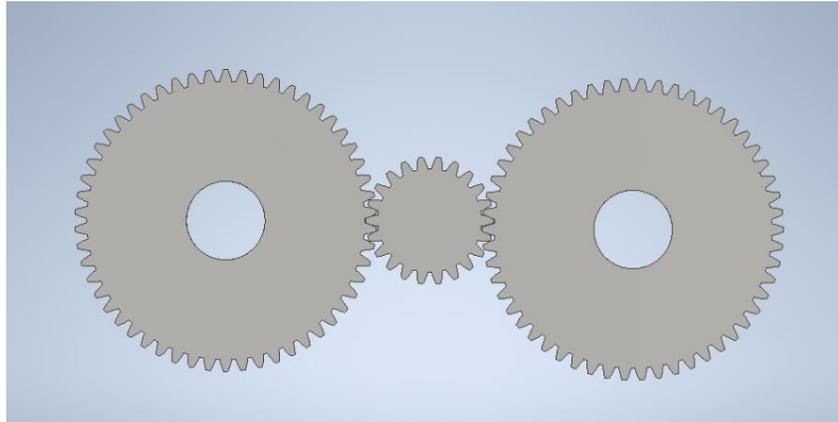


Figura 2. 15 Sólido de tren de engranes simple generado

## 2.8.4 Eje de transmisión (Caja reductora – Piñón)

### 2.8.4.1 Condiciones Iniciales

Dada la relación 40:1, se tiene  $w_{eje} = w_{in} = 30 \text{ RPM}$  y el torque transmitido de la caja reductora al eje  $T = 475 \text{ Nm}$ . Adicionalmente las cargas radiales y tangenciales generadas por el piñón, el peso de este último y las reacciones generadas por los elementos rodantes:

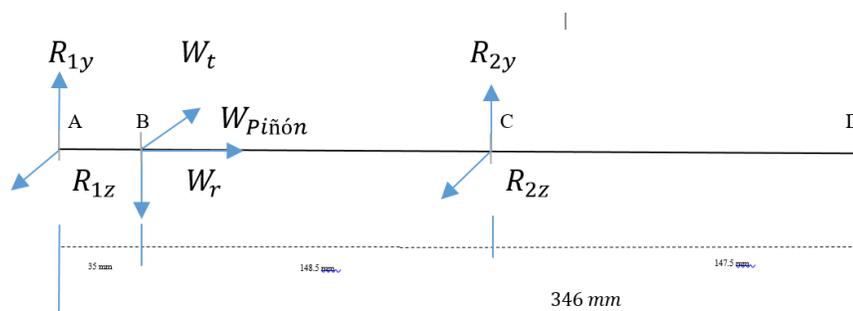


Figura 2. 16 Diagrama de cuerpo libre de eje de transmisión (caja reductora -piñón).

### 2.8.4.2 Geometría

Para generar los cambios de sección del elemento inicialmente se deben considerar los factores de concentración de esfuerzos, mayormente generados por los chaveteros:

$$D = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left( \frac{2(k_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(k_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.16)$$

Donde:

- $S_e$ : límite de resistencia a la fatiga
- $S_{ut}$ : esfuerzo último de tensión
- $T_m$ : Par de torsión medio
- $M_a$ : Momento alternante
- $\eta$ : factor de seguridad

Adicionalmente, se justifica el criterio aplicado para dimensionamiento dada la equivalencia con el ANSI.

Por otro lado, el límite de resistencia a la fatiga al componerse de factores de correlación, que consideran factores de acabado superficial, confiabilidad, carga, etc., (Budynas & Nisbett, 2008). Este último se obtiene de la expresión:

$$S_e = k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.17)$$

Donde:

- $k_a$ : Parámetro del factor de modificación superficial de Marin.
- $k_b$ : Parámetro para tipo de carga (Flexión o torsión).
- $k_c$ : Factor de temperatura según tipo de carga (Flexión, axial o torsión)

- $k_d$ : Factor de temperatura
- $k_e$ : Factor de confiabilidad
- $k_f$ : Factor de efectos varios

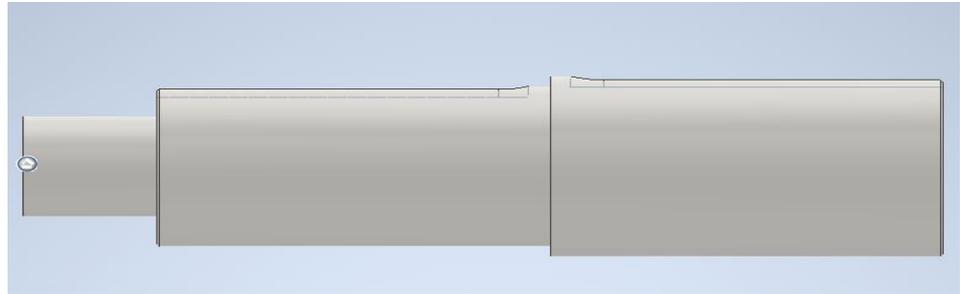
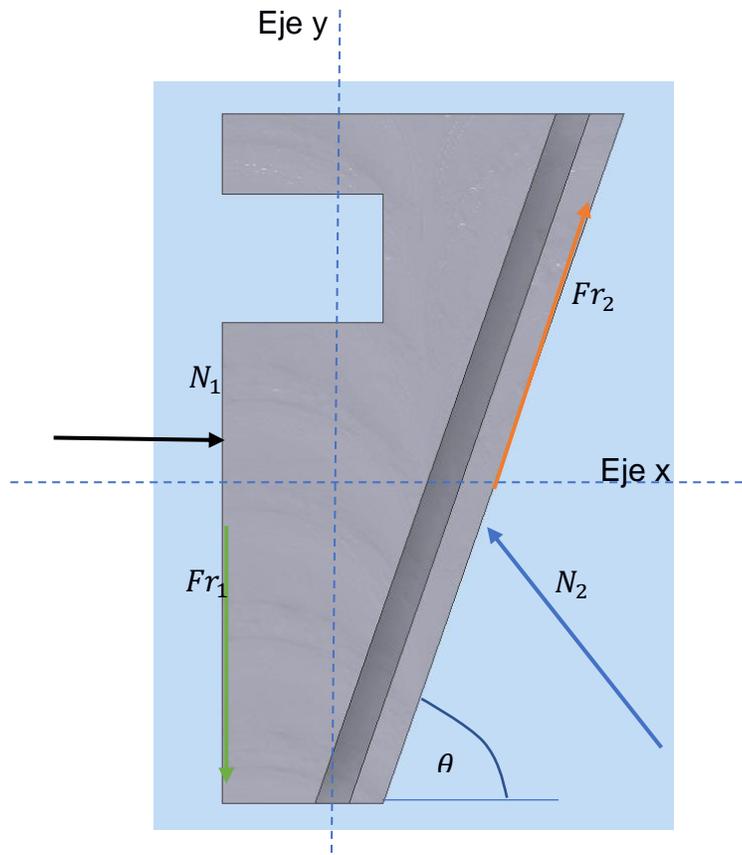


Figura 2. 17 Sólido de eje de transmisión (caja reductora – piñón)

## 2.8.5 Mordazas

### 2.8.5.1 Modelo matemático

Como condición inicial se describe que la fuerza de agarre que debe interactuar en ambas mordazas representa la mitad de la fuerza de carga máxima  $F_r$ , por otra parte, el factor de fricción entre aceros es de 0.78 es  $\mu_2$  y a su vez el factor de fricción  $\mu_1$  cumple con las mismas características.



**Figura 2. 18 Diagrama de cuerpo libre de las mordazas**

Donde:

- $N_1$ : Fuerza normal ejercida por la probeta a la mordaza
- $N_2$ : Fuerza normal que ejerce el cabezal a la mordaza
- $Fr_1$ : Fuerza de rozamiento entre mordaza y probeta
- $Fr_2$ : Fuerza de rozamiento entre la mordaza y el cabezal.
- $Ft$ : Fuerza de ruptura máxima
- $\mu_1$ : Factor de fricción 1
- $\mu_2$ : Factor de fricción 2

$$Fr_1 = \frac{Ft}{2} \quad (2. 18)$$

Aplicación de análisis estático, dado por la ecuación (2. 17) y ecuación (2. 20):

$$\sum F_x = 0; \rightarrow + \quad (2. 19)$$

$$\sum F_y = 0 \uparrow + \quad (2. 20)$$

Además de fuerzas de fricción descrita por los puntos de apoyo dada la ecuación (2. 21) y de contacto con la probeta siendo la ecuación (2. 22):

$$F_{r1} = \mu_1 * N_1 \quad (2. 21)$$

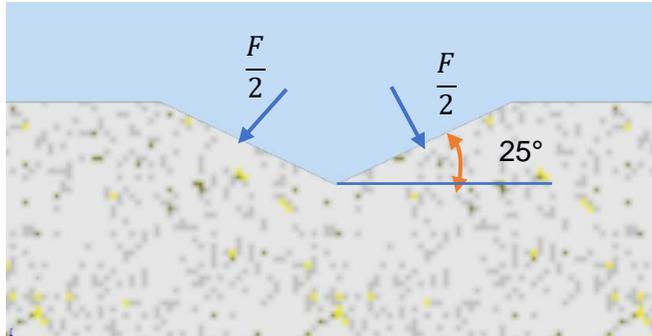
$$F_{r2} = \mu_2 * N_2 \quad (2. 22)$$

Por lo que al reemplazar ambas ecuaciones se obtiene, permitiendo es obtener la fuerza de contacto necesaria para acoplar la cuña con el cabezal, el factor  $\theta$  depende de la geometría de la mordaza.

$$N_2 = \frac{F_{r1}}{\sin (\theta) + \mu_2 \sin (\theta)} \quad (2. 23)$$

Para el cálculo de los esfuerzos provocados sobre la cuña se toma en cuenta que la misma surgirá un esfuerzo de compresión que llevaría a una falla por aplastamiento además de un esfuerzo a la tracción, el cual se produce dado el ángulo de la garganta observado en la Figura 2. 19, a su vez el factor de seguridad dado los esfuerzos existentes que se ve involucrado en el análisis.

$$\tau_c = \frac{F}{A} \quad (2. 24)$$



**Figura 2. 19 Diagrama de fuerzas en la garganta de la mordaza**

$$\sigma_T = \frac{F}{A} \quad (2. 25)$$

Donde:

- $F$ : Fuerza aplicada en la garganta
- $A_g$ : Área de garganta
- $\sigma_T$ : Esfuerzo de tracción en la garganta

$$\left(\frac{\sigma}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{\tau_c}{S_{ys}}\right)^2 = \left(\frac{1}{\eta}\right)^2 \quad (2. 26)$$

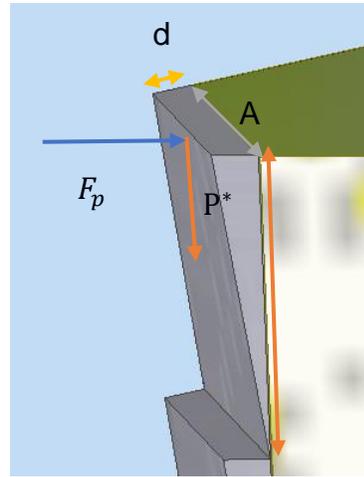
$$S_{ys} = 0.577S_y \quad (2. 27)$$

Donde

- $S_y$ : Resistencia a la fluencia del material
- $S_{ys}$ : Resistencia a la fluencia al cortante
- $\eta$ : Factor de seguridad, en base a la teoría del esfuerzo de distorsión

Por otra parte, los dientes de agarre se describen con el siguiente diagrama de cuerpo libre Figura 2. 20, siendo F la fuerza que ejerce los

dientes de agarre por lo que esta representaría a una porción de la fuerza que se distribuye entre los mismos a la probeta, obteniendo la siguiente ecuación:



**Figura 2. 20 Diagrama de cuerpo libre de los dientes de agarre**

$$F = \frac{Fr_1}{\# \text{ dientes en garganta de las mordazas} * \# \text{ numero de caras}} \quad (2. 28)$$

Lo siguiente es determinar la ecuación del esfuerzo y el momento de inercia que tiene el área de contacto y la distancia  $c$  que representará la distancia desde lo más lejano hasta el eje neutro. Por otra parte, en el mismo análisis se determina la carga  $P$  que describe el aplastamiento o la compresión de cada uno de los dientes. Por ende, se aplica la misma ecuación de Von Mises para obtener el factor de seguridad.

$$\sigma_T = \frac{M c}{I} \quad (2. 29)$$

$$M = F * d \quad (2. 30)$$

$$I = \frac{1}{12} A * B^3 \quad (2.31)$$

$$P^* = \frac{N_1}{\# \text{ dientes en garganta de las mordazas} * \# \text{ numero de caras}} \quad (2.32)$$

$$\sigma_c = \frac{P^*}{A_g} \quad (2.33)$$

Donde:

- $M$ : Momento resultante de la fuerza aplicada sobre los dientes.
- $F$ : Fuerza de arraste por cada diente.
- $\sigma_T$ : Esfuerzo de tracción que soporta los dientes de las mordazas.
- $\sigma_c$ : Esfuerzo de compresión que soportan los dientes de la mordaza.
- $P^*$ : Fuerza de compresión distribuida en los dientes de la mordaza

## 2.8.6 Plataformas

### 2.8.6.1 Condiciones iniciales

La fuerza máxima que es capaz de soportar las placas que componen las plataformas está compuesta de las diversas reacciones que son parte de las columnas. Aparte, que se describe la relación entre el ancho y el alto de la placa, y describiendo la longitud mínima respecto a su anchura:

$$F = R_n = \frac{F_{max}}{n} \quad (2.34)$$

$$M_p = F * \frac{L}{2} \quad (2.35)$$

$$M^2_{max} = M^2_1 + M^2_2 \quad (2.36)$$

$$L_{min} = 2.25 h \quad (2.37)$$

$$a = \gamma b \quad (2.38)$$

$$L^2 = a^2 + b^2 \quad (2.39)$$

Donde:

$M_p$ : Momento aplicado en la plataforma

$F_{max}$ : Fuerza máxima dada las reacciones de las columnas

$L_{min}$ : Longitud mínima para plataformas

Por otra parte, describiendo los momentos de inercia de cada punto se obtiene:

$$I_{xz} = \frac{1}{12} x a x (h)^3 \quad (2.40)$$

$$I_{yz} = \frac{1}{12} x b x (h)^3 \quad (2.41)$$

Donde

$I_{yz}$ : Inercia en el eje Y-Z

$I_{xz}$ : Inercia en el eje X-Z

### **2.8.6.2 Modelo matemático**

De igual manera, se verifica según las condiciones del material y los esfuerzos que se generan:

$$\sigma_a = \frac{Mc}{I} \quad (2.42)$$

$$c = \frac{h}{2} \quad (2.43)$$

$$\sigma_a = \frac{0.75 * \sigma_f}{\eta} \quad (2.44)$$

Donde:

$\sigma_a$ : Esfuerzo por flexión

En el que para el diseño se describe un factor de seguridad de 2 para obtener el espesor de la placa. Desde otro punto de vista se analiza la deformación por flexión con apoyo simple con carga central y también se corrigen los momentos de inercias, dado los agujeros que se crean para los tornillos; aparte de las deformaciones que se crean debido a la tracción y cortante:

$$\delta = \frac{FL^3}{48EI} \quad (2.45)$$

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \quad (2.46)$$

$$\tau = \frac{3F}{2A_0} \quad (2.47)$$

Donde

- $A_0$ : Área de la plataforma luego de los agujeros

Describiendo los esfuerzos principales y el esfuerzo cortante máximo:

$$\sigma_{princ} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (2.48)$$

$$\tau_{max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (2.49)$$

Donde

- $\sigma_{princ}$ : Esfuerzo principal combinado
- $\tau_{max}$ : Esfuerzo cortante máximo

Por último, se analizan los esfuerzos de Von Mises y se describen los factores de seguridad por flexión y por cortante, los cuales están descritos por la ecuación (1. 10) y la ecuación (1. 11) :

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (2. 50)$$

Donde:

$\sigma'$ : Esfuerzo de Von Mises

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS

### 3.1 Diseño y simulación de elementos

Como se estableció en el capítulo anterior, el desarrollo del diseño requería partir del resultado de la fuerza axial, que se obtenía de la ecuación (2. 2):

$$F_a = 69.28 \text{ KN}$$

#### 3.1.1 Tornillo sin fin

Torque de subida y bajada

Se proporciona la carga axial  $F_a$ , y dimensiones iniciales del tornillo de potencia ACME de arranque simple según medidas estándares, y se obtiene el torque necesario para levantar la carga en un tornillo de la ecuación (2. 3) y (2. 4). Además, se asume que el tornillo estará lubricado con aceite por lo que  $\mu = 0.15$ , el avance es igual al paso  $L = 0.5 \text{ in}$ , y el ángulo de avance es  $\alpha = 14.5^\circ$ , tal que:

$$T_u = 11462.31 \text{ lb in}$$

$$T_u = 1852.16 \text{ Nm}$$

Es decir que, de forma individual, cada tornillo requiere un torque de magnitud de 926.08 Nm para vencer la inercia de los elementos y al mismo tiempo generar fractura.

Por otro lado, el torque de bajada solo considera como fuerza axial el peso de los elementos, de modo que según la expresión (2. 6):

$$T_d = 373.41 \text{ lb in}$$

$$T_d = 42.19 \text{ Nm}$$

Donde cada tornillo debe generar un torque de 21.06 Nm para bajar la carga.

Para poder evaluar la deformación y esfuerzo, en el software de elementos finitos se analizan tres puntos de interés: Cara inferior, media e inferior, asumiendo el contacto y desplazamiento de la rosca.

Se determina que el punto crítico se da en la parte media del elemento, no obstante, el material seleccionado está pensado para soportar los esfuerzos más altos generados y se corrobora gráficamente a través de simulación:

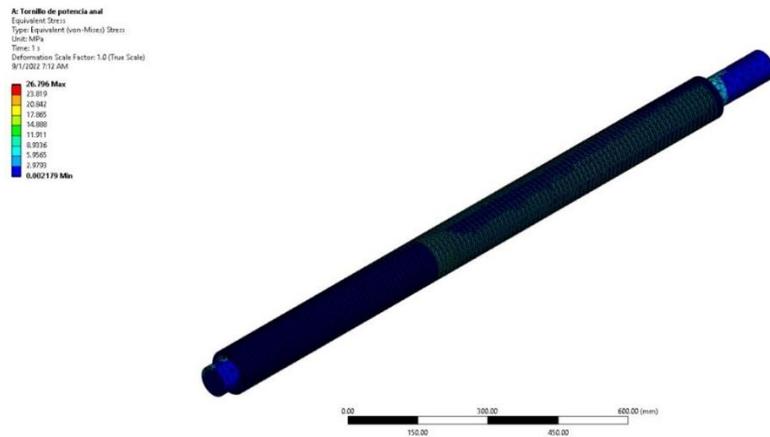


Figura 3. 1 Esfuerzos máximos y mínimos a los que está sometido el tornillo



Figura 3. 2 Deformación mínima y máxima que presenta el elemento

**Tabla 3. 1 Valores experimentales de la simulación de los tornillos de potencia.**

Tamaño de elementos	Deformación [mm]		Esfuerzo Equivalente [MPa]		Factor de seguridad [N/A]	
	Min	Máx.	Min	Máx.	Min	Máx.
10 mm	$3.89 \times 10^{-9}$	0.16	0.00	37.34	2.71	15.00
15 mm	$2.86 \times 10^{-8}$	0.16	0.00	26.79	3.21	15.00

### 3.1.2 Tuerca ACME

La fuerza para analizar la deformación y los esfuerzos generados en la rosca y tornillos que actúa sobre los dientes, obtenida de la expresión (2. 9) es de:

$$N = 105910.81 N$$

La ecuación de la fuerza normal al contacto parte de un diferencial, pero para nuestro cálculo es válido el resultado en solo punto, dado que en la simulación se aplica la misma carga en las caras de la cuerda a la longitud total de rosca. La longitud de la rosca, hallada de la expresión (2. 12) es:

$$L_t = 76.66 mm$$

### 3.1.3 Selección del motor

En base a los parámetros descritos por parte del tornillo sin fin y la tuerca ACME, el motor necesario para llevar a cabo el movimiento lineal de la plataforma móvil, debe cumplir con una potencia de 2HP y 1200 RPM. Debido a que el mecanismo requiere un sistema de control se obtienen dos elecciones siendo un motor trifásico con un sistema de control o un servo motor. Sin embargo, el proyecto toma como enfoque un costo accesible por lo que se limita a la selección un motor trifásico con un sistema de control enfocado en una variación de frecuencia y la velocidad que este va a conseguir durante la prueba. Se observa en la Figura A. 9 la ficha técnica del motor seleccionado con las características mencionadas.

### 3.1.4 Tren de engranes

De acuerdo con la selección de un motor que aporta 1200 RPM y 2 HP, una caja reductora con un torque de salida de 673 Nm y 30 RPM, mediante las expresiones como la ecuación (2. 14) y ecuación (2. 15) se obtienen los torques de salida del piñón y los engranes, respectivamente:

$$T_p = 673 \text{ Nm}$$

$$T_g = 1634.42 \text{ Nm}$$

De estos últimos, y de las fuerzas tangenciales y radiales que actúan en los dientes en contacto del piñón con los de los engranes se generan los siguientes esfuerzos:

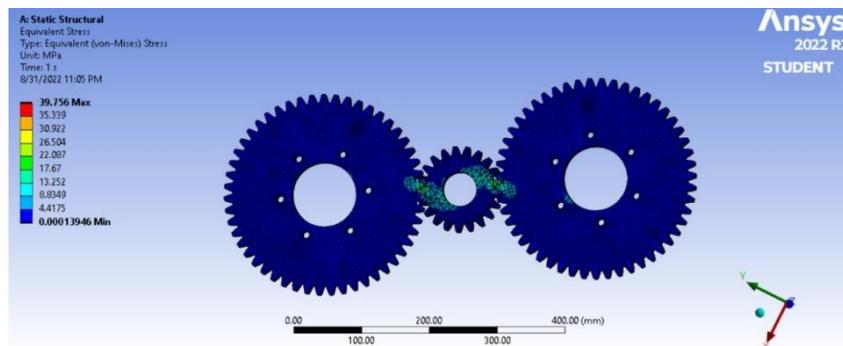


Figura 3. 3 Concentración de esfuerzos en puntos de contacto

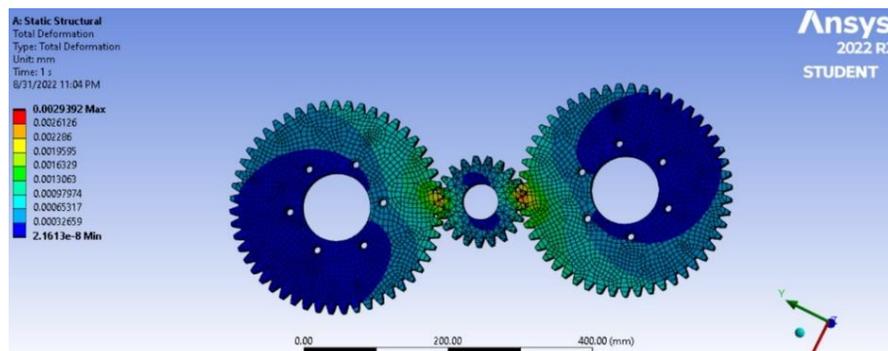


Figura 3. 4 Puntos máximos y mínimos de deformación

**Tabla 3. 2 Valores experimentales de la simulación de engranes y piñón**

Tamaño de elementos	Deformación [mm]		Esfuerzo Equivalente [MPa]		Factor de seguridad [N/A]	
	Min	Máx.	Min	Máx.	Min	Máx.
7 mm	$2.61 \times 10^{-8}$	0.002	0.00	39.75	2.16	15.00
10 mm	$2.61 \times 10^{-7}$	0.002	$8.55 \times 10^{-5}$	31.74	2.71	15.00
15 mm	$8.77 \times 10^{-8}$	0.00	0.00	38.46	2.24	15.00

Luego, para un piñón motriz y engranes conducidos, en sistema métrico, se obtienen las siguientes geometrías:

**Tabla 3. 3 Geometría del piñón y del engrane 1 y 2**

Piñón		Engrane 1		Engrane 2	
Símbolo	Resultado	Símbolo	Resultado	Símbolo	Resultado
$m$	5.5	$m$	5.5	$m$	5.5
$n$	21 dientes	$n$	51 dientes	$n$	51 dientes
$d_p$	115.5 [mm]	$d_p$	280.50 [mm]	$d_p$	280.50 [mm]
$d_e$	126.35 [mm]	$d_e$	280.50[mm]	$d_e$	280.50[mm]
$a_c$	4.03 [mm]	$h$	5.869 [mm]	$h$	5.869[mm]
$p$	17.27 [mm]	$p$	17.23 [mm]	$p$	17.23[mm]
$d_i$	101.75 [mm]	$d_i$	270.89 [mm]	$d_i$	270.89 [mm]

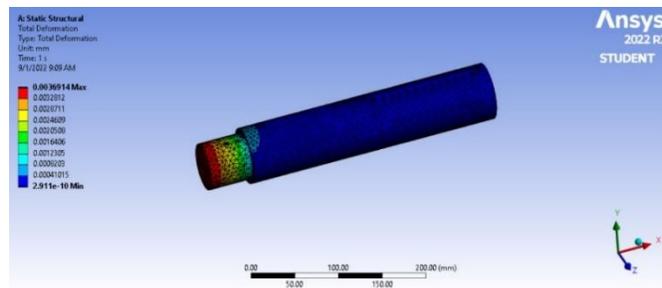
### 3.1.1 Eje de transmisión (Caja reductora – Piñón)

Mediante la sumatoria de fuerzas se obtuvieron los resultados de las cargas que actúan en el elemento de transmisión:

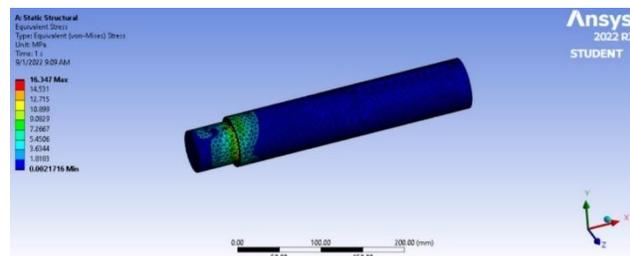
**Tabla 3. 4 Resultados de las reacciones del eje de transmisión**

$R_{1y}$ [N]	$R_{2y}$ [N]	$R_{1z}$ [N]	$R_{2z}$ [N]	$W_r$ [N]	$W_t$ [N]
8718.25	2935.43	3173.18	1068.41	4141.59	11653.68

Estas últimas responden a los esfuerzos generados en el elemento, tal como se muestra a continuación:



**Figura 3. 5 Deformación del eje de transmisión**



**Figura 3. 6 Máximos y mínimos esfuerzos aplicados sobre el eje de transmisión**

**Tabla 3. 5 Valores experimentales de la simulación del eje de transmisión**

Tamaño de elementos	Deformación [mm]		Esfuerzo Equivalente [MPa]		Factor de seguridad [N/A]	
	Min	Máx.	Min	Máx.	Min	Máx.
5 mm	$2.91 \times 10^{-10}$	0.003	0.002	16.347	5.27	15.00
10 mm	$6.20 \times 10^{-9}$	0.003	0.002	15.59	5.52	15.00
15 mm	$1.79 \times 10^{-9}$	0.003	0.01	15.46	5.57	15.00

Adicionalmente, mediante el análisis por fatiga, aplicando el criterio de Ed - Goodman, criterios para la concentración de esfuerzos generados por los chaveteros, y un factor de seguridad de 1.5, se obtienen dos cambios de sección de la expresión mediante la ecuación (2. 16):

**Tabla 3. 6 Cambios de sección recomendados.**

$D_1$	51.38 mm
$D_2$	61.65 mm

### 3.1.2 Plataforma inferior

La fuerza máxima capaz de soportar la placa es de 120 [KN], ejercida por la fuerza producida por los tornillos de potencia, dejando un conjunto de acción y reacción provocado por las columnas:

$$F = 30 \text{ [KN]}$$

Dada la geometría de la plataforma,  $a=1000$  [mm],  $b=650$  [mm],  $F=30$  [KN], obtenemos geoméricamente que  $\gamma$  es 1.54 y un factor de seguridad 2, dando como resultado el espesor mínimo en la plancha:

$$\sigma_f = \frac{0.23}{(h)^2} \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo máximo permisible se lo determinará con un factor de seguridad de 2:

$$\sigma_a = 93.75 \text{ [MPa]}$$

$$h^2 = \frac{0.23}{93.75} \equiv h = 0.05 \text{ [m]} = 1.95 \text{ [in]} = 49.53 \text{ [mm]}$$

Por lo que un espesor comercial adecuado para la maquinaria es de 50 [mm], y las mismas dimensiones anteriormente descritas.

$$I_{yz} = 0.10 \left( \frac{50}{1000} \right)^4 = 6.25 \times 10^{-7} \text{ [m}^4\text{]}$$

Por lo que, recalculando, dado un espesor comercial y asumiendo las dimensiones de la placa:

**Tabla 3. 7 Tabla de dimensiones de la plataforma inferior**

Dimensiones			
Ancho [m]	Largo [m]	Área [m <sup>2</sup> ]	Espesor [mm]
0.65	1	0.65	50

Tomando en cuenta los agujeros principales de los tornillos de potencia con “ $\phi$ ” de 0.095 [m] o 95 [mm] respecto a la inercia:

$$I_{xz} = 8.44 \times 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$I_{yz} = 5.78 \times 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$$

Aparte, dado que la masa de la placa obtenida del software Inventor es de 249.92 [kg] y el peso 2.45[KN].

El análisis de las fuerzas existentes sobre la placa se reescribe de la siguiente manera:

$$F = 122452 \text{ [N]}$$

Las reacciones se describen:

$$R = 30613 \text{ [N]}$$

Dejando el momento que se describe en los soportes:

$$M = \frac{R}{2} * t$$

Donde la distancia entre las reacciones corresponde a:

$$t = 0.76[m]$$

$$M_{max} = 16798 [Nm]$$

$$c = 0.025$$

$$\sigma = 49.76[MPa]$$

Permitiendo obtener la flexión por tracción:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{122452}{0.65} = 0.19 [MPa]$$

Por lo que debido a la fuerza que es aplicada y las reacciones que se hallan descritas, solo se encuentran esfuerzos normales y un esfuerzo cortante máximo en los planos x-y:

$$A_0 = h * (a - 2\phi) = 0.05 * (1 - 2 * 0.095) = 0.04[m^2]$$

$$\tau_{xy} = 4.5[MPa]$$

$$\sigma_{pral} = 24.97 \pm 25.38 [MPa]$$

$$\sigma_1 = \sigma_{max} = 50.35 [MPa]$$

$$\sigma_2 = \sigma_{min} = 410 [KPa]$$

$$\tau_{max} = \pm 25.38 [MPa]$$

Entonces analizando por esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad \sigma_2 \ll \sigma_1$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

El esfuerzo máximo admisible por flexión y el factor de seguridad que este determina:

$$\sigma_a = 0.75 * \sigma_f = 0.75 * 250 = 187.5 [MPa]$$

$$\eta = \frac{\sigma_a}{\sigma'}$$

$$\eta = \frac{187.5}{50.35} = 3.72 \approx 4$$

El esfuerzo máximo admisible por cortante y el factor de seguridad que este determina:

$$\tau_a = 0.4 * \sigma_f = 0.4 * 250 = 100 \text{ [MPa]}$$

$$\eta = \frac{\tau_a}{\tau_{max}}$$

$$\eta = \frac{100}{25.38} = 3.94 \approx 4$$

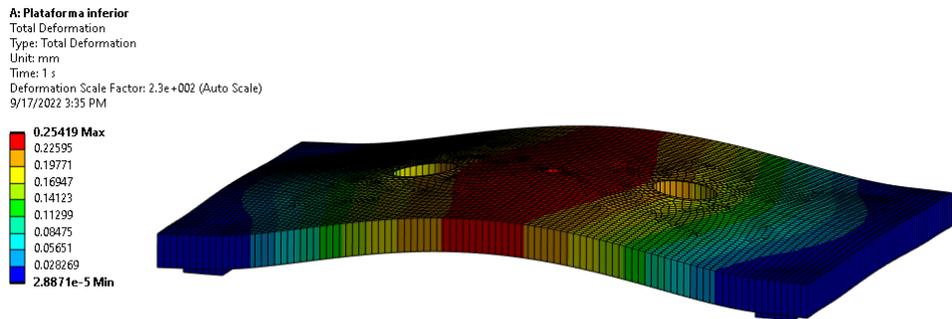


Figura 3. 7 Deformación de la plataforma inferior

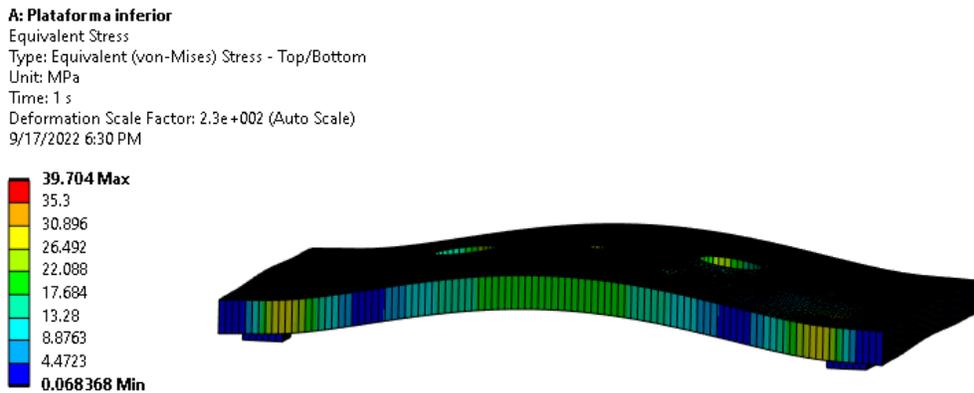


Figura 3. 8 Esfuerzos máximos y mínimos de la plataforma inferior

Tabla 3. 8 Valores experimentales de la plataforma inferior

Tamaño de elementos	Deformación [mm]	Esfuerzo Equivalente [MPa]	Factor de seguridad [N/A]

	Min	Máx.	Min	Máx.	Min	Máx.
5 mm	$1.91 \times 10^{-5}$	0.26	0.06	41.76	5.99	15.00
10 mm	$2.89 \times 10^{-5}$	0.25	0.07	39.704	6.30	15.00
15 mm	$4.12 \times 10^{-5}$	0.25	0.14	36.68	6.82	15.00

### 3.1.3 Plataforma superior

Los cálculos de la plataforma superior son similares en la selección del espesor y en el diagrama de cuerpo libre que este presenta por lo que se analiza:

**Tabla 3. 9 Dimensiones de la plataforma superior**

Dimensiones			
Ancho [m]	Largo [m]	Área [ $m^2$ ]	Espesor [mm]
0.65	1	0.65	50

$$A = 0.65 \times 1 = 0.65 [m^2];$$

Tomando en cuenta los agujeros principales de los tornillos de potencia con “ $\phi$ ” de 0.095 [m] o 95 [mm] respecto a la inercia

$$I_{zy} = 7.81 \times 10^{-6}$$

Dado que la masa de la placa obtenida del software inventor es de 249.04 [kg] y el peso 2.44 [KN]

El análisis de las fuerzas existentes sobre la placa se reescribe de la siguiente manera:

$$F = 122443 [N]$$

Las reacciones se describen:

$$R = 30610 [N]$$

Dejando el momento que se describe en los soportes:

$$M = \frac{R}{2} * t$$

Donde la distancia entre las reacciones corresponde a:

$$t = 0.949[m]$$

$$M_{max} = 20541 [Nm]$$

$$c = \frac{h}{2} = \frac{0.05}{2} = 0.025$$

$$\sigma = 65.75[MPa]$$

Permitiendo obtener la flexión por tracción:

$$\sigma = 0.19 [MPa]$$

Dejando así un esfuerzo de tracción:

$$\sigma_t = 0.19 \pm 65.75 [MPa]$$

Cuando los tornillos trabajen a tracción

Se describen las fibras de la placa a tensión y compresión:

Fibras a tensión

$$\sigma_t = 65.94 [MPa]$$

Fibra a compresión

$$\sigma_t = -65.56 [MPa]$$

Por otra parte, en el momento que los tornillos trabajen a compresión

Fibras a tensión

$$\sigma_t = 65.56 [MPa]$$

Fibra a compresión

$$\sigma_t = -65.94 [MPa]$$

Por lo que debido a la fuerza que es aplicada y las reacciones que se hallan descritas, solo se encuentran esfuerzos normales y un esfuerzo cortante máximo en los planos x-y:

$$A_0 = 0.037[m^2]$$

$$\tau_{xy} = 4.86[MPa]$$

$$\sigma_1 = \sigma_{max} = 66.10 [MPa]$$

$$\sigma_2 = \sigma_{min} = 362 [KPa]$$

Y un cortante máximo de

$$\tau_{max} = \pm 33.23 \text{ [MPa]}$$

Entonces analizando por esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad \sigma_2 \ll \sigma_1$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

El esfuerzo máximo admisible por flexión y el factor de seguridad que este determina:

$$\eta \approx 3$$

El esfuerzo máximo admisible por cortante y el factor de seguridad que este determina:

$$\eta = \frac{100}{33.23} = 3.00 \approx 3$$

### 3.1.4 Plataforma móvil

Dada la geometría de la plataforma,  $a=800$  [mm],  $b=600$  [mm],  $F=30$  [KN], obtenemos geoméricamente que  $\gamma$  es 1.333333 y un factor de seguridad 2, dando como resultado el espesor mínimo en la plancha:

$$a = 1.3333 * b$$

$$I_{xz} = 0.15 (h)^4$$

$$I_{yz} = 0.11 (h)^4$$

$$\sigma_f = \frac{0.21}{(h)^2} \text{ [MPa]}$$

El esfuerzo máximo permisible se lo determinará con un factor de seguridad de 2:

$$h = 0.05 \text{ [m]} = 1.86 \text{ [in]} = 47.32 \text{ [mm]}$$

Por lo que un espesor comercial adecuado para la maquinaria es de 50 [mm] y las mismas dimensiones anteriores descritas.

Por otra parte, la distancia obtenida es:

$$L_{min} = 0.11 [m]$$

$$I_{yz} = 6.87 \times 10^{-7} [m^4]$$

$$I_{xz} = 9.37 \times 10^{-7} [m^4]$$

Deformación por flexión con apoyo simple carga central

$$\delta = 1.82 \times 10^{-5} [m] = 0.018 [mm]$$

Por lo que, recalculando, dado un espesor comercial y asumiendo las dimensiones de la placa:

**Tabla 3. 10 Dimensiones de la plataforma móvil.**

Dimensiones			
Ancho [m]	Largo [m]	Área [m <sup>2</sup> ]	Espesor [mm]
0.6	0.8	0.48	50

$$A = 0.6 \times 0.8 = 0.48 [m^2]$$

Tomando en cuenta los agujeros principales de los tornillos de potencia con “ $\phi$ ” de 0.11 [m] o 110 [mm] respecto a la inercia

$$I_{zx} = 8.12 \times 10^{-6}$$

Entonces la deformación máxima es

$$\delta_x = 1.53 [mm]$$

Dado que la masa de la placa obtenida del software inventor es de 175.43 [kg] y el peso 1.72 [KN]

El análisis de las fuerzas existentes sobre la placa se reescribe de la siguiente manera:

$$F = 121721 [N]$$

Las reacciones se describen:

$$R = 30430 [N]$$

Dejando el momento que se describe en los soportes:

$$M = \frac{R}{2} * t$$

Donde la distancia entre las reacciones corresponde a:

$$t = 0.949[m]$$

$$M_1 = 14439 [Nm]$$

$$M_{max} = 14439 [Nm]$$

$$c = 0.025$$

$$\sigma = 44.45[MPa]$$

Permitiendo obtener la flexión por tracción:

$$\sigma = 0.25 [MPa]$$

Dejando así un esfuerzo de tracción:

$$\sigma_t = 0.25 \pm 44.45 [MPa]$$

Por lo que debido a la fuerza que es aplicada y las reacciones que se hallan descritas, solo se encuentran esfuerzos normales y un esfuerzo cortante máximo en los planos x-y:

$$A_0 = 0.039[m^2]$$

$$\tau_{xy} = 4.62[MPa]$$

Al existir solo esfuerzos en el plano x:

$$\sigma_1 = \sigma_{max} = 45.17 [MPa]$$

$$\sigma_2 = \sigma_{min} = 470 [KPa]$$

Y un cortante máximo de

$$\tau_{max} = \pm 22.82 [MPa]$$

Entonces analizando por esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad \sigma_2 \ll \sigma_1$$

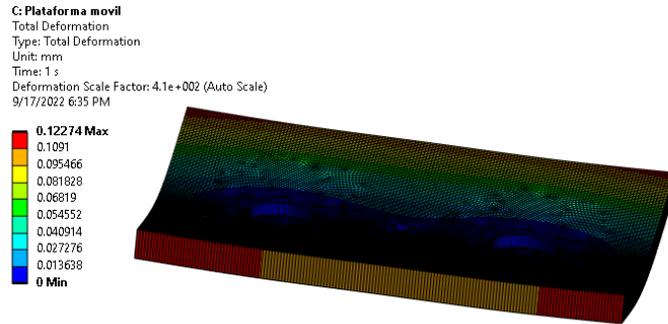
$$\sigma' = \sigma_1$$

El esfuerzo máximo admisible por flexión y el factor de seguridad que este determina:

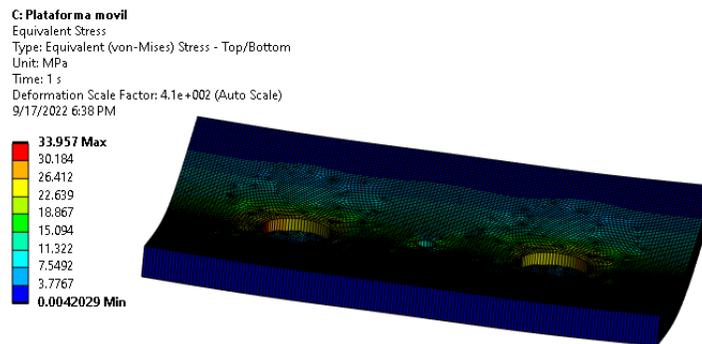
$$\eta \approx 4$$

El esfuerzo máximo admisible por cortante y el factor de seguridad que este determina:

$$\eta \approx 4$$



**Figura 3. 9 Deformación de la plataforma móvil**



**Figura 3. 10 Máximos y mínimos esfuerzos de la plataforma móvil**

**Tabla 3. 11 Valores experimentales de la plataforma móvil**

Tamaño de elementos	Deformación [mm]		Esfuerzo Equivalente [MPa]		Factor de seguridad [N/A]	
	Min	Máx.	Min	Máx.	Min	Máx.
5 mm	0	0.13	0	34.97	7.15	15.00
10 mm	0	0.12	0.02	32.60	7.67	15.00
15 mm	0	0.12	0.06	31.66	7.90	15.00

### 3.1.5 Columnas inferiores

Las columnas inferiores determinan el soporte total de cada uno de los elementos que componen la maquina por lo que se seleccionó un perfil cuadrado 60x4 descrito en la Figura A. 6, para cumplir con la condición máxima de 120 KN, el cual divido para cada columna describe resultados por medio de la ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{30[KN]}{0.855 \times 10^{-3} [m^2]} = 35.09[MPa]$$

Obteniendo resultados de una fuerza crítica, esfuerzo crítico y una deformación determinada de:

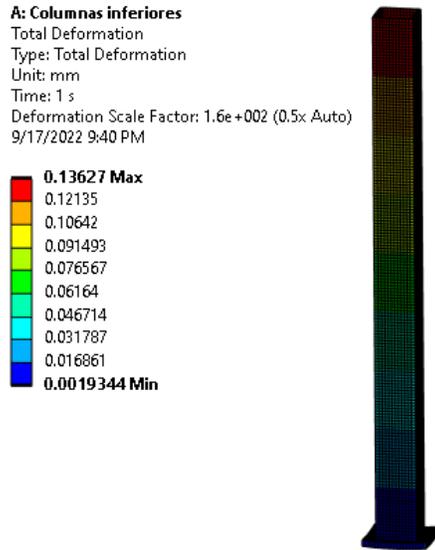
$$F_{cr} = \frac{\pi^2 * (207 \times 10^9) * (4.365 \times 10^{-7})}{(0.5 * 0.85)^2} = 4.93[MN] = 4937.15 [KN]$$

$$\sigma_{cr} = \frac{F_{cr}}{A} = \frac{4.93 [MN]}{0.855 \times 10^{-3} [m^2]} = 5.77[GPa]$$

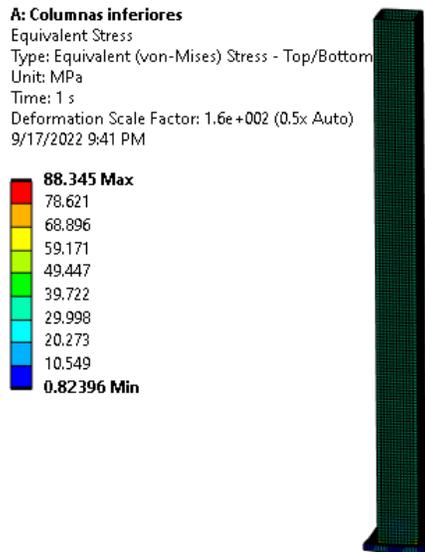
Con lo cual nos genera un factor de seguridad tanto para flexión como para cortante respectivamente:

$$\eta = \frac{187.5}{35.09} = 5.34 \approx 5$$

$$\eta = \frac{100}{17.545} = 5.69 \approx 6$$



**Figura 3. 11 Deformación de las columnas inferiores**



**Figura 3. 12 Esfuerzos máximos y mínimos de las columnas inferiores**

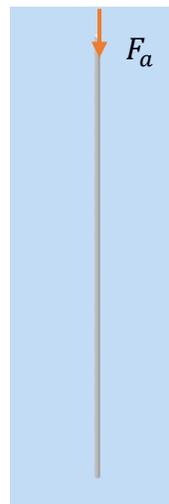
**Tabla 3. 12 Valores experimentales de las columnas inferiores**

Tamaño de elementos	Deformación [mm]		Esfuerzo Equivalente [MPa]		Factor de seguridad [N/A]	
	Min	Máx.	Min	Máx.	Min	Máx.

5 mm	$1.93 \times 10^{-3}$	0.14	0.82	88.34	2.83	15.00
10 mm	$1.95 \times 10^{-3}$	0.14	1.41	63.80	3.92	15.00
15 mm	$1.82 \times 10^{-3}$	0.14	2.17	52.47	4.76	15.00

### 3.1.6 Columnas superiores

Las columnas superiores son el apoyo para la plataforma inferior y sirven de guía para la plataforma móvil, cumpliendo con la condición máxima de 120 KN, y seleccionando un perfil circular de 50.8 mm con un espesor de 2 mm:



$$\sigma = 97.72 [MPa]$$

Dado un factor de seguridad de 2 describiendo la fuerza crítica provocado por esta y el esfuerzo crítico:

$$F_{cr} = 329.47 [KN]$$

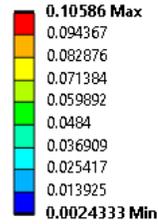
$$\sigma_{cr} = 1078.84 [MPa]$$

Con lo cual se obtuvo un factor de seguridad tanto para flexión como para cortante respectivamente:

$$\eta = 1.81 \approx 2$$

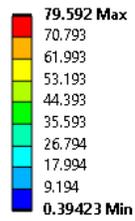
$$\eta = 2.05 \approx 2$$

**B: Columnas superiores**  
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 1 s  
Deformation Scale Factor: 7.1e+002 (Auto Scale)  
9/17/2022 9:26 PM



**Figura 3. 13 Deformación de las columnas superiores**

**B: Columnas superiores**  
Equivalent Stress  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom  
Unit: MPa  
Time: 1 s  
Deformation Scale Factor: 7.1e+002 (Auto Scale)  
9/17/2022 9:27 PM



**Figura 3. 14 Máximos y mínimos esfuerzos de las columnas superiores**

**Tabla 3. 13 Valores experimentales de las columnas superiores**

Tamaño de elementos	Deformación [mm]		Esfuerzo Equivalente [MPa]		Factor de seguridad [N/A]	
	Min	Máx.	Min	Máx.	Min	Máx.
5 mm	$2.29 \times 10^{-3}$	0.11	0.08	82.26	2.90	15.00
10 mm	$2.36 \times 10^{-3}$	0.11	0.21	82.72	3.02	15.00
15 mm	$2.43 \times 10^{-3}$	0.11	0.39	79.59	3.14	15.00

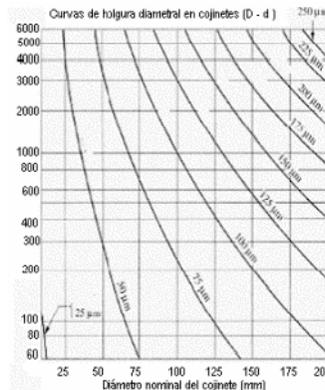
### 3.1.7 Bocín

Se preselecciona el material Acero Resulfurado (AISI 12L4), que describe un límite de fluencia de 412 MPa. Se describirá la holgura diametral máxima y el lubricante recomendado.

$$\frac{L}{D} = \frac{50 [mm]}{60.8 [mm]} = 0.822$$

$$h_o > 0.0002 + 0.00004 \left[ \frac{50}{25.4} \right] = 0.000028 [in]$$

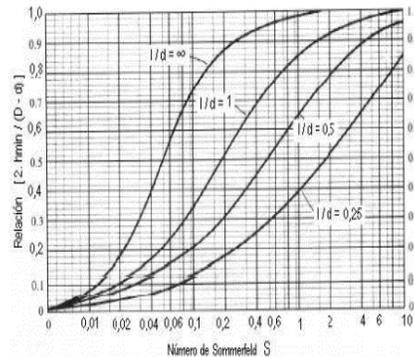
Observando que 25 micras o  $9.84 \times 10^{-4} [in]$  describen la holgura diametral máxima de la Gráfica 1.



**Gráfica 1 Curva de holgura diametral en cojinetes de deslizamiento**

$$\frac{h_o}{c} = \frac{0.00028}{\frac{9.84 \times 10^{-4}}{2}} = 0.28$$

Tomando el número de Sommerfeld S de la Gráfica 2, S=0.12



**Gráfica 2 Relación de excentricidad y variable del espesor**

Por lo que es recomendable usar el fluido lubricante SAE30 siendo este usado comúnmente en las guías de maquinarias y herramientas, que permite operar en velocidades bajas y que tienen una viscosidad absoluta en de 12.5 [ $\mu\text{reyn}$ ] a una temperatura de 40 [C°].

### 3.2 Costos

El análisis de costo nos permitirá estudiar el importe que implica la elaboración o fabricación de un proyecto, esto nos dará a conocer cuánto nos cuesta el proyecto y el desembolso que este requiere para que este sea posible.

Posteriormente se realizará una comparación de costo donde se determinará si es viable fabricar la maquinaria o es mejor importarla, este análisis es necesario para que las personas implicadas en el proyecto tomen una decisión factible para ellos.

Los costos que estarán considerados en el presente proyecto serán los de materia prima, mano de obra directa y otros costos que surgen en el transcurso de la fabricación, factores que ayudaran a determinar el costo total de fabricación de la máquina para ensayos de tracción.

### 3.2.1 Costo de materia prima para diseño de elementos mecánicos

Los costos descritos en la Tabla 3. 14, presentan los valores en el mercado ecuatoriano de los materiales descritos para la máquina para ensayos de tracción:

**Tabla 3. 14 Tabla de costo estructural**

Ítems	Detalle	Material	Cant.	Precio unitario	Precio total
1	Placa para planchas móvil	A36	1	\$384.00	\$384.00
2	Placa para transversales fijos	A36	2	\$520.00	\$1040.00
3	Placa de soporte motor e=10 mm	A36	1	\$32.80	\$32.80
4	Placa superior soporte de motor e=15	A36	1	\$12.00	\$12.00
5	Perfil estructural angular 25x4	A36	1	\$11.00	\$11.00
6	Perfil estructural tubular cuadrado 60x4	A36	1	\$55.50	\$55.50
7	Perfil estructural tubular circular 2", e= 2 [mm]	A36	1	\$19.68	\$19.68
8	Acero para tonillos de potencia	P20	2	\$570.21	\$1140.42
9	Acero para bridas e = 10 mm	A36	1	\$43.30	\$43.30
10	Acero para bridas, e= 20 mm	A36	1	\$25.60	\$25.60
11	Acero para tuercas	P20	4	\$18.20	\$72.80
12	Acero para piñón	SAE 1020	1	\$15.36	\$15.36
13	Acero para engranes	SAE 1020	2	\$52.79	\$105.58
TOTAL					\$2958.04

### 3.2.2 Costo de materiales eléctricos

Los costos de los aparatos eléctricos que se propone para la maquina se visualiza en la Tabla 3. 15.

**Tabla 3. 15 Costo del sistema eléctrico para la maquinaria**

Ítems	Detalle	Característica	Cant.	Precio unitario	Precio total
1	Celda de carga	Celda de carga tipo S S2-B	1	\$ 140.00	\$ 140.00
2	Variador de frecuencia	Simens, 2 hp, 1f, 200 v	1	\$ 294.33	\$ 294.33
3	Motor trifásico	Motor 2 Hp 112M 1200 RPM 220 V	1	\$270.77	\$270.77
4	Varios	Cables, relés, breaker	1	\$150	\$150
TOTAL					\$855.10

### 3.2.3 Costo de elementos de sujeción

**Tabla 3. 16 Costo de elementos de sujeción (pernos y electrodos)**

Ítems	Detalle	Unidad	Cantidad	Precio unitario	Precio total
1	Pernos M10	un	60	\$0.34	\$20.40
2	Pernos M12	un	54	\$0.45	\$24.30
3	Pernos M6	un	4	\$0.25	\$1.00
4	Pernos M30	un	2	\$1.15	\$2.30
5	Perno 1/2"grado	un	2	\$0.80	\$1.60
6	Electrodo E7018	un	2	\$2.34	\$4.68
TOTAL					\$54.28

### 3.2.4 Costo por mano de obra directa de fabricación

El costo de fabricación dado por la manufactura directo de los elementos de la máquina de ensayos de tracción se visualiza en Tabla 3. 17.

**Tabla 3. 17 Costo de mano de obra directa de fabricación**

Ítems	Detalle	Cant.	Horas hombre	Precio por hora	Precio total
1	Soldador	1	2	\$140.00	\$ 140.00
2	Mecanización de engranes	2	80 h	\$4.00	\$ 320.00
3	Mecanización de piñón	1	20 h	\$4.00	\$80.00
4	Mecanización de tornillos	2	80 h	\$6.5	\$520.00
5	Mecanización de tuercas	4	32 h	\$4.00	\$128.00
6	Mecanización de bridas	4	32 h	\$4.00	\$128.00
7	Mecanización de plataformas	3	60 h	\$4.00	\$240.00
8	Mecanización en bocines	6	24 h	\$4.00	\$96.00
9	Mecanizado en las mordazas y cuñas	2	80 h	\$4.00	\$320.00
10	Mecanizado de eje	1	16 h	\$4.00	\$64.00
11	Montaje de la máquina	1	5 h	-----	\$450.00
TOTAL					\$2626.00

### 3.2.5 Costo total de fabricación

Como podemos observar el costo total de fabricación la maquinaria de ensayo de tracción es de \$ 6493.42 valor que resulta de la suma del costo de materia prima para diseño de elementos mecánicos, materiales eléctricos, elementos de sujeción y mano de obra directa de fabricación. Sin embargo, el costo final que agrega el valor de diseño es de \$1200 deja un costo total de \$7693.42.

### 3.2.6 Costo de maquinarias comerciales de mayor capacidad de carga

En esta sección se muestra el costo de una maquinaria de ensayos universal con una capacidad de 600 KN, mayor al diseño en estudio, con la finalidad de

respaldar a este último, mediante la evaluación de la relación costo – capacidad.

**Tabla 3. 18 Costo de maquinaria universal Serie UH FX encontrada en KUBIEC**

Item	Cant.	Descripción	USD\$ Total
1	1	MÁQUINAS UNIVERSALES SERIE UH-FX MARCA: SHIMADZU CON MORDAZAS HIDRAULICAS UH-F500KNX CLASE 1% MAQUINA UNIVERSAL DE ENSAYOS.	\$140248.00

### **3.2.7 Costo de maquinaria de capacidad de carga equivalente en mercado internacional sin aranceles.**

En la Tabla 3. 19, se observará los costos de equipos, con características equivalentes a banco de ensayos de tracción con capacidad cercana a la realizada por el proyecto, debido a que ha de modo cotización se hallan capacidades mayores alejadas a la seleccionada:

**Tabla 3. 19 Costo de maquinaria con capacidad equivalente**

Item	Cant.	Descripción	Total
1	1	Max. Load force 100 KN, Crosshead Trave (mm) 110, Effective tensile space (mm) 700, Effective Test Width (mm) 500.	\$ 6780.00
2	1	Máquina de prueba de resistencia a la tracción de barra de refuerzo electrónica profesional	\$ 8000.00
3	1	Capacity: 10000kg Unit: N can be exchanged Display Device: PC Resolution: 1/250,000 Effective Accuracy: $\pm 0.2\%$ (0.5grade) Power: AC220V, 50/60HZ(custom-made) Standard Accessories Tensile clamp80, Tool kit, Computer system: English software CD, User manual	\$ 8290.00

### **3.2.8 Costo de importación y movilización**

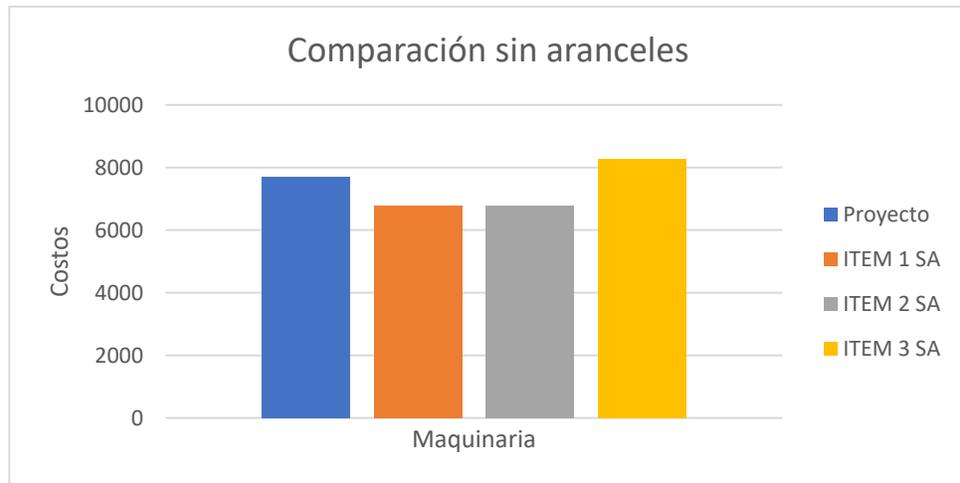
En la siguiente Tabla 3. 20, se podrá se plasmar el costo que genera la importación y movilización de la maquinaria, valores que son importante a considerar si se quiere traer la maquinaria hasta las instalaciones de la ESPOL y saber el importe que este generar:

**Tabla 3. 20 Costo de importación de maquinarias con capacidad de 100 [KN]**

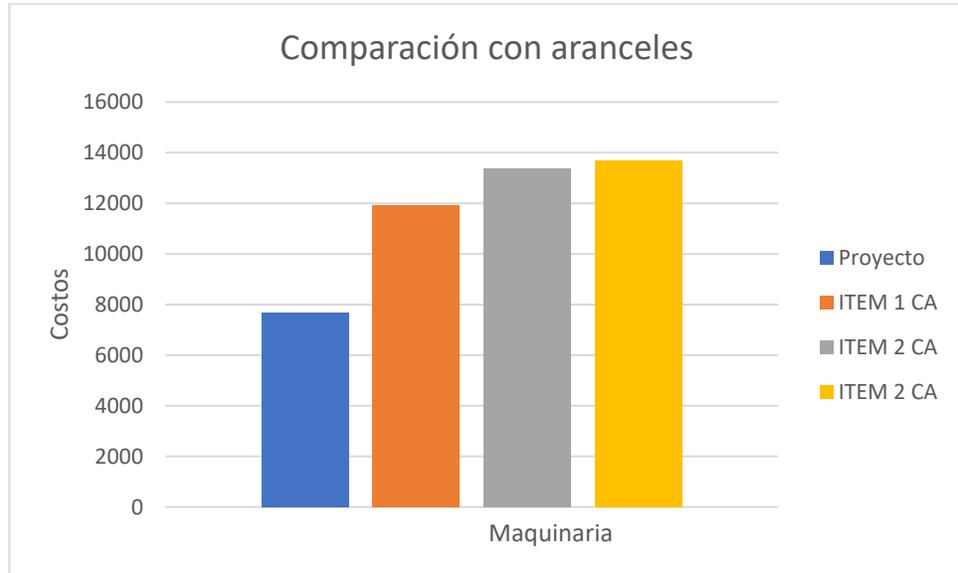
	Maquinaria (1)	Maquinaria (2)	Maquinaria (3)
Sub-Partida	90241000	90241000	90241000
FOB	6780.00	8000.00	8290.00
Ad Valoren 5%	339.00	400.00	414.50
Flete y seguro	3000.00	3000.00	3000.00
Fodinfra 0.5%	33.90	40.00	41.45
Subtotal	10152.90	11440.00	11745.95
IVA 12%	1218.35	1372.80	1409.51
Valor de importación	11371.25	12812.80	13155.46
Agente de aduana	300.00	300.00	300.00
Transporte interno	250.00	250.00	250.00
Costo total de Importación	11,921.25	13,362.80	13,705.46



**Figura 3. 15 Relación costo y capacidad de equipos para ensayos de tracción**



**Figura 3. 16.- Relación de costos de la capacidad de equipos sin aranceles.**



**Figura 3. 17.- Relación de costos de la capacidad de equipos con aranceles.**

### **3.3 Análisis de resultados**

#### **3.3.1 Análisis de elementos mecánicos y estructurales**

Con un agarre de probetas de capacidad máxima de 120 KN, se describió como cada una de las mordazas y sistema de cuñas, estaba influenciada con el rozamiento que existe entre metales por lo que se estimó que la fuerza de fricción presente entre ellas no varía, además en los dientes presentes en el sistema de cuñas mostró un esfuerzo tanto por cortante como por flexión (tracción y compresión), dando como resultados para una cuña 43.1 MPa, 44.59 y 89.17 MPa respectivamente, dejando un esfuerzo de flexión equivalente entre tracción y compresión de 44.58 MPa; el cual analizando el factor de seguridad describe un aproximado de 10 dado el material AISI P20 seleccionado, siendo este un valor muy elevado, propio de este tipo de sistemas de sujeción.

La máquina de ensayos de pruebas de tracción incluye tres tipos de plataformas, siendo la más crítica aquella que tiene como puntos de apoyo las columnas superiores y dada su geometría, ya que es la de menor tamaño para una misma carga de diseño de 120 KN, a diferencia de las plataformas superiores e inferiores. Sin embargo, dado el análisis descrito en la sección de apéndice, se diseña con un espesor de 50 mm debido a la selección del material, mostrando así que las fibras sometidas a tracción y a compresión soportarán un esfuerzo mínimo depreciable, y obteniendo un factor de seguridad cercano a 4 mostrado a través de las referencias Figura 3. 9 y Figura 3. 10, siendo este un resultado positivo a la hora en condiciones dinámicas. Las simulaciones descritas en la plataforma de Ansys, muestran efectos positivos respecto a las condiciones a las cuales estará sometida la plataforma para cada uno de los tamaños de los elementos. De igual modo las plataformas superior e inferior, que, en base al mismo modelo matemático y condiciones similares en el entorno virtual, indican un estado óptimo de las dimensiones y

las consideraciones de diseño, y se corrobora a través de la Tabla 3. 8 y la Tabla 3. 11. En un análisis profundo de las simulaciones se percibe que la plataforma inferior describe una flexión máxima en el centro informando que el punto observado será uno de los factores críticos a la hora de realizar ensayos de tracción en el proyecto presente, de igual modo en la Tabla 3. 8, sin embargo, la plataforma móvil se flexiona más debido a las columnas inferiores.

Para los sistemas de soporte del banco de pruebas para ensayos de tracción existen dos tipos de perfiles en la industria ecuatoriana opcionados, pero los valores matemáticos los describe otro proveedor local, tal y como se muestra en la Figura A. 6 y Figura A. 5. Las columnas inferiores de todo el sistema que generan soporte para la plataforma inferior fueron diseñadas con perfiles cuadrados de 60X40 mm, siendo susceptibles a pandeo, con una fuerza crítica de 4937.15 [KN], un esfuerzo crítico de 5.77 [GPa], y una deformación de carga axial de 0.144 [mm], no obstante, se previene dado un factor de seguridad de 4 obtenido gracias a la selección del material A36 en combinación con el perfil seleccionado. Desde otro punto de vista, dado que es una columna y a su vez un elemento a compresión solo percibe esfuerzos axiales, mostrando así una falta de cortante entre eje x-y, generando un análisis de esfuerzos por criterio de Von Mises de 35.09 [MPa] con un factor de seguridad para flexión de 5, y un factor de seguridad para esfuerzos cortantes de 6. Del mismo modo, los perfiles circulares con un diámetro de 50.8 mm y 2 mm de espesor producen un pandeo con una fuerza crítica de 329.47 [KN], un esfuerzo crítico de 1078.84 [MPa] y una deformación de carga axial de 0.7 [mm] para un factor de seguridad de 2, mostrando un contraste con las columnas inferiores debido a que son parte estructural de carga más no de soporte. Aparte, dado los esfuerzos combinados, se diseña con un factor de seguridad de flexión de 2 y un factor de seguridad por cortante de 2. Ambas columnas en las simulaciones mostraron valores satisfactorios tanto en la Tabla 3. 12 y Tabla 3. 13 con distintos tamaños de elementos.

Por otro lado, los tornillos de potencia, con un torque de subida y bajada de 926.08 Nm y 21.06 Nm para generar fractura y descender con las condiciones establecidas en la norma E8M. , se selecciona la geometría de la cuerda estándar de cuatro pulgadas de diámetro exterior y un material con resistencia a la fluencia de aproximadamente 800 MPa , que en combinación y de acuerdo con el criterio de Von Mises no falla por tensión ni por rotura, dado que el esfuerzo generado por las cargas que actúan de forma normal en cinco cuerdas de cada tornillo al mismo tiempo, es de máximo 26.79 MPa. Adicionalmente tampoco se deforma, dado que según la simulación mostrada en la Figura 3. 2, la máxima deformación que presenta es de 0.16 mm, muy por debajo del 20% (50 mm) que resiste el material.

De acuerdo con las fuerzas de contacto tangencial y radial que se generan en el piñón y en los engranes 1 y 2 por efecto acción reacción, se estimó la deformación generada en los elementos, misma que no supera la deformación máxima permitida del material AISI 1020 RC de 35.8 mm. De forma similar, el esfuerzo máximo generado de 39.75 MPa no excede los 346 MPa del material resistentes a la flexión, de modo que los elementos no fallan por flexión ni por fractura.

Al igual que el tren de engranes, para el eje, la selección del material fue el AISI 1020 RC, de tal forma que las propiedades de fluencia y tracción sin tratamiento térmico fueron las mismas. Realizando un contraste entre la magnitud de estas últimas y las generadas en el elemento por las cargas y el par torsor, se determinó que la distribución de estas a lo largo del elemento no hace que se exceda el 50% o 30 mm de deformación permisible por el material. De la misma forma no se excede el esfuerzo mínimo admitido, flexión, ya que este puede soportar hasta dieciocho veces la magnitud máxima generada por el piñón y los rodamientos, es decir 16 MPa, lo que en contraste con factor de

seguridad con el que se diseñó el elemento asegura que este no fallará por fatiga.

Dada la geometría de las piezas del sistema, mayormente se pudo mallar con éxito los perfiles estructurales con elementos hexaédricos, específicamente las simulaciones de la base inferior y las columnas de soporte, lo que evitó el trabajo de reducir el tamaño de los elementos, aumentar la cantidad de estos y el número de nodos. Aplicar este método asegura obtener resultados más fiables, y por ende reducir recursos computacionales. Por otro lado, el tren de engranes y el tornillo de potencia no corrieron con la misma suerte dada su geometría, por lo que hubo la necesidad de realizar iteraciones con distintos tamaños de elementos, hasta donde la licencia lo permitió. La diferencia entre los resultados de la deformación, esfuerzo y factor de seguridad no fue considerable, no obstante, no se deduce el tipo de comportamiento- que se produce a medida que los elementos disminuyen o aumentan, como se muestra en las tablas Tabla 3. 3 Geometría del piñón y del engrane 1 y 2, Tabla 3. 6 Cambios de sección recomendados.y Tabla 3. 8 Valores experimentales de la plataforma inferior.

### **3.3.2 Análisis de costos**

En el análisis de costo se determinará cuál es la mejor opción para el cliente. En este proyecto se está comparando el importe nulo que da fabricar la maquinaria de ensayos de tracción de forma local entre la maquinaria de 100 KN de China. En base a los resultados propuestos se podrá determinar cuál es la mejor opción tomando en cuenta la necesidad, proveedor, el costo y la capacidad de la maquinaria. Además, se muestra el ejemplo de una maquinaria de 600 [KN] para describir la relación costo-capacidad.

La relación costo capacidad del equipo es obvia y se describe como creciente, es decir, a mayor capacidad de carga mayor será el costo del equipo, como se puede observar en la Figura 3. 15 Relación costo y capacidad de equipos para

ensayos de tracción, que el costo de fabricación del diseño en análisis es de \$6942 mientras que el valor de la compra de la maquinaria con una capacidad de 600 KN es de \$140,248.00. Por otro lado, la importación de la maquinaria de capacidades similares (100 KN) va desde los \$11921.25 a los \$13705.46, esto depende del proveedor y por los precios CIF que involucra una importación, por ende podemos determinar que la elaboración de la maquinaria resulta menos costosa y más eficiente en comparación con la compra de equipos importados de la de capacidad, por lo que se deduce que el diseño propuesto cumple eficientemente las necesidades del cliente, el precio y la capacidad que requiere el inversionista, debido a que se ajusta al menor importe, opción que le ayudara al cliente obtener una mejor rentabilidad al momento de fabricar la maquinaria.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

La selección de materiales, ofertados por proveedores locales, para el diseño de los elementos estructurales y mecánicos responden de forma satisfactoria, incluso en los casos donde se genera mayor torque y el esfuerzo más crítico de 639 MPa.

Dada la obtención de factores de seguridad de 1.5 hasta 15 en los elementos mecánicos y estructurales de forma individual, superando los recomendados por criterios de diseño, el Banco de Ensayos de tracción soportará de forma segura la carga máxima de 120 KN para la cual fue diseñado.

El método de mallado por elementos hexaédricos nos permite reducir recursos computacionales, dada su cualidad para obtener resultados más precisos, lo que deriva en la reducción de costos por diseño. No obstante, a pesar de no ser aplicable en todos los elementos, dada la geometría de estos, el hecho de hacer simulaciones para los elementos de forma individual y realizar cortes en las geometrías de los elementos mecánicos, se logró trabajar con elementos tetraédricos que no dan valores sesgados entre los resultados evaluados, como la deformación total, el esfuerzo y el factor de seguridad.

El costo por la adquisición de acero para el mecanizado de los elementos mecánicos y el acero estructural representa el 38.44% del costo total de la fabricación del equipo. Habiendo superado el valor de los factores de seguridad recomendados por criterio de diseño, se asume sobredimensionamiento para algunos elementos del sistema.

El sobredimensionamiento generado en la estructura, principalmente en las planchas fijas y móvil, se convierten en una oportunidad para que la estructura soporte esfuerzos generados para realizar otro tipo de ensayos, como el de compresión y deformación, agregándole valor al diseño realizado.

Manteniendo un valor por debajo de los \$10000 en el costo total para la producción del equipo en análisis, este se convierte en competencia para los modelos de marcas reconocidas en el mercado internacional, dado que estos últimos tienen un incremento de casi el doble del valor cotizado por los costos arancelarios de importación. Es decir que el “Banco de pruebas para ensayos de tensión monotónicos de probetas estandarizadas” se posiciona como opción para la solución de la problemática, dada la limitante económica para la adquisición de un equipo comercial.

## **4.2 Recomendaciones**

Evaluar el nivel de precisión y la tolerancia necesaria para el correcto funcionamiento de los elementos de manufactura más compleja, como el tornillo de potencia, para determinar si es factible realizar mecanizarlo con mano de obra nacional.

Ser moderados en el dimensionamiento de las piezas que requieran tratamiento térmico para alcanzar los niveles de dureza necesarios, dada la limitante capacidad de los hornos para elevar temperatura a piezas de longitudes mayores de 1000 mm de longitud.

Se recomienda realizar la simulación de los elementos del equipo de forma individual, y en los casos que se lo requiera, dada la limitación de la cantidad de nodos y elementos permitidos por la licencia estudiantil de ANSYS.

Adicionalmente, se debe considerar que moderando el tamaño de los elementos se pueden obtener resultados más fiables, dada la posibilidad de reducir el tamaño de los elementos, controlar la mayormente la forma de estos, derivando en la generación de un mallado de elementos más sofisticado.

Evaluar los resultados de las variables medidas en el software de elementos finitos para determinar si la variación entre resultados obtenidos con diferentes tamaños de elementos es o no considerable, y determinar si es o no factible invertir recursos computacionales.

En caso de no poder emplear métodos que arrojen resultados más exactos en el modelamiento de elementos finitos dada la geometría de las piezas, estructuras o sistemas, se recomienda emplear estrategias para corregir su geometría, como segmentarlos a través de cortes transversales

Realizar la implementación de la instrumentación para medir deformación, se recomienda optar por alternativas de sensores de una precisión aceptable para reducir mayormente los costos, dado que los extensómetros comerciales según lo cotizado en el mercado representarían un costo similar al de todo el sistema diseñado.

# BIBLIOGRAFÍA

- Aceros Bravo. (s.f.). *Aceros Bravo*. Recuperado el 30 de Agosto de 2022, de <http://www.acerosbravo.cl/docs/catalogo.pdf>
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A.
- Callister, W. D., & RethWisch, D. G. (2016). *Ciencia E Ingeniería de Materiales*. Barcelona: REVERTÉ. Obtenido de <https://www.reverte.com/media/reverte/files/book-attachment-2717.pdf>
- Casillas, A. (2016). *Máquinas. Cálculos de taller*. Obtenido de <https://docs.google.com/file/d/0BxsaPsZQnFTAc0R6WUhBUkUtb2M/view?resourcekey=0-0jddr4lbqBpqkYrJc7ETgA>
- CIA ACEROS. (07 de Julio de 2020). *CIA ACEROS*. Obtenido de [https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/07/Ficha\\_Técnica\\_Aceros\\_Grado\\_Estructural\\_A572.pdf](https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/07/Ficha_Técnica_Aceros_Grado_Estructural_A572.pdf)
- Gomez, R. L. (Julio de 2016). *Repositorio UNICAN*. Obtenido de <https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/9241/Raquel%20Liaño%20Gómez.pdf>
- Grupo SKF. (Enero de 2019). *SKF*. Obtenido de [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings--17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings--17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)
- GRUPO SKF. (17 de Enero de 2019). *SKF*. Obtenido de SKF: [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings--17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings--17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)
- Grupo SKF. (20 de Agosto de 2022). *GRUPO SKF*. Obtenido de <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/productid-51106>

Grupo SKF. (20 de Agosto de 2022). SKF. Obtenido de <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/productid-51114>

GRUPO SKF. (20 de Agosto de 2022). SKF. Obtenido de <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings/ball-bearings/thrust-ball-bearings/productid-51106>

Hibbeler, R. C. (2005). *Mecánica de materiales*. México: Pearson.

Instituto Ecuatoriano de Normalización. (27 de Enero de 2014). *INEN*. Obtenido de [https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/n-te\\_inen\\_iso\\_12100.pdf](https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/n-te_inen_iso_12100.pdf)

Instituto mexicano de la construcción en acero. (2002). *Manual de construcción en Acero - DEP*. México: LIMUSA. Obtenido de <http://lmsacero.com/acero/pdf/manualaceroimca.pdf>

INSYMED. (09 de Septiembre de 2018). *INSYMED*. Obtenido de <http://insymed.com/product/maquina-de-ensayos-universal-hidraulica-serie-ibmt4-2/>

IPAC. (07 de Septiembre de 2019). *IPAC*. Obtenido de [http://www.ipac-acero.com/revista-digital/CatalogoIPAC\\_2019.pdf](http://www.ipac-acero.com/revista-digital/CatalogoIPAC_2019.pdf)

Luz, G. (14 de Septiembre de 2020). *Materials by Gelson Luz*. Obtenido de <https://materials.gelsonluz.com/2020/09/what-is-yield-strength.html>

MECA. (27 de Noviembre de 2011). *Blogspot*. Obtenido de <http://meca4b.blogspot.com/2011/11/diagrama-esfuerzo-deformacion-unitaria.html>

metrotec. (30 de Marzo de 2018). *metrotec*. Obtenido de <https://www.metrotec.es/wp-content/uploads/sites/30/2018/03/mcv100-mechanical-wedge-action-grips.pdf>

Motive. (2022). *Motive s.r.l.* Recuperado el 28 de Agosto de 2022, de [https://www.motive.it/upload/documenti/cataloghi/BOX\\_catalogo\\_spa.pdf](https://www.motive.it/upload/documenti/cataloghi/BOX_catalogo_spa.pdf)

Mott, R. L. (2006). *Academia Edu*. México: Pearson Educación. Obtenido de [https://www.academia.edu/38450613/Diseño\\_de\\_elementos\\_de\\_máquinas\\_pdf](https://www.academia.edu/38450613/Diseño_de_elementos_de_máquinas_pdf)

Norton, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas*. México, México: Person Educación de México.

Omega. (2014). *Omega*. Obtenido de <https://es.omega.com/prodinfo/celulas-de-carga.html>

Schenider Electric España. (s.f.). *Tecnical*. Recuperado el 25 de Septiembre de 2022, de <https://www.technical.cat/apunts-tecnics/cas-seguridad-en-maquinas-apuntes-tecnicos-technical-manresa-igualada.pdf>

Sumiteccr. (s.f.). *SUMITECCR*. Recuperado el 28 de Agosto de 2022, de <http://www.sumiteccr.com/acero/estructural/AE01.pdf>

waldunsteel. (s.f.). *waldunsteel*. Recuperado el 07 de Septiembre de 2022, de <https://waldunsteel.com/es/products/p20-acero/#:~:text=El%20acero%20AISI%20P20%20es%20un%20acero%20aleado,pulido%20y%20texturizado%2C%20buena%20maquinabilidad%20y%20dureza%20uniforme.>

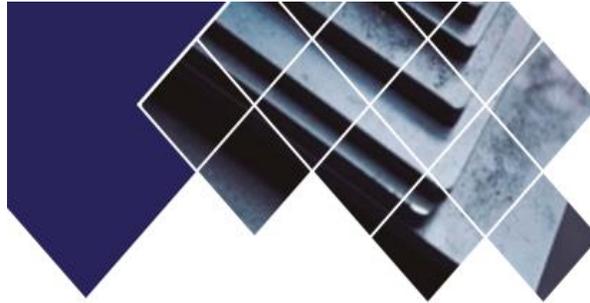
WEG. (s.f.). *WEG*. Recuperado el 20 de Agosto de 2022, de <https://www.weg.net/catalog/weg/MX/es/Motores-Eléctricos/Motor-de-Inducción---IEC/Uso-General-ODP-TEFC/Carcasa-de-Hierro-Gris/TEFC-W22-/W22-IE2-2-HP-6P-112M-3F-220-440-V-60-Hz-IC411---TEFC---B3L%28D%29/p/13033977>

Zwickroell. (s.f.). *Zwickroell*. Recuperado el 08 de Mayo de 2022, de <https://www.zwickroell.com/es/sectores/ensayo-de-materiales/>

# **APÉNDICES**

- **Detalles del material de diseño**
- **Cálculos detallados**
- **Planos**

# DETALLES DE MATERIAL DE DISEÑO



ACERO ASTM A36



**1. Descripción:** Acero al carbono estructural conocido como hierro negro, de calidad estructural para el uso en puentes y edificaciones remachadas, atornilladas o soldadas.

**2. Normas involucradas:** ASTM A 36/A 36M - 04

**3. Propiedades mecánicas:** Esfuerzo a la fluencia mínima: 250 MPa (36300 PSI)  
Esfuerzo a la tensión: 400 – 550 MPa (58000 – 79800 PSI)  
Elongación mínima en 50 mm (2"): 23%  
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.85 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.25 – 0.29 % C  
0.60 – 1.20 % Mn  
0.15 – 0.40 % Si  
0.04 % P máx  
0.05 % S máx

**6. Usos:** Para componentes estructurales en general.

**7. Tratamientos térmicos:** Usualmente a este material no se le da tratamiento térmico debido a que son parte estructural. Puede ser cementado para aumentar la dureza superficial mientras mantiene su núcleo tenaz.

**NOTA:**

Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumpla el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

(506) 2591-7514 ☎

(506) 2551-4169 📠

info.clientes@sumiteccr.com ✉



**Figura A. 1 Ficha Técnica del Acero ASTM A36 (Sumiteccr)**

# Acero Grado Estructural

Referencia:

## Lámina A 572 Grado 50



### ASTM A572 Gr 50

#### Composición química (%)

C	0.23 Máx	P	0.04 Max.
Mn	1.35 Máx	S	0.05 Max.
Si	0.4 Máx		

#### Características

El acero estructural A572 se produce bajo la especificación ASTM A572 en los grados 42, 50, 60 y 65 y representan los límites elásticos. Las placas iguales y superiores a 100 mm se hacen con un límite elástico de 42 ksi.

Es un acero de calidad estructural de alta resistencia y baja aleación con la adición de micro aleantes (Niobio o Columbio y Vanadio). Se desarrolla este acero de alta resistencia, haciéndolo más seguro en su comportamiento mecánico y lográndose una reducción en el consumo específico desde el punto de vista estructural.

#### Usos:

El acero A 572 Gr 50 es empleado en la construcción de estructuras metálicas. Dentro de las principales aplicaciones están plataformas para la industria petrolera, puentes, torres de energía, torres para comunicación, herrajes eléctricos, señalización y edificaciones remachadas, atornilladas o soldadas.

Se utiliza cuando se desea disminuir los espesores en diseño gracias a su mayor resistencia comparada con la lámina A 36.



#### Ventajas:

- \* Ductilidad y homogeneidad
- \* Soldabilidad
- \* Conformidad
- \* Relación resistencia / peso



Propiedades Mecánicas			
Resistencia a la tracción	Límite Elástico min.	Alargamiento %, min	
		200 mm	50 mm
46Kg / mm <sup>2</sup>	35 Kg / mm <sup>2</sup>	18	21
450 Mpa.	345 Mpa.		
65 ksi	50 ksi		

Figura A. 2 Ficha técnica del acero A572 Grado 50 (CIA ACEROS, 2020)

## P20 ACERO COMPOSICIÓN QUÍMICA

Estándar	Calificación	C	Si	Minnesota	PAG	S	Cr	Mes
ASTM A681	P20	0.28-0.4	0.2-0.8	0.6-1.0	0.03	0.03	1.4-2.0	0.3-0.55
DIN ISO 4957	1.2311	0.35-0.45	0.2-0.4	1.3-1.6	0.03	0.03	1.8-2.1	0.15-0.25
GB / T 1299	3Cr2Mo	0.28-0.4	0.2-0.8	0.6-1.0	0.03	0.03	1.4-2.0	0.3-0.55

## P20 ACERO PROPIEDAD FISICA

La temperatura	20 ° C	200 ° C
Densidad, kg / m <sup>3</sup>	7800	7750
Módulo de elasticidad, N / mm <sup>2</sup>	250000	200000
Coefficiente de expansión térmica, por ° C a partir de 20 ° C	-	12,7 x 10 <sup>-6</sup>
Conductividad térmica, W / mk	29	29.5
Calor específico, J / kg ° C	460	-

## P20 ACERO PROPIEDAD MECANICA

Prueba de temperatura	20 ° C	200 ° C
Resistencia a la tracción R <sub>m</sub> , N / mm <sup>2</sup>	1020	930
Límite elástico R <sub>p</sub> 0,2, N / mm <sup>2</sup>	900	800
Límite elástico a compresión R <sub>c</sub> 0,2, N / mm <sup>2</sup>	850-1000	
Alargamiento, %	20	-
Impacto Charpy-v, J	27	-

**Figura A. 3 Ficha técnica del acero P20 (waldunsteel, s.f.)**

# ACEROS RESULFURADOS

## AISI 12L14

**Descripción:** Acero de bajo carbono con adición de plomo. Acero con muy alto índice de maquinabilidad diseñado para la fabricación de piezas confeccionadas en tornos automáticos con alta velocidad de corte. Aunque su análisis químico puede responder adecuadamente a los tratamientos térmicos a los que se someten los aceros de bajo carbono, se sugiere no realizar ningún tipo de tratamiento térmico por su susceptibilidad a sufrir agrietamiento.

**Usos:** Se utiliza en ejes, tomillería, tuercas, bujes, pasadores y en general donde la facilidad en el mecanizado y trabajo a altas velocidades de corte sea un factor importante en la producción.

### AISI-12 L14

Composición química (%)	
C	0,15 Máx.
Mn	0,85 - 1,15
P	0,04 - 0,09
S	0,26 - 0,35
Pb	0,15 - 0,35

Propiedades mecánicas	
Laminado en caliente	
Resistencia a la tracción	kgf/mm <sup>2</sup> 55
Límite de fluencia	kgf/mm <sup>2</sup> 42
Dureza (HB)	163
Elongación	10%

Formas: Redonda, cuadrada y hexagonal  
Suministro: Trefilado

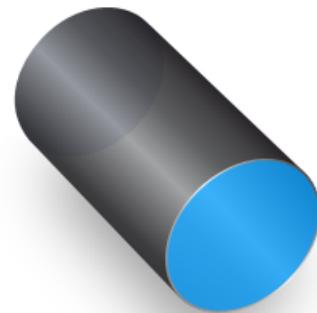
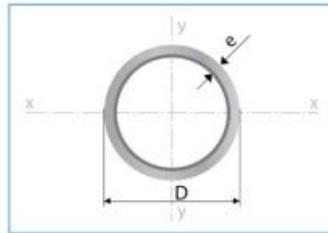


Figura A. 4 Catálogo de bocines AISI 12L14 (Aceros Bravo)

## Selección de elementos estructurales y mecánicos



**Largo Normal:**  
6 metros  
**Recubrimiento:**  
Negro o Galvanizado  
**Calidad de Acero:**  
JIS G 3132, ASTM A 36 y ASTM A572 Gr 50  
**Norma de Fabricación:**  
ASTM A 500/ NTE INEN 2415  
**Espesores:**  
Desde 1,40 a 6,00 mm  
**Observaciones:**  
Otras dimensiones y largos, previa consulta

### Aplicaciones

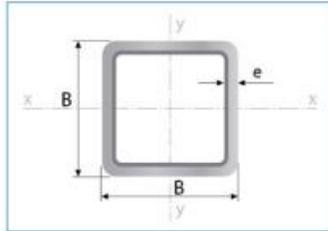
- Automotriz y de autopartes: carrocería, guardachoques, tubos de escape, remolques y rodados.
- Agroganadera: maquinaria e implementos agrícolas, avícolas y ganaderos.
- Señalización y vialidad: alumbrado, soportes para señalética.
- Aparatos de gimnasia y fitness.
- Construcción: rejas, portones, columnas, andamios.
- Estructuras: portantes, galpones, invernaderos y naves industriales.

### Beneficios

- **Duradero:** Al construir con acero, asegura que su producto tenga una vida útil, superior a los materiales de construcción convencionales.
- **Económico:** Se optimiza el uso del material produciéndose ahorro en obras, por facilidad y rapidez de uso y armado ahorra en tiempo y personal.
- **Ecológico:** Con el uso de acero, se minimiza la utilización de madera y su desecho, por lo que contribuye al medio ambiente.

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas			
Diámetro Exterior	Espesor			Flexión			
D	e	A	P	I	W	i	
pulg.	mm	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
3/4	19,10	1,40	0,78	0,61	0,30	0,32	0,63
		1,50	0,83	0,65	0,32	0,34	0,62
		1,80	0,98	0,77	0,37	0,39	0,61
		2,00	1,07	0,84	0,39	0,41	0,61
7/8	22,20	1,40	0,92	0,72	0,50	0,45	0,74
		1,50	0,98	0,77	0,53	0,47	0,73
		1,80	1,16	0,91	0,61	0,55	0,72
		2,00	1,27	1,00	0,66	0,59	0,72
1	25,40	1,40	1,06	0,83	0,76	0,60	0,85
		1,50	1,13	0,88	0,81	0,64	0,85
		1,80	1,33	1,05	0,93	0,74	0,84
		2,00	1,47	1,15	1,01	0,80	0,83
1 1/4	31,80	1,40	1,33	1,05	1,54	0,97	1,07
		1,50	1,43	1,12	1,63	1,03	1,07
		1,80	1,69	1,33	1,91	1,20	1,06
		2,00	1,87	1,47	2,08	1,31	1,05
1 1/2	38,10	1,40	1,61	1,27	2,72	1,43	1,30
		1,50	1,72	1,35	2,89	1,52	1,30
		1,80	2,05	1,61	3,39	1,78	1,28
		2,00	2,27	1,78	3,71	1,95	1,28
1 3/4	44,50	1,40	1,89	1,49	4,39	1,98	1,52
		1,50	2,02	1,59	4,67	2,10	1,52
		1,80	2,41	1,89	5,49	2,47	1,51
		2,00	2,67	2,09	6,02	2,71	1,50
1 7/8	47,60	1,40	2,03	1,60	5,44	2,28	1,64
		1,50	2,17	1,71	5,79	2,43	1,63
		1,80	2,59	2,03	6,81	2,86	1,62
		2,00	2,87	2,25	7,47	3,14	1,61
2	50,80	1,40	2,17	1,71	6,63	2,61	1,75
		1,50	2,32	1,82	7,06	2,78	1,74
		1,80	2,77	2,18	8,33	3,28	1,73
		2,00	3,07	2,41	9,14	3,60	1,73
2 3/8	60,30	3,00	4,51	3,54	12,92	5,09	1,69
		4,00	5,88	4,62	16,22	6,39	1,66
		1,50	2,77	2,18	12,00	3,98	2,08
		1,80	3,31	2,60	14,18	4,70	2,07
2 1/2	63,50	2,00	3,66	2,88	15,60	5,17	2,06
		3,00	5,40	4,24	22,25	7,38	2,03
		4,00	7,08	5,56	28,21	9,35	2,00
		1,50	2,92	2,29	14,05	4,42	2,19
3	76,20	1,80	3,49	2,74	16,62	5,23	2,18
		2,00	3,86	3,03	18,29	5,76	2,18
		3,00	5,70	4,48	26,15	8,24	2,14
		4,00	7,48	5,87	33,24	10,47	2,11
4	101,60	1,50	3,52	2,76	24,56	6,45	2,64
		1,80	4,21	3,30	29,13	7,65	2,63
		2,00	4,66	3,66	32,11	8,43	2,62
		3,00	6,90	5,42	46,29	12,15	2,59
5	127,00	4,00	9,07	7,12	59,30	15,56	2,56
		5,00	11,18	8,78	71,22	18,69	2,52
		2,00	6,26	4,91	77,63	15,28	3,52
		3,00	9,29	7,29	113,04	22,25	3,49
6	152,40	4,00	12,26	9,63	146,28	28,80	3,45
		5,00	15,17	11,91	177,47	34,93	3,42
		6,00	18,02	14,15	206,68	40,68	3,39
		2,00	7,85	6,17	153,44	24,16	4,42
6 5/8	168,30	3,00	11,69	9,17	224,75	35,39	4,39
		4,00	15,46	12,13	292,61	46,08	4,35
		5,00	19,16	15,04	357,14	56,24	4,32
		6,00	22,81	17,90	418,44	65,90	4,28
6	182,40	3,00	14,08	11,05	393,01	51,58	5,28
		4,00	18,65	14,64	513,73	67,42	5,25
		5,00	23,15	18,18	629,54	82,62	5,21
		6,00	27,60	21,66	740,57	97,19	5,18
6 5/8	168,30	3,00	15,58	12,23	532,28	63,25	5,85
		4,00	20,65	16,21	697,09	82,84	5,81
		5,00	25,65	20,14	855,85	101,70	5,78
		6,00	30,59	24,02	1008,69	119,87	5,74

Figura A. 5 Ficha técnica de perfil circular para estructuras (IPAC, 2019)



Largo Normal:  
6 metros  
Recubrimiento:  
Negro o Galvanizado  
Calidad de Acero:  
JIS G 3132, ASTM A 36 y ASTM  
A572 Gr 50  
Norma de Fabricación:  
ASTM A 500/ NTE INEN 2415  
Espesores:  
Desde 1,40 a 6,00 mm  
Observaciones:  
Otras dimensiones y largos,  
previa consulta

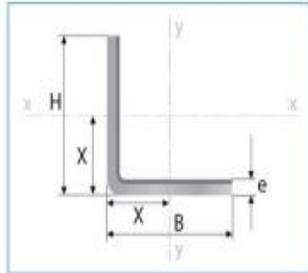
Aplicaciones

- Automotriz y de autopartes: carrocería y remolques.
- Agroganadera: maquinaria e implementos industriales, agrícolas, avícolas y ganaderos.
- Señalización y vialidad: soportes.
- Aparatos de gimnasia y fitness.
- Construcción: columnas.
- Estructuras: galpones y naves industriales, edificios, soporte de techos.



Designaciones	Área	Peso	Propiedades Estáticas			
			Eje x-x = y-y			
			Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,69	2,73	1,82	1,13
38	1,40	2,00	1,57	4,41	2,32	1,48
	1,50	2,13	1,67	4,67	2,46	1,48
	1,80	2,52	1,98	5,42	2,85	1,47
	2,00	2,78	2,18	5,89	3,10	1,46
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
50	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85
60	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26
70	1,50	4,05	3,18	31,46	8,99	2,79
	1,80	4,83	3,79	37,09	10,60	2,77
	2,00	5,34	4,19	40,73	11,64	2,76
	2,50	6,59	5,17	49,43	14,12	2,74
	3,00	7,81	6,13	57,56	16,45	2,72
	4,00	10,15	7,97	72,22	20,64	2,67
75	1,50	4,35	3,42	38,92	10,38	2,99
	1,80	5,19	4,07	45,95	12,25	2,98
	2,00	5,74	4,50	50,50	13,47	2,97
	2,50	7,09	5,58	61,40	16,37	2,94
	3,00	8,41	6,60	71,65	19,11	2,92
	4,00	10,95	8,59	90,29	24,08	2,87
90	1,80	6,27	4,92	80,71	17,94	3,59
	2,00	6,94	5,45	88,87	19,75	3,58
	2,50	8,59	6,74	108,57	24,13	3,56
	3,00	10,21	8,01	127,32	28,29	3,53
	4,00	13,35	10,48	162,02	36,01	3,48
100	1,80	6,99	5,48	111,62	22,32	4,00
	2,00	7,74	6,07	123,01	24,60	3,99
	2,50	9,59	7,53	150,65	30,13	3,96
	3,00	11,41	8,96	177,08	35,42	3,94
	4,00	14,95	11,73	226,46	45,29	3,89
	5,00	18,36	14,41	271,36	54,27	3,84
	6,00	21,63	16,98	312,00	62,40	3,80
120	2,50	11,59	9,10	264,81	44,13	4,78
	3,00	13,81	10,84	312,38	52,06	4,76
	4,00	18,15	14,25	402,38	67,06	4,71
	4,50	20,27	15,91	444,87	74,14	4,68
	5,00	22,36	17,55	485,73	80,95	4,66
	6,00	26,43	20,75	562,68	93,78	4,61
125	3,00	14,41	11,31	354,53	56,73	4,96
	4,00	18,95	14,87	457,33	73,17	4,91
	5,00	23,36	18,33	552,87	88,46	4,87
	6,00	27,63	21,69	641,41	102,63	4,82
135	3,00	15,61	12,25	449,88	66,65	5,37
	4,00	20,55	16,13	581,80	86,19	5,32
	5,00	25,36	19,90	705,16	104,47	5,27
	6,00	30,03	23,58	820,25	121,52	5,23
150	3,00	17,41	13,67	622,76	83,03	5,96
	4,00	22,95	18,01	807,92	107,72	5,93
	5,00	28,36	22,26	982,37	130,98	5,89
	6,00	33,63	26,40	1146,43	152,86	5,84

Figura A. 6 Ficha técnica de perfiles cuadrados para estructura (IPAC, 2019)



Largo Normal:  
6 metros  
Recubrimiento:  
Negro o Galvanizado  
Calidad de Acero:  
ASTM A36 / ASTM A572 Gr 50 /  
ASTM A653  
Norma de Fabricación:  
NTE INEN 1623  
Espesores:  
Desde 1,50 a 6,00 mm  
Observaciones:  
Otras dimensiones y largos,  
previa consulta

- Aplicaciones
- Conformación de elementos estructurales (cerchas).
  - Torres.
  - Estanterías.
  - Cerrajería en general (ventanas, puertas, camas).
  - Vitrinas.
  - Cerramientos.
  - Vallas publicitarias.
  - Chasis de camiones.
  - Remolques.



Designaciones	Esp.	Peso	Propiedades Estáticas								
			Eje x-x			Eje y-y			Distancia de eje x-x a superficie		
			Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro	Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro			
H	B	e	P	P	I	W	i	I	W	i	X=Y
mm	mm	mm	kg/m	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm
20	20	1,50	0,44	2,61	0,21	0,15	0,47	0,21	0,15	0,47	0,54
		2,00	0,58	3,46	0,28	0,20	0,62	0,28	0,20	0,62	0,59
		3,00	0,83	4,96	0,38	0,28	0,80	0,38	0,28	0,80	0,64
25	25	1,50	0,55	3,32	0,42	0,24	0,59	0,42	0,24	0,59	0,67
		2,00	0,73	4,38	0,56	0,32	0,78	0,56	0,32	0,78	0,72
		3,00	1,06	6,36	0,79	0,45	1,10	0,79	0,45	1,10	0,77
30	30	1,50	0,67	4,03	0,75	0,35	0,71	0,75	0,35	0,71	0,79
		2,00	0,89	5,34	1,00	0,46	0,94	1,00	0,46	0,94	0,84
		3,00	1,30	7,78	1,41	0,67	1,30	1,41	0,67	1,30	0,89
40	40	1,50	0,91	5,44	1,83	0,63	0,95	1,83	0,63	0,95	1,04
		2,00	1,21	7,23	2,44	0,84	1,26	2,44	0,84	1,26	1,09
		3,00	1,77	10,61	3,50	1,22	1,85	3,50	1,22	1,85	1,14
		4,00	2,31	13,83	4,46	1,58	2,40	4,46	1,58	2,40	1,19
50	50	1,50	1,14	6,85	3,65	1,00	1,19	3,65	1,00	1,19	1,29
		2,00	1,52	9,11	4,86	1,33	1,59	4,86	1,33	1,59	1,34
		3,00	2,24	13,43	7,03	1,95	2,30	7,03	1,95	2,30	1,39
		4,00	2,93	17,60	9,04	2,54	3,00	9,04	2,54	3,00	1,44
75	75	2,00	2,36	14,13	24,02	4,42	1,77	24,02	4,42	1,77	2,01
		4,00	4,71	28,26	32,03	5,89	2,36	32,03	5,89	2,36	2,06
		5,00	5,57	33,42	39,08	7,25	2,35	39,08	7,25	2,35	2,11
		6,00	7,07	42,39	45,76	8,57	2,33	45,76	8,57	2,33	2,16
100	100	2,00	3,14	18,84	58,35	7,95	2,38	58,35	7,95	2,38	2,52
		4,00	6,28	37,68	77,80	10,60	3,17	77,80	10,60	3,17	2,57
		5,00	7,53	45,18	95,47	13,13	3,16	95,47	13,13	3,16	2,62
		6,00	9,42	56,52	113,00	15,80	3,14	113,00	15,80	3,14	2,67

X,Y= Distancia entre el eje x-x; y-y a la superficie exterior del perfil

Figura A. 7 Ficha técnica de perfiles angulares para estructuras (IPAC, 2019)

Mordazas

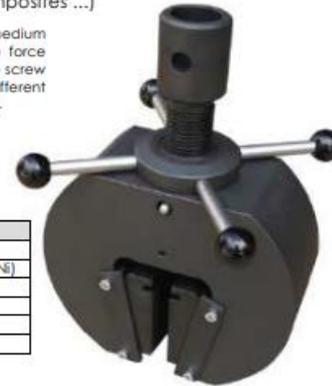
## Wedge Grips with Manual Wheel MCV/100 (100 kN)

Self-clamping Grips wedge type, easy to use and applicable for testing samples fraction medium strength rigid materials (Metals, Composites ...)

Wedge grips easy to use, designed for tensile testing of metals and plastics medium strength. The grip design ensures a clamping wedge in the sample as the force increases and prevents slipping, the initial force is applied by the action of the screw driven wheel 4 handles loading and unloading of specimens. The jaws with different faces are finished in ambibles interc for different sample types and dimensions.

### Wedge Grips type 100 kN capacity

2 Grips are supplied but can be ordered 1 only (not including jaws) Jaws must be ordered separately

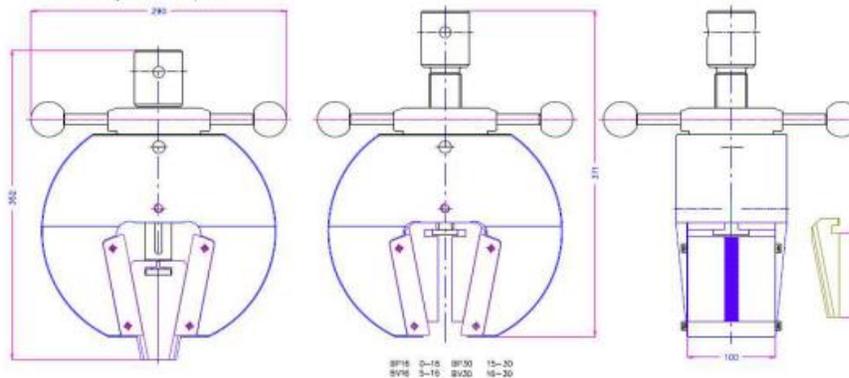


Model	MCV/100
Tensile strength	100 kN
Temperature range	0 °C a +130 °C y -80 °C hasta +280 °C (MCV/50-Ni)
Frame	Steel, coated with Manganese Phosphate
Height of Jaws min./max.	352-371 mm
Width of Jaws	290 mm
Weight of each grip	48 Kg (including jaws)

Jaws for Grips MCV/100: supply 1 set = 4 mandibulas

Model	Surface finish	Jaw surface HxW	Opening
MCV/100-BP16	Pyramid jaws 1,2X45°	95 x 100 mm	0 - 16 mm
MCV/100-BP28	Pyramid jaws 1,2X45°	95 x 100 mm	17 - 28 mm
MCV/100-BV16	V-jaws	Clamping height 52 mm	5 - 16 mm Ø
MCV/100-BV28	V-jaws	Clamping height 52 mm	17 - 28 mm Ø

Other finishes jaws, on request



**BP** - For multiple applications  
Pyramid jaws (serrated) 1.2 x 45°,  
58 HRC hardened steel



**BV** - For all type of round specimens  
Tooth pitch, 1.2 mm, a  
58 HRC hardened steel

Flat Pyramid  
Jaws

V-jaws



TECHLAB SYSTEMS, S.L.  
Head Office: Truakamendi 10, Pol. 110 - 20100 Leza - SPAIN  
US Office: 3549 Andromeda Ave. -Boca Raton, Florida 33433 USA  
[www.metrotec.es](http://www.metrotec.es)

Figura A. 8 Diseño referencial para las mordazas del proyecto (metrotec, 2018)

## Sistema de potencia

W22 IE2 2 HP 6P 112M 3F 220/440 V 60 Hz IC411 - TEFC - B3L(D)

[VISIÓN GENERAL](#) [DETALLES DEL PRODUCTO](#) [CENTRO DE DESCARGAS](#)

### DETALLES DEL PRODUCTO

[DATOS TÉCNICOS](#) [CURVAS DE DESEMPEÑO](#) [DIBUJO DIMENSIONAL](#)

[GENERAR DOCUMENTOS](#)

#### Motores Eléctricos

Carcasa	112M	Momento de inercia (J)	0.5223 sq.ft.lb
Potencia	1.5 kW (2 HP)	Categoría	N
Numero de polos	6	Clase de aislamiento	F
Frecuencia	60 Hz	Factor de servicio	1.15
Rotación nominal	1160 rpm	Elevación de temperatura	80 K
Resbalamiento	3.33 %	Ciclo de servicio	S1
Tensión nominal	220/440 V	Método de partida	Partida directa
Corriente nominal	6.40/3.20 A	Temperatura ambiente	-20°C hasta +40°C
Corriente de arranque	44.2/22.1 A	Altitud	1000 m
Ip/In	6.9	Grado de protección	IP55
Corriente en vacío	4.00/2.00 A	Refrigeración	IC411 - TEFC
Torque nominal	9.11 ft.lb	Forma constructiva	B3L(D)
Torque de arranque	250 %	Dirección de rotación <sup>1</sup>	Ambos
Torque máximo	300 %	Nivel de ruido <sup>2</sup>	52.0 dB(A)
Tiempo de rotor bloqueado	72s (frio) 40s (caliente)	Masa aproximada <sup>3</sup>	94.6 lb

(1) Mirando la punta delantera del eje del motor; (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A); (3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación.; (4) Al 100% de la carga completa.

**Figura A. 9 Ficha técnica del motor con potencia de 2HP y 1200 RPM (WEG, s.f.)**

# Caja reductora

TABLAS DE SELECCIÓN BOX										
P <sub>1</sub>	n <sub>2</sub> (rpm)	M <sub>2</sub> (Nm)	f <sub>t</sub>	i	1,1 kW		1,5 kW		2,2 kW	
					BOX	Reductor	BOX	Reductor	BOX	Reductor
1,1 kW	373,3	25,0	2,1	7,5	BOX050	80B-2	BOX063	90S-2	BOX075	90L-2
	280,0	32,8	1,6	10		80B-2		90S-2		90L-2
	186,7	46,0	1,2	15		80B-2		90L-4		90L-2
	186,7	46,4	2,1	15		80B-2		90S-2		90L-2
	186,7	50,1	2,6	7,5		90S-4		90L-4		90L-2
	140,0	66,5	2,0	10		90S-4		90S-2		90L-2
	120,0	78,0	2,0	7,5		90L-6		90L-4		100LA-4
	112,0	74,8	1,2	25		80B-2		90L-4		90L-2
	93,3	92,7	1,5	15		90S-4		90S-2		100LA-4
	90,0	103,4	1,5	10		90L-6		90S-2		90L-2
	70,0	122,8	1,1	20	90S-4	90L-4	100LA-4			
	60,0	144,3	1,1	15	90L-6	100LA-6	100LA-4			
	56,0	149,5	0,9	25	90S-4	90S-2	90L-2			
	46,7	162,8	1,0	30	90S-4	90L-4	100LA-4			
	45,0	191,0	0,8	20	90L-6	100LA-6	100LA-4			
	112,0	76,8	1,9	25	80B-2	90L-4	90L-2			
	93,3	95,9	2,1	15	90S-4	100LA-6	100LA-4			
	90,0	104,6	2,3	10	90L-6	90L-4	112M-6			
	70,0	125,3	1,7	20	90S-4	90L-4	100LA-4			
	60,0	149,2	1,6	15	90L-6	100LA-6	112M-6			
	56,0	153,6	1,3	25	90S-4	90L-4	100LA-4			
	46,7	170,6	1,3	30	90S-4	100LA-6	100LA-4			
	45,0	194,9	1,3	20	90L-6	90L-4	112M-6			
	35,0	221,5	1,0	40	90S-4	90L-4	90L-2			
	36,0	239,0	1,0	25	90L-6	100LA-6	112M-6			
	30,0	265,4	1,0	30	90L-6	90L-4	100LA-4			
	35,0	222,1	1,6	40	90S-4	100LA-6	112M-6			
	36,0	243,7	1,6	25	90L-6	100LA-6	100LA-4			
	30,0	282,9	1,8	30	90L-6	90L-4	100LA-4			
	28,0	274,3	1,3	50	90S-4	90L-4	112M-6			
	23,3	313,3	1,0	60	90S-4	100LA-6	100LA-4			
	22,5	345,5	1,2	40	90L-6	90L-4	112M-6			
	18,0	426,6	1,0	50	90L-6	100LA-6	112M-6			
	15,0	430,0	0,8	60	90L-6	100LA-6	100LA-4			
	28,0	275,8	2,3	50	90S-4	90L-4	100LA-4			
	23,3	317,9	1,9	60	90S-4	90L-4	112M-6			
	22,5	380,4	2,3	40	90L-6	100LA-6	100LA-4			
	17,5	390,2	1,3	80	90S-4	90L-4	112M-6			
	18,0	429,0	1,8	50	90L-6	100LA-6	100LA-4			
	14,0	469,7	1,0	100	90S-4	100LA-6	100LA-4			
15,0	494,4	1,4	60	90L-6	100LA-6	112M-6				
11,3	607,0	1,0	80	90L-6	100LA-6	112M-6				
17,5	390,2	2,1	80	90S-4	90L-4	100LA-4				
14,0	465,2	1,5	100	90S-4	100LA-6	112M-6				
11,3	607,0	1,4	80	90L-6	90L-4	100LA-4				
9,0	723,7	1,1	100	90L-6	100LA-6	100LA-4				
4,7	1312	1,2	300	90S-4	90L-4	100LA-4				
3,5	1519	1,0	400	BOX063+BOX130	90S-4	100LA-4				
2,8	1629	1,0	500	90S-4	90S-4	100LA-4				
1,5 kW	373,3	34,2	2,7	7,5	BOX063	90S-2	BOX075	90S-2	BOX090	90L-2
	280,0	45,3	2,1	10		90S-2		90S-2		90L-2
	186,7	68,4	1,9	7,5		90L-4		90L-4		90L-2
	140,0	83,7	1,2	20		90S-2		90S-2		90L-2
	140,0	90,7	1,5	10		90L-4		90L-4		90L-2
	112,0	101,9	0,9	25		90S-2		90S-2		90L-2
	93,3	126,5	1,1	15		90L-4		90L-4		100LA-4
	70,0	167,4	0,8	20		90L-4		90L-4		90L-2
	280,0	45,8	3,1	10		90S-2		90S-2		100LA-4
	186,7	65,4	2,2	15		90S-2		90S-2		90L-2
	140,0	91,7	2,2	10	90L-4	90L-4	100LA-4			
	120,0	108,6	2,0	7,5	100LA-6	100LA-6	100LA-4			
	112,0	104,8	1,4	25	90S-2	90S-2	90L-2			
	93,3	130,8	1,5	15	90L-4	90L-4	100LA-4			
	90,0	142,6	1,7	10	100LA-6	100LA-6	112M-6			
	70,0	170,9	1,3	20	90L-4	90L-4	90L-2			
	60,0	203,4	1,2	15	100LA-6	100LA-6	100LA-4			
	56,0	209,5	1,0	25	90L-4	90L-4	112M-6			
	46,7	232,7	1,0	30	90L-4	90L-4	100LA-4			
	90,0	143,1	2,7	10	100LA-6	100LA-6	112M-6			
	70,0	172,1	2,1	20	90L-4	90L-4	100LA-4			
	60,0	210,6	2,1	15	100LA-6	100LA-6	100LA-4			
	56,0	213,6	1,6	25	90L-4	90L-4	112M-6			
	46,7	248,0	1,7	30	90L-4	90L-4	90L-2			
	45,0	267,7	1,5	20	100LA-6	100LA-6	112M-6			
	35,0	302,9	1,2	40	90L-4	90L-4	100LA-4			
	36,0	332,3	1,2	25	100LA-6	100LA-6	112M-6			
	30,0	385,8	1,3	30	100LA-6	100LA-6	100LA-4			
	28,0	374,0	0,9	50	90L-4	90L-4	100LA-4			
	23,3	427,3	0,8	60	90L-4	90L-4	112M-6			
	45,0	274,1	2,7	20	100LA-6	100LA-6	100LA-4			
	35,0	316,0	2,2	40	90L-4	90L-4	112M-6			
	36,0	333,5	2,4	25	100LA-6	100LA-6	112M-6			
	30,0	386,8	2,3	30	100LA-6	100LA-6	100LA-4			
	28,0	376,0	1,7	50	90L-4	90L-4	100LA-4			
	23,3	433,4	1,4	60	90L-4	90L-4	112M-6			
	22,5	491,5	1,7	40	100LA-6	100LA-6	100LA-4			
	17,5	532,1	0,9	80	90L-4	90L-4	112M-6			
	18,0	584,9	1,3	50	100LA-6	100LA-6	100LA-4			
	15,0	674,2	1,1	60	100LA-6	100LA-6	100LA-4			
22,5	477,5	2,3	40	100LA-6	100LA-6	112M-6				
18,0	573,0	1,8	50	100LA-6	100LA-6	112M-6				
17,5	532,1	1,5	80	90L-4	90L-4	100LA-4				
15,0	668,5	1,4	60	100LA-6	100LA-6	112M-6				
14,0	634,4	1,1	100	90L-4	90L-4	100LA-4				
11,3	827,7	1,1	80	100LA-6	100LA-6	100LA-4				
4,7	1789,0	1,0	300	BOX063+BOX130	90L-4	100LA-4				
2,2 kW	373,3	50,1	1,8	7,5	BOX063	90L-2	BOX075	90L-2	BOX090	90L-2
	280,0	66,5	1,5	10		90L-2		90L-2		90L-2
	186,7	92,7	1,1	15		90L-2		90L-2		90L-2
	373,3	51,2	2,5	7,5		90L-2		90L-2		90L-2
	280,0	67,2	2,1	10		90L-2		90L-2		90L-2
	186,7	95,9	1,5	15		90L-2		90L-2		90L-2
	186,7	102,4	1,8	7,5		100LA-4		100LA-4		100LA-4
	140,0	125,3	1,3	20		90L-2		90L-2		90L-2
	140,0	134,5	1,5	10		100LA-4		100LA-4		100LA-4
	112,0	153,6	1,0	25		90L-2		90L-2		90L-2
	93,3	191,8	1,0	15	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	186,7	102,8	2,9	7,5	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	140,0	126,2	2,0	20	90L-2	90L-2	90L-2			
	140,0	134,5	2,3	10	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	120,0	159,9	2,2	7,5	112M-6	112M-6	112M-6			
	112,0	156,6	1,6	25	90L-2	90L-2	90L-2			
	93,3	198,5	1,9	15	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	90,0	209,9	1,8	10	112M-6	112M-6	112M-6			
	70,0	252,4	1,4	20	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	60,0	308,8	1,4	15	112M-6	112M-6	112M-6			
	56,0	313,3	1,2	25	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	46,7	363,8	1,0	30	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	45,0	392,7	1,0	20	112M-6	112M-6	112M-6			
	112,0	157,2	3,1	25	90L-2	90L-2	90L-2			
	90,0	212,9	3,5	10	112M-6	112M-6	112M-6			
	70,0	258,4	2,5	20	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	60,0	309,5	2,6	15	112M-6	112M-6	112M-6			
	56,0	314,4	2,2	25	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	46,7	364,7	2,0	30	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	45,0	402,0	1,9	20	112M-6	112M-6	112M-6			
	35,0	463,4	1,5	40	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	36,0	489,1	1,6	25	112M-6	112M-6	112M-6			
	30,0	567,3	1,6	30	112M-6	112M-6	112M-6			
	28,0	551,5	1,2	50	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	23,3	635,7	1,0	60	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	36,0	472,7	2,2	25	112M-6	112M-6	112M-6			
	35,0	450,2	2,2	40	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	30,0	553,3	2,1	30	112M-6	112M-6	112M-6			
	28,0	540,3	1,7	50	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
	23,3	630,3	1,4	60	100LA-4	100LA-4	100LA-4			
22,5	700,3	1,6	40	112M-6	112M-6	112M-6				
18,0	840,4	1,2	50	112M-6	112M-6	112M-6				
17,5	780,4	1,0	80	100LA-4	100LA-4	100LA-4				
15,0	980,5	1,0	60	112M-6	112M-6	112M-6				
28,0	540,3	2,5	50	100LA-4	100LA-4	100LA-4				
23,3	630,3	1,9	60	100LA-4	100LA-4	100LA-4				
17,5	780,4	1,4	80	100LA-4	100LA-4	100LA-4				
14,0	930,4	1,0	100	BOX150	100LA-4	100LA-4				

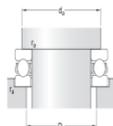
Figura A. 10 Ficha técnica del reductor de 1.5 KW (Motive, 2022)

# Rodamientos

**Tabla A. 1 Datos técnicos de rodamiento radial 6214 2Z (Grupo SKF, 2019)**

Rodamiento 6214-2Z																																																													
 <p><b>6214-2Z</b> Rodamientos rígidos de bolas</p> <p><b>Especificación técnica</b></p>   <p><b>DIMENSIONES</b></p> <table border="1"> <tr><td>d</td><td>70 mm</td><td>Diámetro del agujero</td></tr> <tr><td>D</td><td>120 mm</td><td>Diámetro exterior</td></tr> <tr><td>B</td><td>24 mm</td><td>Ancho</td></tr> <tr><td>d<sub>1</sub></td><td>+ 87,05 mm</td><td>Diámetro del resalte</td></tr> <tr><td>D<sub>1</sub></td><td>+ 111 mm</td><td>Diámetro de rolagio</td></tr> <tr><td>r<sub>1,2</sub></td><td>min. 1,5 mm</td><td>Dimensión del chalfán</td></tr> </table> <p><b>DIMENSIONES DE LOS RESALTES</b></p> <table border="1"> <tr><td>d<sub>2</sub></td><td>min. 79 mm</td><td>Diámetro del resalte del eje</td></tr> <tr><td>d<sub>3</sub></td><td>max. 87 mm</td><td>Diámetro del resalte del eje</td></tr> <tr><td>D<sub>2</sub></td><td>max. 116 mm</td><td>Diámetro del resalte del soporte</td></tr> <tr><td>r<sub>4</sub></td><td>max. 1,5 mm</td><td>Radio del eje o de acurdo del soporte</td></tr> </table>	d	70 mm	Diámetro del agujero	D	120 mm	Diámetro exterior	B	24 mm	Ancho	d <sub>1</sub>	+ 87,05 mm	Diámetro del resalte	D <sub>1</sub>	+ 111 mm	Diámetro de rolagio	r <sub>1,2</sub>	min. 1,5 mm	Dimensión del chalfán	d <sub>2</sub>	min. 79 mm	Diámetro del resalte del eje	d <sub>3</sub>	max. 87 mm	Diámetro del resalte del eje	D <sub>2</sub>	max. 116 mm	Diámetro del resalte del soporte	r <sub>4</sub>	max. 1,5 mm	Radio del eje o de acurdo del soporte	<p><b>DATOS DEL CÁLCULO</b></p> <table border="1"> <tr><td>Capacidad de carga dinámica básica</td><td>C</td><td>63,7 kN</td></tr> <tr><td>Capacidad de carga estática básica</td><td>C<sub>0</sub></td><td>45 kN</td></tr> <tr><td>Carga límite de fatiga</td><td>P<sub>0</sub></td><td>1,9 kN</td></tr> <tr><td>Velocidad de referencia</td><td></td><td>11 000 r/min</td></tr> <tr><td>Velocidad límite</td><td></td><td>5 600 r/min</td></tr> <tr><td>Factor de carga mínima</td><td>f<sub>0</sub></td><td>0,025</td></tr> <tr><td>Factor de cálculo</td><td>f<sub>0</sub></td><td>14,7</td></tr> </table> <p><b>MASA</b></p> <table border="1"> <tr><td>Masa de rodamiento</td><td></td><td>1,14 kg</td></tr> </table> <p><b>CLASE DE TOLERANCIA</b></p> <table border="1"> <tr><td>Tolerancias dimensionales</td><td></td><td>P6</td></tr> <tr><td>Desviación radial</td><td></td><td>Normal</td></tr> </table>	Capacidad de carga dinámica básica	C	63,7 kN	Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	45 kN	Carga límite de fatiga	P <sub>0</sub>	1,9 kN	Velocidad de referencia		11 000 r/min	Velocidad límite		5 600 r/min	Factor de carga mínima	f <sub>0</sub>	0,025	Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	14,7	Masa de rodamiento		1,14 kg	Tolerancias dimensionales		P6	Desviación radial		Normal
d	70 mm	Diámetro del agujero																																																											
D	120 mm	Diámetro exterior																																																											
B	24 mm	Ancho																																																											
d <sub>1</sub>	+ 87,05 mm	Diámetro del resalte																																																											
D <sub>1</sub>	+ 111 mm	Diámetro de rolagio																																																											
r <sub>1,2</sub>	min. 1,5 mm	Dimensión del chalfán																																																											
d <sub>2</sub>	min. 79 mm	Diámetro del resalte del eje																																																											
d <sub>3</sub>	max. 87 mm	Diámetro del resalte del eje																																																											
D <sub>2</sub>	max. 116 mm	Diámetro del resalte del soporte																																																											
r <sub>4</sub>	max. 1,5 mm	Radio del eje o de acurdo del soporte																																																											
Capacidad de carga dinámica básica	C	63,7 kN																																																											
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	45 kN																																																											
Carga límite de fatiga	P <sub>0</sub>	1,9 kN																																																											
Velocidad de referencia		11 000 r/min																																																											
Velocidad límite		5 600 r/min																																																											
Factor de carga mínima	f <sub>0</sub>	0,025																																																											
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	14,7																																																											
Masa de rodamiento		1,14 kg																																																											
Tolerancias dimensionales		P6																																																											
Desviación radial		Normal																																																											

**Tabla A. 2 Datos técnicos de rodamientos axial 51114 (Grupo SKF, 2022)**

Rodamiento 51114																																																	
 <p><b>51114</b> Rodamiento axial de bolas de simple efecto</p> <p>Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto pueden admitir cargas axiales en un sentido. No deben ser sometidos a ninguna carga radial. Sus componentes desmontables facilitan el montaje/desmontaje y las inspecciones de mantenimiento. Muchos de los componentes son intercambiables. Las arandelas del eje tienen un agujero rectificado que permite un ajuste de interferencia.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>El diseño desmontable facilita el montaje/desmontaje y las inspecciones de mantenimiento.</li> <li>Componentes intercambiables.</li> <li>El agujero rectificado de las arandelas del eje permite un ajuste de interferencia.</li> </ul> <p><b>Dimensiones</b></p> <table border="1"> <tr><td>d</td><td>70 mm</td><td>Diámetro del agujero</td></tr> <tr><td>D</td><td>95 mm</td><td>Diámetro exterior</td></tr> <tr><td>H</td><td>18 mm</td><td>Altura</td></tr> <tr><td>d<sub>1</sub></td><td>+ 95 mm</td><td>Diámetro exterior de la arandela del eje</td></tr> <tr><td>D<sub>1</sub></td><td>+ 72 mm</td><td>Diámetro interior de la arandela del soporte</td></tr> <tr><td>r<sub>1,2</sub></td><td>min. 1 mm</td><td>Dimensión del chalfán de la arandela</td></tr> </table>	d	70 mm	Diámetro del agujero	D	95 mm	Diámetro exterior	H	18 mm	Altura	d <sub>1</sub>	+ 95 mm	Diámetro exterior de la arandela del eje	D <sub>1</sub>	+ 72 mm	Diámetro interior de la arandela del soporte	r <sub>1,2</sub>	min. 1 mm	Dimensión del chalfán de la arandela	 <p><b>Dimensiones de los resaltes</b></p> <table border="1"> <tr><td>d<sub>2</sub></td><td>min. 85 mm</td><td>Diámetro del resalte del eje</td></tr> <tr><td>D<sub>2</sub></td><td>max. 80 mm</td><td>Diámetro del resalte del soporte</td></tr> <tr><td>r<sub>4</sub></td><td>max. 1 mm</td><td>Radio de acurdo</td></tr> </table> <p><b>Datos del cálculo</b></p> <table border="1"> <tr><td>Capacidad de carga dinámica básica</td><td>C</td><td>40,3 kN</td></tr> <tr><td>Capacidad de carga estática básica</td><td>C<sub>0</sub></td><td>120 kN</td></tr> <tr><td>Carga límite de fatiga</td><td>P<sub>0</sub></td><td>4,4 kN</td></tr> <tr><td>Velocidad de referencia</td><td></td><td>3 400 r/min</td></tr> <tr><td>Velocidad límite</td><td></td><td>4 500 r/min</td></tr> <tr><td>Factor de carga mínima</td><td>f<sub>0</sub></td><td>0,074</td></tr> </table> <p><b>Masa</b></p> <table border="1"> <tr><td>Masa de rodamiento (incluida la arandela del eje, cuando correspondi)</td><td></td><td>0,55 kg</td></tr> </table>	d <sub>2</sub>	min. 85 mm	Diámetro del resalte del eje	D <sub>2</sub>	max. 80 mm	Diámetro del resalte del soporte	r <sub>4</sub>	max. 1 mm	Radio de acurdo	Capacidad de carga dinámica básica	C	40,3 kN	Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	120 kN	Carga límite de fatiga	P <sub>0</sub>	4,4 kN	Velocidad de referencia		3 400 r/min	Velocidad límite		4 500 r/min	Factor de carga mínima	f <sub>0</sub>	0,074	Masa de rodamiento (incluida la arandela del eje, cuando correspondi)		0,55 kg
d	70 mm	Diámetro del agujero																																															
D	95 mm	Diámetro exterior																																															
H	18 mm	Altura																																															
d <sub>1</sub>	+ 95 mm	Diámetro exterior de la arandela del eje																																															
D <sub>1</sub>	+ 72 mm	Diámetro interior de la arandela del soporte																																															
r <sub>1,2</sub>	min. 1 mm	Dimensión del chalfán de la arandela																																															
d <sub>2</sub>	min. 85 mm	Diámetro del resalte del eje																																															
D <sub>2</sub>	max. 80 mm	Diámetro del resalte del soporte																																															
r <sub>4</sub>	max. 1 mm	Radio de acurdo																																															
Capacidad de carga dinámica básica	C	40,3 kN																																															
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	120 kN																																															
Carga límite de fatiga	P <sub>0</sub>	4,4 kN																																															
Velocidad de referencia		3 400 r/min																																															
Velocidad límite		4 500 r/min																																															
Factor de carga mínima	f <sub>0</sub>	0,074																																															
Masa de rodamiento (incluida la arandela del eje, cuando correspondi)		0,55 kg																																															

**Tabla A. 3 Datos técnicos de rodamientos axial 51106 (GRUPO SKF, 2022)**

Rodamiento 51106
------------------



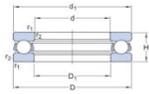
51106

Rodamientos axiales de bolas de simple efecto

Datos de los rodamientos  
Tolerancias: tabla 1

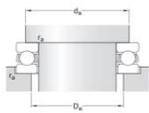
Interfases del rodamiento  
Tolerancias de los ejes:  
para condiciones estándar,  
Tolerancias y ajuste: resultados

Especificación técnica



DIMENSIONES

d = 30 mm	Diámetro del agujero
D = 47 mm	Diámetro exterior
H = 13 mm	Altura
d <sub>1</sub> = 47 mm	Diámetro exterior de la arandela del eje
D <sub>1</sub> = 32 mm	Diámetro interior de la arandela del soporte
r <sub>1,2</sub> min. 0,6 mm	Dimensión del chafán de la arandela



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d <sub>0</sub> min. 40 mm	Diámetro del resalte del eje
D <sub>0</sub> max. 37 mm	Diámetro del resalte del soporte
r <sub>0</sub> max. 0,6 mm	Radio de acorto

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	19 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	43 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>0</sub>	1,6 kN
Velocidad de referencia		6 000 r/min
Velocidad límite		8 500 r/min
Factor de carga mínima	A	0,0096

MASA

Masa de rodamiento (incluida la arandela del asiento, cuando corresponde)	0,063 kg
---	----------

## Dimensión de tornillo de potencia con cuerdas ACME

**Tabla 11-3 Dimensiones principales de cuerdas estándares Acme**

Consulte la referencia 2 para información más completa sobre dimensiones y tolerancias

Diámetro mayor (in)	Cuerdas por pulgada	Paso de la cuerda (in)	Diámetro de paso (in)	Diámetro menor (in)	Área de esfuerzo por tensión (in <sup>2</sup> )
0.250	16	0.063	0.219	0.188	0.032
0.313	14	0.071	0.277	0.241	0.053
0.375	12	0.083	0.333	0.292	0.077
0.438	12	0.083	0.396	0.354	0.110
0.500	10	0.100	0.450	0.400	0.142
0.625	8	0.125	0.563	0.500	0.222
0.750	6	0.167	0.667	0.583	0.307
0.875	6	0.167	0.792	0.708	0.442
1.000	5	0.200	0.900	0.800	0.568
1.125	5	0.200	1.025	0.925	0.747
1.250	5	0.200	1.150	1.050	0.950
1.375	4	0.250	1.250	1.125	1.108
1.500	4	0.250	1.375	1.250	1.353
1.750	4	0.250	1.625	1.500	1.918
2.000	4	0.250	1.875	1.750	2.580
2.250	3	0.333	2.083	1.917	3.142
2.500	3	0.333	2.333	2.167	3.976
2.750	3	0.333	2.583	2.417	4.909
3.000	2	0.500	2.750	2.500	5.412
3.500	2	0.500	3.250	3.000	7.670
4.000	2	0.500	3.750	3.500	10.321
4.500	2	0.500	4.250	4.000	13.364
5.000	2	0.500	4.750	4.500	16.800

Figura A. 11 Dimensiones principales de cuerdas estándares ACME (Norton, 2011)

## Tipos de probetas según norma

Las probetas tienen geometría cilíndrica para el ensayo de tracción dentro de la máquina manejada de la siguiente forma:

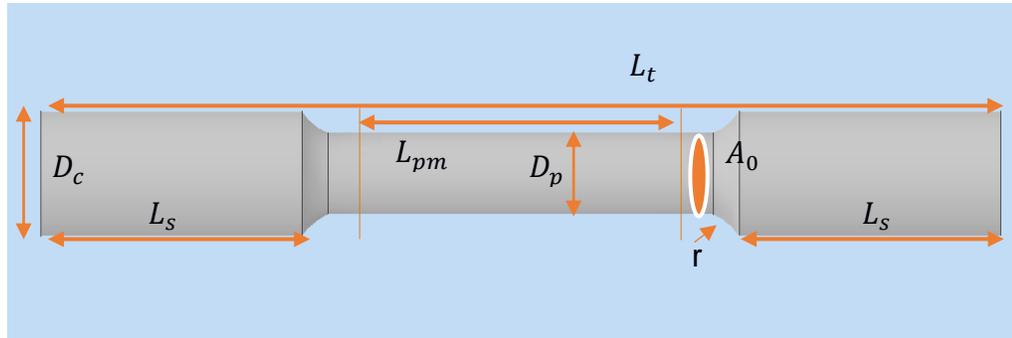


Figura A. 12 Estándar de probetas según E8-E8M

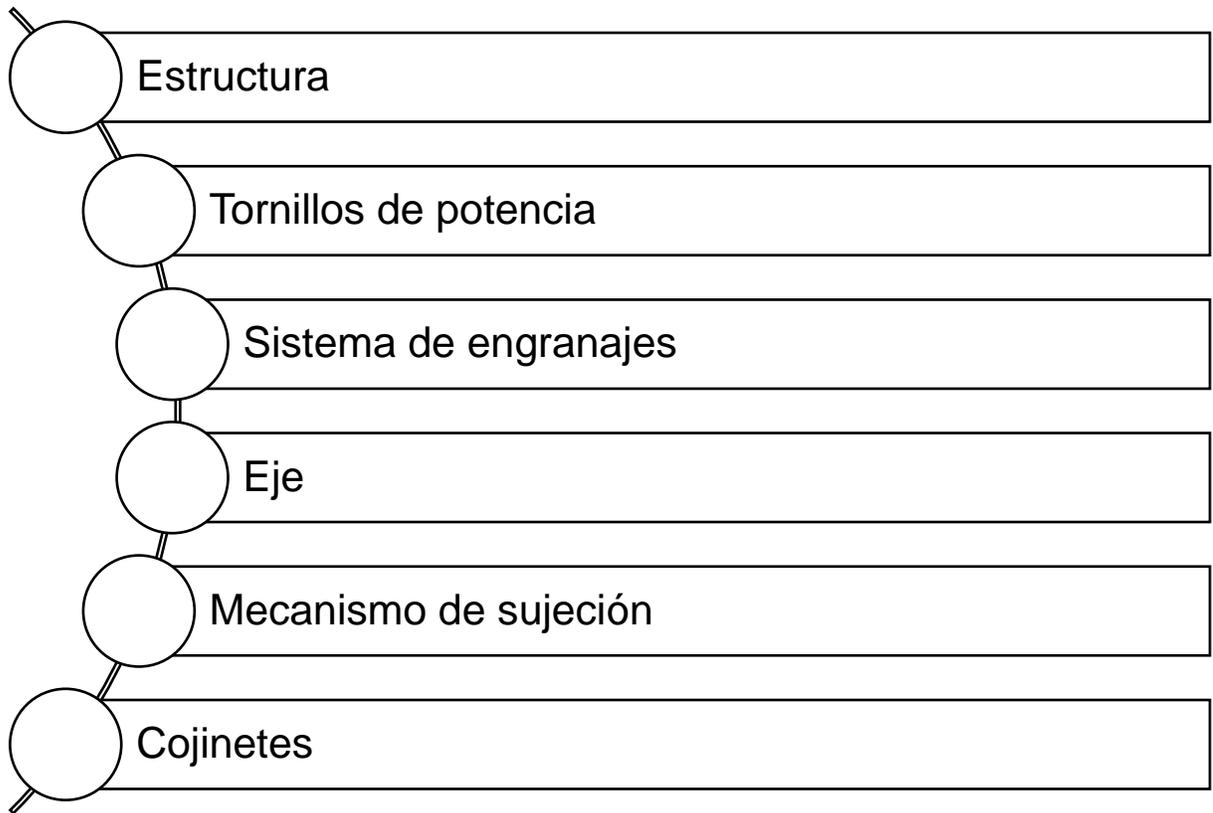
Que según la norma ASTM E8M, describe las siguientes dimensiones características:

- Diámetro de la probeta  $D_p$ : 12.5 [mm]
- Longitud paralela mínima  $L_{pm}$ : 65 [mm]
- Longitud calibrada  $L_c$ : 75[mm]
- Área transversal de la probeta  $A_0$ : 122.72 [mm<sup>2</sup>]
- Radio de transición mínimo  $r$ : 10 [mm]
- Longitud total de la probeta [min, máx.]  $L_t$ : [70, 73.5] [mm]
- Diámetro de cabezal  $D_c$ : 19.05 [mm]
- Longitud máxima del cabezal  $L_s$ : 50.8 [mm]

La máquina trabaja con varios tipos de probetas cilíndricas; sin embargo, deben mantener los cabezales mencionados con anterioridad.

## Diseño del sistema mecánico

Entre los parámetros descritos para el diseño del sistema mecánico, es la dirección de las cargas y a su vez los esfuerzos que estos producen. La máquina está diseñada para generar una fuerza de tensión de una magnitud de 120 [KN].



**Figura A. 13 Esquema de ecuaciones para el diseño de la máquina de tracción.**

## Cálculos detallados

### Tornillos de Potencia

$$T_u = T_{su} + T_c$$
$$T_u = F_a \frac{d_p}{2} * \frac{\mu * \pi * d_p + L \cos \alpha}{\pi * d_p \cos \alpha - \mu L} + \mu_c P \frac{d_c}{2}$$

Se asume que el tornillo estará lubricado con aceite por lo que  $\mu = 0.15$ , el avance es igual al paso  $L = 0.5 \text{ in}$ , y el ángulo de avance es  $\alpha = 14.5^\circ$ , tal que:

$$T_u = 15574.76 * \frac{3.250}{2} * \frac{0.15 * \pi * 3.250 + 0.5 \cos 14.5}{\pi * 3.250 \cos 14.5 - 0.15 * 0.5} + 0.15 * 15574.76 * \frac{5.70}{2}$$
$$T_u = \mathbf{11462.31 \text{ lb in}}$$
$$T_u = \mathbf{1852.16 \text{ Nm}}$$

Donde este último se divide en dos y cada tornillo percibe 926.08 Nm.

Luego, el torque de bajada como fuerza axial únicamente considera el peso de los elementos dando como resultado un torque de bajada de:

$$T_d = P \frac{d_p}{2} * \frac{\mu * \pi * d_p - L \cos \alpha}{\pi * d_p \cos \alpha - \mu L} + \mu_c P \frac{d_c}{2}$$
$$T_d = 200.74 \frac{3.250}{2} * \frac{0.15 * \pi * 3.25 - 0.5 \cos 14.5}{\pi * 3.25 * \cos 14.5 - 0.15 * 0.50} + 0.15 * 200.74 * \frac{5.75}{2}$$
$$T_d = \mathbf{128.48 \text{ lb in} = 14.51 \text{ Nm}}$$

Selección de medidas estandarizadas para tornillo de potencia en Figura A. 11.

**Tabla A. 4 Descripción de los valores escogidos para la tuerca ACME.**

Unidades	Medidas en pulgadas	Medidas en milímetros
Diámetro mayor [in]	4.0	101.6
Cuerdas por pulgadas	2	----
Paso de cuerda [in]	0.5	12.7
Diámetro de paso [in]	3.75	95.25
Diámetro menor [in]	3.5	88.9
Área de esfuerzo por tensión [in <sup>2</sup> ]	10.3	6658.7

### Tren de engranes

$$P_{CR} = P_{Motor}$$

$$T_{CR}w_{CR} = T_{motor}w_{motor}$$

$$w_{cr} = \frac{P_{Motor}}{T_{CR}}$$

$$w_{cr} = \frac{2HP(6600 \frac{in\ lb}{seg} * \frac{1}{hp})}{901.628\ lb\ in}$$

$$w_{cr} = 14.64(\frac{60}{2\pi})$$

$$w_{cr} \approx 140\ RPM$$

Conociendo que la potencia del piñón se obtiene de la relación:

$$T_p = \frac{P}{W_p}$$

$$T_p = \frac{2HP(6600 \frac{in\ lb}{seg} * \frac{1}{hp})}{1200\ RPM (\frac{2\pi\ rad}{60\ seg} * \frac{1}{RPM})}$$

$$T_p = 900.36\ lb\ in$$

$$T_p = 673\ Nm$$

Mediante la relación para trenes de engranes simple, el torque obtenido en los engranes 1 y 2 es:

$$T_g = m_g T_p$$

$$T_g = 2.47(673 \text{ Nm})$$

$$T_g = 1.666,47 \text{ Nm}$$

## Eje

Se determina la velocidad de giro del eje. La velocidad de giro del eje será la transmitida por la caja reductora, que por selección será igual a:

$$w_{eje} = 30 \text{ RPM}$$

Luego se determina la potencia o el torque que el eje va a transmitir,

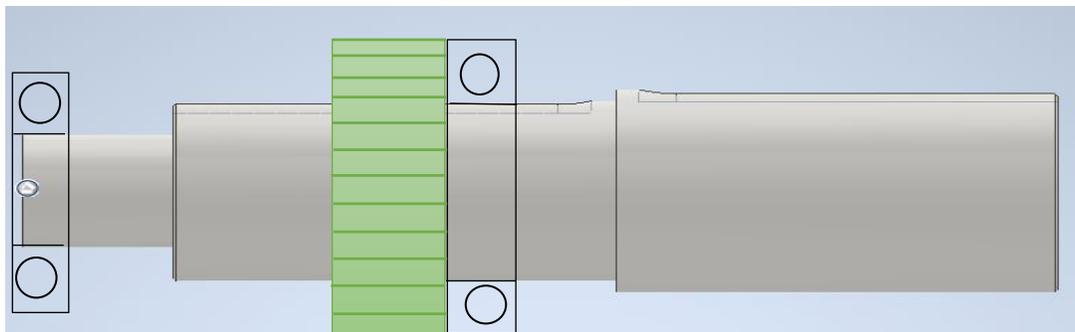
$$Hp = \frac{Tn}{63000}$$

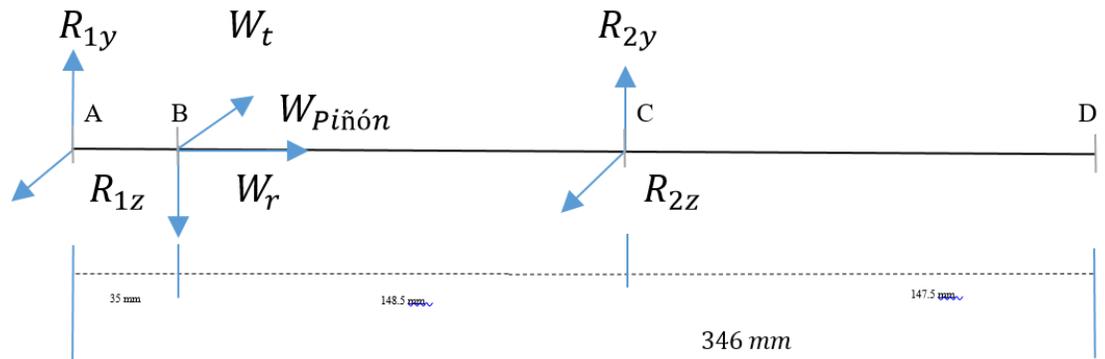
Y se obtiene el torque que el motor proporciona al eje y a los demás elementos:

$$T = \frac{Hp * 63000}{n} = \frac{2 * 63000}{30}$$

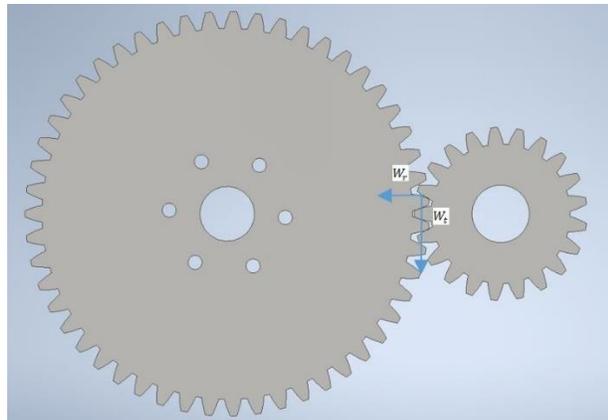
$$T = 4200 \text{ lb in}$$

Luego se determinan los elementos que van en el árbol, ya sean estos transmisores de potencia o no, identificarlos y posicionarlos:





Se calculan las fuerzas axiales y radiales que actúan sobre el eje:



$$W_t = \frac{2 T_p}{d_p}$$

$$W_t = \frac{2 * 673}{115.5 \times 10^{-3}}$$

$$W_t = 11653.68 \text{ Nm}$$

$$W_r = W_t \tan(\phi)$$

$$W_r = 11653.59 \tan(20^\circ)$$

$$W_r = 4241.59 \text{ Nm}$$

Se obtienen las reacciones de los rodamientos por sumatoria de fuerzas y momentos:

$$\sum M_{Ax} = 0$$

$$W_r(50 \times 10^{-3}) + R_{2y}(198.5 \times 10^{-3}) = 0$$

$$R_{2y}(198.5 \times 10^{-3}) = -W_t(50 \times 10^{-3})$$

$$R_{2y} = \frac{-W_t(50 \times 10^{-3})}{(198.5 \times 10^{-3})}$$

$$R_{2y} = \frac{-11653.68(50 \times 10^{-3})}{(198.5 \times 10^{-3})}$$

$$\mathbf{R_{2y} = -2935.43 \text{ N}}$$

$$+\uparrow \sum F_Y = 0$$

$$-R_{1y} - W_r - R_{2y} = 0$$

$$R_{1y} = -W_r - R_{2y}$$

$$R_{1y} = -11653.68 \text{ N} - 1068.41 \text{ N}$$

$$\mathbf{R_{1y} = -8718.25 \text{ N}}$$

$$\sum M_{Az} = 0$$

$$-W_r(50 \times 10^{-3}) - R_{2x}(198.5 \times 10^{-3}) = 0$$

$$R_{2x} = \frac{-W_r(50 \times 10^{-3})}{(198.5 \times 10^{-3})}$$

$$\mathbf{R_{2x} = -1068.41 \text{ N}}$$

$$+\uparrow \sum F_z = 0$$

$$-R_{1x} - W_r - R_{2y} = 0$$

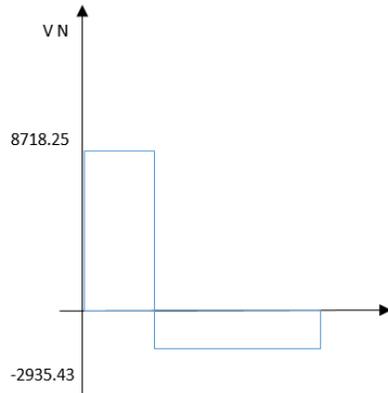
$$R_{1x} = -W_r - R_{2y}$$

$$R_{1x} = -4241.59 - (-1068.41 \text{ N})$$

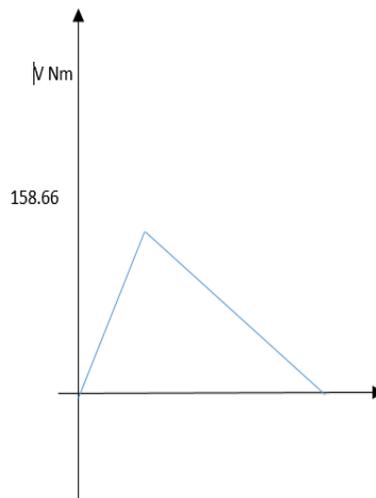
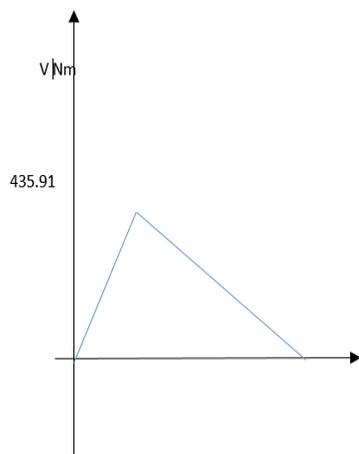
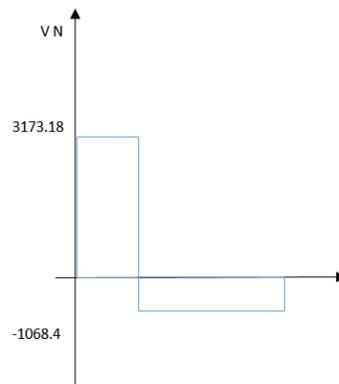
$$\mathbf{R_{1x} = -3173.18 \text{ N}}$$

Luego se determinan las gráficas de esfuerzo cortante y flector en los planos X-Y Y X-Z:

X-Y



X-Z



Se selecciona el material en el que se va a mecanizar el eje para obtener los esfuerzos de fluencia y el esfuerzo máximo

ACERO 1020 CD :  $S_{ut} = 68 \text{ Kps}$

Se consideran los puntos críticos para determinar el diámetro mínimo requerido para el eje, considerando cambios de sección y concentraciones de esfuerzos debido a los chaveteros:

Se estiman los primeros valores para los factores de concentración de esfuerzo

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

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

$$k_f = 2.2$$

$$k_T = 3.0$$

Para dar un paso conservador:

$$k_f = k_T = 3.0$$

$$k_a = aS_{ut}^b$$

**Tabla 6-2**

Parámetros del factor de modificación superficial de Marin, ecuación (6-19)

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

De acuerdo con las características del material, maquinado o estirado en frío se seleccionan los factores  $a$  y  $b$  de tal forma que:

$$k_a = 2.7(68)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.882$$

Luego se considera a  $k_b = 0.9$  y  $k_c = k_d = k_e = 1$ , para según la expresión (2.17)

$$S_e = (0.8825)(0.9)(0.5)(68)$$

$$S_e = 27 \text{ kpsi}$$

Usando el criterio conservador de Ed-Goodman, con  $M_m = T_a = 0$  la ecuación (2.16) se reduce a:

$$D = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left( \frac{2(k_f M_a)}{S_e} + \frac{[3(k_{fs} T_m)^2]^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$M_a = 435.91 \text{ Nm} = 3858.12 \text{ lb in}$$

$$T_m = 673 \text{ Nm} = 5956.55 \text{ lb in}$$

Adicionalmente, se considera un factor de seguridad  $n = 1.5$

$$D_1 = \left\{ \frac{16 * 1.5}{\pi} \left( \frac{2(2.2 * 3858.12)}{27000} + \frac{[3(3.0 * 5959.55)^2]^{\frac{1}{2}}}{68000} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D_1 = 2.02 \text{ in} = 51.38 \text{ mm}$$

Dado que todas las estimaciones han sido conservadoras se selecciona un  $D_2$  mayor de una forma más simple, ya que la longitud restante del eje no va a estar sometida a fuerzas y pares torsores más críticos que el punto ya analizado.

Es decir, de la relación típica para soporte en un hombro:

$$\frac{D}{d} = 1.2$$

$$D = 1.2 * d$$

A conveniencia transformamos la relación:

$$D_2 = 1.2 * D_1$$

$$D_2 = 1.2 * 51.38 \text{ mm}$$

$$D_2 = 61.65 \text{ mm}$$

### Plataforma Inferior

La fuerza máxima capaz de soportar la placa es de 120 [KN], ejercida por la fuerza producida por los tornillos de potencia, dejando un conjunto de acción y reacción provocado por las columnas:

$$F = R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = \frac{120 [KN]}{4} = 30 [KN] = 30000 [N]$$

Para hallar el momento flector máximo se describe la siguiente ecuación:

$$M = FxD = F x \frac{L}{2} = M_1 = M_2$$

Para la placa intermedia se tiene la siguiente ecuación:

$$L_{min} = 2.25(h)$$

$$a = \gamma b$$

Del esfuerzo producido por el momento, de la placa en sus diagonales tanto en los planos

$$I_{xz} = \frac{1}{12} x a x (h)^3$$

$$I_{yz} = \frac{1}{12} x b x (h)^3$$

$$L^2 = a^2 x b^2$$

$$L = \sqrt{(\gamma b)^2 + b^2}$$

$$L = \sqrt{(\gamma^2 + 1)} (b)$$

$$L = 2.25 h$$

$$b = \frac{2.25 h}{\sqrt{(\gamma^2 + 1)}}$$

$$a = \frac{2.25 * \gamma * h}{\sqrt{(\gamma^2 + 1)}}$$

$$I_{xz} = \frac{1}{12} x a x (h)^3 = \frac{1}{12} x \frac{2.25 * \gamma * h}{\sqrt{(\gamma^2 + 1)}} x (h)^3 = \frac{1}{12} x \frac{2.25 * \gamma}{\sqrt{(\gamma^2 + 1)}} x (h)^4$$

$$I_{xz} = \frac{0.187 * \gamma}{\sqrt{(\gamma^2 + 1)}} x (h)^4$$

$$I_{yz} = \frac{1}{12} x b x (h)^3 = \frac{1}{12} x \frac{2.25}{\sqrt{(\gamma^2 + 1)}} x (h)^4$$

$$I_{yz} = \frac{0.187}{\sqrt{(\gamma^2 + 1)}} x (h)^4$$

$$M_{max} = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$$

$$M_1^2 = M_2^2 = \left(\frac{FL}{2}\right)^2 = \left(\frac{F * 2.25 * h}{2}\right)^2$$

$$M_{max} = \sqrt{\left(\frac{F * 2.25 * h}{2}\right)^2 + \left(\frac{F * 2.25 * h}{2}\right)^2}$$

$$M_{max} = \sqrt{2 * \left(\frac{F * 2.25 * h}{2}\right)^2}$$

$$M_{max} = \sqrt{\frac{1}{2} * (F * 2.25 * h)^2}$$

$$M_{max} = \frac{F * (2.25) * h}{\sqrt{2}} = 1.59 * F * h$$

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = \frac{(1.59 * F * h)(0.5 * h)}{I}$$

Entonces diseñando para el momento de inercia más bajo se obtuvo lo siguiente:

$$\sigma_f = \frac{(1.59 * F * h)(0.5 * h)}{\frac{0.187 * \gamma}{\sqrt{(\gamma^2 + 1)}} x (h)^4} = \frac{4.251 * F * h^2 * \gamma * \sqrt{(\gamma^2 + 1)}}{(h)^4}$$

$$\sigma_f = \frac{4.251 * F * \gamma * \sqrt{(\gamma^2 + 1)}}{(h)^2}$$

Dada la geometría de la plataforma, a=1000 [mm], b=650 [mm], F=30 [KN], obtenemos geoméricamente que  $\gamma$  es 1.54 y un factor de seguridad 2, dando como resultado el espesor mínimo en la plancha:

$$b = 1.54 * a$$

$$I_{xz} = \frac{0.187 * 1.54}{\sqrt{((1.54)^2 + 1)}} x (h)^4$$

$$I_{xz} = 0.16 (h)^4$$

$$I_{yz} = \frac{0.187}{\sqrt{((1.54)^2 + 1)}} x (h)^4$$

$$I_{yz} = 0.10 (h)^4$$

$$M_{max} = 1.59 * 30000 * h = 47729h$$

Para analizar el diseño con el momento de inercia menor se obtiene:

$$\sigma_f = \frac{4.251 * 30000 * \sqrt{(1.54^2 + 1)}}{(h)^2}$$

$$\sigma_f = \frac{234169}{(h)^2} [Pa]$$

$$\sigma_f = \frac{0.23}{(h)^2} [MPa]$$

El esfuerzo máximo permisible se lo determinará con un factor de seguridad de 2:

$$\sigma_a = \frac{0.75 \sigma_y}{2} = \frac{0.75 x (250)}{2} = 93.75 [MPa]$$

$$\sigma_a = \frac{0.23}{h^2} = 93.75$$

$$h^2 = \frac{0.23}{93.75} \equiv h = 0.05 [m] = 1.95 [in] = 49.53 [mm]$$

Por lo que un espesor comercial adecuado para la maquinaria es de 50 [mm] y las mismas dimensiones anteriores descritas.

Por otra parte, la distancia obtenida es:

$$L_{min} = 2.25(h) = 2.25 * 1.95 = 4.39[in] = 0.11 [m]$$

$$I_{yz} = 0.10 \left( \frac{50}{1000} \right)^4 = 6.25x10^{-7} [m^4]$$

$$I_{xz} = 0.16 \left( \frac{50}{1000} \right)^4 = 1.00 \times 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]}$$

Deformación por flexión con apoyo simple carga central

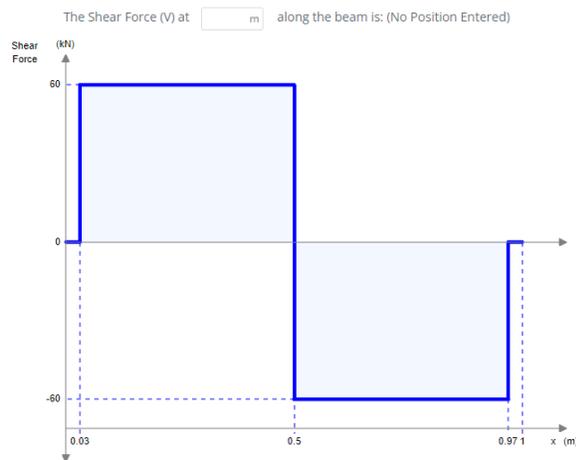
$$\delta = \frac{FL^3}{48EI} = \frac{120000 * (0.1)^3}{48 (200 \times 10^9)(6.25 \times 10^{-7})} = 2.66 \times 10^{-5} \text{ [m]} = 0.026 \text{ [mm]}$$

Por lo que, recalculando, dado un espesor comercial y asumiendo las dimensiones de la placa:

Dimensiones			
Ancho [m]	Largo [m]	Área [m <sup>2</sup> ]	Espesor [mm]
0.65	1	0.65	50

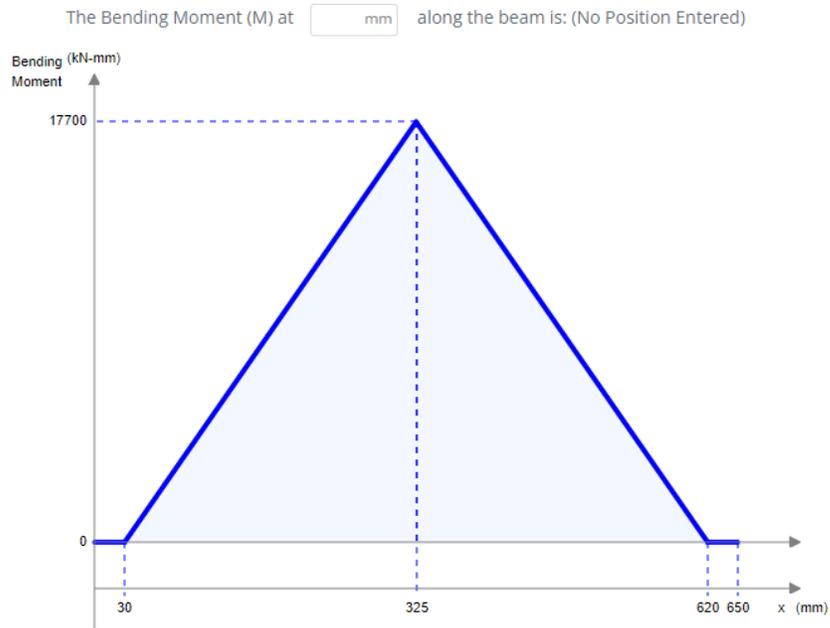
Se obtiene las siguientes imágenes:

Shear Force Diagram (SFD)



## Bending Moment Diagram (BMD)

Reverse BMD Sign Convention



Tomando en cuenta los agujeros principales de los tornillos de potencia con “ $\phi$ ” de 0.095 [m] o 95 [mm] respecto a la inercia,

$$I_{xz} = \frac{1}{12} (1 - 2 * 0.095) (0.05)^3 = 8.44 \times 10^{-6}$$

$$I_{yz} = \frac{1}{12} (0.65 - 0.095) (0.05)^3 = 5.78 \times 10^{-6}$$

Entonces la deformación máxima es:

$$\delta_x = \frac{FL^3}{48EI} = \frac{120000 * (1)^3}{48 (200 \times 10^9)(8.44 \times 10^{-5})} = 1.48 \times 10^{-4} [m] = 0.14 [mm]$$

Aparte, dado que la masa de la placa obtenida del software inventor es de 249.92 [kg] y el peso 2.45[KN].

El análisis de las fuerzas existentes sobre la placa se reescribe de la siguiente manera:

$$F = 120000 + 2451 = 122452 [N]$$

Las reacciones se describen:

$$R = 30613 [N]$$

Dejando el momento que se describe en los soportes:

$$M = \frac{R}{2} * t$$

Donde la distancia entre las reacciones corresponde a:

$$t = a - Pc = 1 - 0.24 = 0.76[m]$$

$$M_1 = M_2 = \frac{30613}{2} * 0.776 = 11878 [Nm]$$

$$M_{max} = 16798 [Nm]$$

$$c = \frac{h}{2} = \frac{0.05}{2} = 0.025$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{16798 * 0.025}{(8.44 \times 10^{-6})} = 49.76 [MPa]$$

Permitiendo obtener la flexión por tracción:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{122452}{0.65} = 0.19 [MPa]$$

Dejando así un esfuerzo de tracción:

$$\sigma_t = 0.19 \pm 49.76 [MPa]$$

Cuando los tornillos trabajen a tracción

Se describen las fibras de la placa a tensión y compresión:

Fibras a tensión

$$\sigma_t = 0.19 + 49.76 = 49.95 [MPa]$$

Fibra a compresión

$$\sigma_t = 0.19 - 49.76 = -49.57 [MPa]$$

Por otra parte, en el momento que los tornillos trabajen a compresión

Fibras a tensión

$$\sigma_t = -0.19 + 49.76 = 49.57 [MPa]$$

Fibra a compresión

$$\sigma_t = -0.19 - 49.76 = -49.95 [MPa]$$

Por lo que debido a la fuerza que es aplicada y las reacciones que se hallan descritas, solo se encuentran esfuerzos normales y un esfuerzo cortante máximo en los planos x-y:

$$A_0 = h * (a - 2\phi) = 0.05 * (1 - 2 * 0.095) = 0.04[m^2]$$

$$\tau_{xy} = \frac{3F}{2A_0} = \frac{3 * 120000}{2 * 0.04} = 4.5[MPa]$$

Al existir solo esfuerzos en el plano x:

$$\sigma_{pral} = \frac{49.95}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{49.95}{2}\right)^2 + (4.5)^2}$$

$$\sigma_{pral} = 24.97 \pm 25.38 [MPa]$$

$$\sigma_1 = \sigma_{max} = 50.35 [MPa]$$

$$\sigma_2 = \sigma_{min} = 410 [KPa]$$

Y un cortante máximo de

$$\tau_{max} = \pm \sqrt{\left(\frac{49.95}{2}\right)^2 + (4.5)^2}$$

$$\tau_{max} = \pm 25.38 [MPa]$$

Entonces analizando por esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad \sigma_2 \ll \sigma_1$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

El esfuerzo máximo admisible por flexión y el factor de seguridad que este determina:

$$\sigma_a = 0.75 * \sigma_f = 0.75 * 250 = 187.5 [MPa]$$

$$\eta = \frac{\sigma_a}{\sigma'}$$

$$\eta = \frac{187.5}{50.35} = 3.72 \approx 4$$

El esfuerzo máximo admisible por cortante y el factor de seguridad que este determina:

$$\tau_a = 0.4 * \sigma_f = 0.4 * 250 = 100 \text{ [MPa]}$$

$$\eta = \frac{\tau_a}{\tau_{max}}$$

$$\eta = \frac{100}{25.38} = 3.94 \approx 4$$

### Plataforma Superior

La fuerza máxima capaz de soportar la placa es de 120 [KN], ejercida por la fuerza producida por los tornillos de potencia, dejando un conjunto de acción y reacción provocado por las columnas:

$$F = R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = \frac{120 [KN]}{4} = 30 [KN] = 30000 [N]$$

Dada la geometría de la plataforma, a=1000 [mm], b=650 [mm], F=30 [KN], obtenemos geoméricamente que  $\gamma$  es 1.54 y un factor de seguridad 2, dando como resultado el espesor mínimo en la plancha:

$$a = 1.54 * b$$

$$I_{xz} = \frac{0.187 * 1.54}{\sqrt{((1.54)^2 + 1)}} * (h)^4$$

$$I_{xz} = 0.16 (h)^4$$

$$I_{yz} = \frac{0.187}{\sqrt{((1.54)^2 + 1)}} * (h)^4$$

$$I_{yz} = 0.10 (h)^4$$

$$M_{max} = 1.59 * 30000 * h = 47729h$$

Para analizar el diseño con el momento de inercia menor se obtiene

$$\sigma_f = \frac{4.251 * 30000 * \sqrt{(1.54^2 + 1)}}{(h)^2}$$

$$\sigma_f = \frac{234169}{(h)^2} [Pa]$$

$$\sigma_f = \frac{0.23}{(h)^2} [MPa]$$

El esfuerzo máximo permisible se lo determinará con un factor de seguridad de 2:

$$\sigma_a = \frac{0.75 \sigma_y}{2} = \frac{0.75 * (250)}{2} = 93.75 [MPa]$$

$$\sigma_a = \frac{0.23}{h^2} = 93.75$$

$$h^2 = \frac{0.23}{93.75} \equiv h = 0.05 [m] = 1.95 [in] = 49.53 [mm]$$

Por lo que un espesor comercial adecuado para la maquinaria es de 50 [mm] y las mismas dimensiones anteriores descritas.

Por otra parte, la distancia obtenida es:

$$L_{min} = 2.25(h) = 2.25 * 1.95 = 4.39[in] = 0.11 [m]$$

$$I_{yz} = 0.10 \left( \frac{50}{1000} \right)^4 = 6.25 \times 10^{-7} [m^4]$$

$$I_{xz} = 0.16 \left( \frac{50}{1000} \right)^4 = 1.00 \times 10^{-6} [m^4]$$

Deformación por flexión con apoyo simple carga central

$$\delta = \frac{FL^3}{48EI} = \frac{120000 * (0.1)^3}{48 (200 \times 10^9)(6.25 \times 10^{-7})} = 2.66 \times 10^{-5} [m] = 0.026 [mm] < \delta_p$$

Por lo que, recalculando, dado un espesor comercial y asumiendo las dimensiones de la placa:

Dimensiones			
Ancho [m]	Largo [m]	Área [m <sup>2</sup> ]	Espesor [mm]
0.65	1	0.65	50

$$A = 0.65 \times 1 = 0.65 [m^2];$$

Tomando en cuenta los agujeros principales de los tornillos de potencia con “ $\phi$ ” de 0.095 [m] o 95 [mm] respecto a la inercia

$$I_{zx} = \frac{1}{12} (1 - 2 * 0.125) (0.05)^3 = 7.81 \times 10^{-6}$$

Entonces la deformación máxima permisible es

$$\delta_x = \frac{FL^3}{48EI} = \frac{120000 * (1)^3}{48 (200 \times 10^9)(7.81 \times 10^{-6})} = 1.60 \times 10^{-3} [m] = 1.6 [mm]$$

Dado que la masa de la placa obtenida del software inventor es de 249.04 [kg] y el peso 2.44[KN].

El análisis de las fuerzas existentes sobre la placa se reescribe de la siguiente manera:

$$F = 120000 + 2443 = 122443 [N]$$

Las reacciones se describen:

$$R = 30610 [N]$$

Dejando el momento que se describe en los soportes:

$$M = \frac{R}{2} * t$$

Donde la distancia entre las reacciones corresponde a:

$$t = a - \phi = 1 - 0.051 = 0.949 [m]$$

$$M_1 = M_2 = \frac{30610}{2} * 0.949 = 14524 [Nm]$$

$$M_{max} = 20541 [Nm]$$

$$c = \frac{h}{2} = \frac{0.05}{2} = 0.025$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{20541 * 0.025}{(7.81 \times 10^{-6})} = 65.75 [MPa]$$

Permitiendo obtener la flexión por tracción:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{122443}{0.65} = 0.19 [MPa]$$

Dejando así un esfuerzo de tracción:

$$\sigma_t = 0.19 \pm 65.75 [MPa]$$

Cuando los tornillos trabajen a tracción, se describen las fibras de la placa a tensión y compresión:

Fibras a tensión

$$\sigma_t = 0.19 + 65.75 = 65.94 [MPa]$$

Fibra a compresión

$$\sigma_t = 0.19 - 65.75 = -65.56 [MPa]$$

Por otra parte, en el momento que los tornillos trabajen a compresión

Fibras a tensión

$$\sigma_t = -0.19 + 65.75 = 65.56 [MPa]$$

Fibra a compresión

$$\sigma_t = -0.19 - 65.75 = -65.94 \text{ [MPa]}$$

Por lo que debido a la fuerza que es aplicada y las reacciones que se hallan descritas, solo se encuentran esfuerzos normales y un esfuerzo cortante máximo en los planos x-y:

$$A_0 = h * (a - 2\phi) = 0.05 * (1 - 2 * 0.125) = 0.037 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\tau_{xy} = \frac{3F}{2A_0} = \frac{3 * 120000}{2 * 0.037} = 4.86 \text{ [MPa]}$$

Al existir solo esfuerzos en el plano x:

$$\sigma_{pral} = \frac{65.75}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{65.75}{2}\right)^2 + (4.86)^2}$$

$$\sigma_{pral} = 32.87 \pm 33.23 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_1 = \sigma_{max} = 66.10 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{min} = 362 \text{ [KPa]}$$

Y un cortante máximo de

$$\tau_{max} = \pm \sqrt{\left(\frac{65.75}{2}\right)^2 + (4.86)^2}$$

$$\tau_{max} = \pm 33.23 \text{ [MPa]}$$

Entonces analizando por esfuerzo de Von Mises,

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad \sigma_2 \ll \sigma_1$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

El esfuerzo máximo admisible por flexión y el factor de seguridad que este determina:

$$\sigma_a = 0.75 * \sigma_f = 0.75 * 250 = 187.5 \text{ [MPa]}$$

$$\eta = \frac{\sigma_a}{\sigma'}$$

$$\eta = \frac{187.5}{66.10} = 2.84 \approx 3$$

El esfuerzo máximo admisible por cortante y el factor de seguridad que este determina:

$$\tau_a = 0.4 * \sigma_f = 0.4 * 250 = 100 [MPa]$$

$$\eta = \frac{\tau_a}{\tau_{max}}$$

$$\eta = \frac{100}{66.10} = 3.00 \approx 3$$

### Plataforma móvil

Dada la geometría de la plataforma,  $a=800$  [mm],  $b=600$  [mm],  $F=30$  [KN], obtenemos geoméricamente que  $\gamma$  es 1.333333 y un factor de seguridad 2, dando como resultado el espesor mínimo en la plancha:

$$a = 1.3333 * b$$
$$I_{xz} = \frac{0.187 * 1.333}{\sqrt{((1.3333)^2 + 1)}} x (h)^4$$
$$I_{xz} = 0.15 (h)^4$$
$$I_{yz} = \frac{0.187}{\sqrt{((1.33333)^2 + 1)}} x (h)^4$$
$$I_{yz} = 0.11 (h)^4$$

$$M_{max} = 1.59 * 30000 * h = 47729h$$

Para analizar el diseño con el momento de inercia menor se obtiene

$$\sigma_f = \frac{4.251 * 30000 * \sqrt{(1.333)^2 + 1}}{(h)^2}$$
$$\sigma_f = \frac{212549}{(h)^2} [Pa]$$
$$\sigma_f = \frac{0.21}{(h)^2} [MPa]$$

El esfuerzo máximo permisible se lo determinará con un factor de seguridad de 2:

$$\sigma_a = \frac{0.75 \sigma_y}{2} = \frac{0.75 * (250)}{2} = 93.75 [MPa]$$
$$\sigma_a = \frac{0.21}{h^2} = 93.75$$
$$h^2 = \frac{0.21}{93.75} \equiv h = 0.05 [m] = 1.86 [in] = 47.32 [mm]$$

Por lo que un espesor comercial adecuado para la maquinaria es de 50 [mm] y las mismas dimensiones anteriores descritas.

Por otra parte, la distancia obtenida es:

$$L_{min} = 2.25(h) = 2.25 * 1.86 = 4.18[in] = 0.11 [m]$$

$$I_{yz} = 0.11 \left( \frac{50}{1000} \right)^4 = 6.87 \times 10^{-7} [m^4]$$

$$I_{xz} = 0.15 \left( \frac{50}{1000} \right)^4 = 9.37 \times 10^{-7} [m^4]$$

Deformación por flexión con apoyo simple carga central

$$\delta = \frac{FL^3}{48EI} = \frac{120000 * (0.1)^3}{48 (200 \times 10^9)(6.87 \times 10^{-7})} = 1.82 \times 10^{-5} [m] = 0.018 [mm] < \delta_p$$

Por lo que, recalculando, dado un espesor comercial y asumiendo las dimensiones de la placa:

Dimensiones			
Ancho [m]	Largo [m]	Área [m <sup>2</sup> ]	Espesor [mm]
0.6	0.8	0.48	50

$$A = 0.6 \times 0.8 = 0.48 [m^2];$$

Tomando en cuenta los agujeros principales de los tornillos de potencia con “ $\phi$ ” de 0.11 [m] o 110 [mm] respecto a la inercia

$$I_{zx} = \frac{1}{12} (1 - 2 * 0.110) (0.05)^3 = 8.12 \times 10^{-6}$$

Entonces la deformación máxima permisible es

$$\delta_x = \frac{FL^3}{48EI} = \frac{120000 * (1)^3}{48 (200 \times 10^9)(8.12 \times 10^{-6})} = 0.001 [m] = 1.53 [mm]$$

Dado que la masa de la placa obtenida del software inventor es de 175.43 [kg] y el peso 1.72 [KN]

El análisis de las fuerzas existentes sobre la placa se reescribe de la siguiente manera:

$$F = 120000 + 1721 = 121721 [N]$$

Las reacciones se describen:

$$R = 30430 [N]$$

Dejando el momento que se describe en los soportes:

$$M = \frac{R}{2} * t$$

Donde la distancia entre las reacciones corresponde a:

$$t = a - \phi = 1 - 0.051 = 0.949[m]$$

$$M_1 = M_2 = \frac{30430}{2} * 0.949 = 14439 [Nm]$$

$$M_{max} = 14439 [Nm]$$

$$c = \frac{h}{2} = \frac{0.05}{2} = 0.025$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{14439 * 0.025}{(8.12 \times 10^{-6})} = 44.45 [MPa]$$

Permitiendo obtener la flexión por tracción:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{121721}{0.48} = 0.25 [MPa]$$

Dejando así un esfuerzo de tracción:

$$\sigma_t = 0.25 \pm 44.45 [MPa]$$

Cuando los tornillos trabajen a tracción

Se describen las fibras de la placa a tensión y compresión:

Fibras a tensión

$$\sigma_t = 0.25 + 44.45 = 44.70 [MPa]$$

Fibra a compresión

$$\sigma_t = 0.25 - 44.45 = -44.20 [MPa]$$

Por otra parte, en el momento que los tornillos trabajen a compresión

Fibras a tensión

$$\sigma_t = -0.25 + 44.45 = 44.20 [MPa]$$

Fibra a compresión

$$\sigma_t = -0.25 - 44.45 = -44.70 [MPa]$$

Por lo que debido a la fuerza que es aplicada y las reacciones que se hallan descritas, solo se encuentran esfuerzos normales y un esfuerzo cortante máximo en los planos x-y:

$$A_0 = h * (a - 2\phi) = 0.05 * (1 - 2 * 0.110) = 0.039[m^2]$$

$$\tau_{xy} = \frac{3F}{2A_0} = \frac{3 * 120000}{2 * 0.039} = 4.62[MPa]$$

Al existir solo esfuerzos en el plano x:

$$\sigma_{pral} = \frac{44.70}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{44.70}{2}\right)^2 + (4.62)^2}$$

$$\sigma_{pral} = 22.35 \pm 22.82 [MPa]$$

$$\sigma_1 = \sigma_{max} = 45.17 [MPa]$$

$$\sigma_2 = \sigma_{min} = 470 [KPa]$$

Y un cortante máximo de

$$\tau_{max} = \pm \sqrt{\left(\frac{44.70}{2}\right)^2 + (4.62)^2}$$

$$\tau_{max} = \pm 22.82 [MPa]$$

Entonces analizando por esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad \sigma_2 \ll \sigma_1$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

El esfuerzo máximo admisible por flexión y el factor de seguridad que este determina:

$$\sigma_a = 0.75 * \sigma_f = 0.75 * 250 = 187.5 [MPa]$$

$$\eta = \frac{\sigma_a}{\sigma'}$$

$$\eta = \frac{187.5}{45.15} = 4.15 \approx 4$$

El esfuerzo máximo admisible por cortante y el factor de seguridad que este determina:

$$\tau_a = 0.4 * \sigma_f = 0.4 * 250 = 100 \text{ [MPa]}$$

$$\eta = \frac{\tau_a}{\tau_{max}}$$

$$\eta = \frac{100}{22.82} = 4.38 \approx 4$$

## Columnas inferiores

Análisis de tubos a compresión, el área mínima:

$$F = \frac{F_{max}}{4} = 30 [KN]$$

Esfuerzo de fluencia a compresión del acero ASTM A36 obtenido:

$$\sigma_f = 250 [MPa] = 25.49 \left[ \frac{Kgf}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_c = 0.6 * \sigma_f = 15.29 \left[ \frac{Kgf}{mm^2} \right] = 149.94 [MPa]$$

En base a un factor de seguridad de 4, se obtiene un área mínima:

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_c}{\eta} = \frac{F}{A_{min}}$$

Entonces

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_c}{\eta} = \frac{149.94 [MPa]}{4} = 37.48 [MPa]$$

$$\sigma_{ad} = \frac{F}{A_{min}} \equiv A_{min} = \frac{F}{\sigma_{ad}}$$

$$A_{min} = \frac{30 [KN]}{37.48 [MPa]} = 8.00 \times 10^{-4} [m^2] = 8 [cm^2]$$

Escogiendo una columna cuadrada de 60x4 tenemos dimensiones:

$$\text{Área [A]} = 8.55 [cm^2] = 0.855 \times 10^{-3} [m^2]$$

Recalculando con el área seleccionada:

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{30 [KN]}{0.855 \times 10^{-3} [m^2]} = 35.09 [MPa]$$

Calculando la fuerza crítica por pandeo:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 * EI}{(KL)^2}$$

Donde:

Módulo de Elasticidad E 207 [GPa]

Momento de inercia  $I_{x-x} = I_{y-y}$ : [43.65] [ $cm^4$ ]

Longitud de la barra L: 1000 [mm], 1[m]

Coefficiente de longitud K: 0.5 [empotrada en los extremos]

Por lo que obteniendo la inercia:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 * (207 \times 10^9) * (4.365 \times 10^{-7})}{(0.5 * 0.85)^2} = 4.93 [MN] = 4937.15 [KN]$$

$$\sigma_{cr} = \frac{F_{cr}}{A} = \frac{4.93 [MN]}{0.855 \times 10^{-3} [m^2]} = 5.77 [GPa]$$

Deformación de carga axial:

$$\delta = \frac{FL}{EA} = \frac{30 [KN] * 0.85 [m]}{207 [GPa] * 0.855 \times 10^{-3} [m^2]} = 0.144 \times 10^{-3} [m] = 0.144 [mm]$$

$$\varepsilon_p = \frac{\sigma_f}{E} * 100\% = 1.18 \times 10^{-3}$$

$$\delta_p = 1.18 \times 10^{-3} * 0.85 [m] = 1.00 \times 10^{-3} [m] = 1.003 [mm]$$

$$\text{Con } \delta < \delta_p$$

Dado que, se tiene una carga completamente axial entonces:

$$\tau_{xy} = 0$$

Solo existe esfuerzo en y:

$$\sigma_{max} = 35.09 [MPa] = \sigma_1; \sigma_{min} = 0 = \sigma_2; \tau_{max} = 17.545 [MPa]$$

Esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2}$$

Con:  $\sigma_1 = 35.09 [MPa]$ ;  $0 = \sigma_2$

$$\sigma' = 35.09 [MPa]$$

Dado el esfuerzo máximo admisible a flexión:

$$\sigma_a = 0.75 * \sigma_f = 0.75 * (250 [MPa]) = 187.5 [MPa];$$

Dejando un factor de seguridad de

$$\eta = \frac{187.5}{35.09} = 5.34 \approx 5$$

Dado el esfuerzo máximo admisible a cortante:

$$\tau_a = 0.4 * \sigma_f = 0.4 * (250 [MPa]) = 100 [MPa];$$

Dejando un factor de seguridad

$$\eta = \frac{100}{17.545} = 5.69 \approx 6$$

## Columnas superiores

Se calcula las columnas a compresión, empezando con el área mínima:

$$F = \frac{F_{max}}{4} = 30 [KN]$$

Dado el esfuerzo de fluencia a compresión del acero ASTM A36:

$$\sigma_c = 0.6 * \left[ \frac{Kgf}{mm^2} \right] = \left[ \frac{Kgf}{mm^2} \right] = 294.2 [MPa]$$

En base a un factor de seguridad de 2, se obtiene un área mínima:

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_c}{\eta} = \frac{F}{A_{min}}$$

Entonces

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_c}{\eta} = \frac{206.85 [MPa]}{2} = 103.42 [MPa]$$

$$\sigma_{ad} = \frac{F}{A_{min}} \equiv A_{min} = \frac{F}{\sigma_{ad}}$$

$$A_{min} = \frac{30 [KN]}{103.42 [MPa]} = 0.290 \times 10^{-3} [m^2] = 2.90 [cm^2]$$

Escogiendo una barra redonda hueca de 50.8 [mm] y 2 mm de espesor con dimensiones:

$$\text{Área [A]} = 3.07 [cm^2] = 0.307 \times 10^{-3} [m^2]$$

Recalculando con el área seleccionada:

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{30 [KN]}{0.307 \times 10^{-3} [m^2]} = 97.72 [MPa]$$

Calculando la fuerza crítica por pandeo:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 * EI}{(KL)^2}$$

Donde:

Módulo de Elasticidad E 200 [GPa]

Momento de inercia Ix-x = Iy-y: [9.14] [cm<sup>4</sup>]

Longitud de la barra L: 1480 [mm], 1.48[m]

Coeficiente de longitud K: 0.5 [empotrada en los extremos]

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 * (200 \times 10^9) * (9.14 \times 10^{-8})}{(0.5 * 1.48)^2} = 329.47 [KN]$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r}\right)^2} = \frac{\pi^2 * (200 \times 10^9)}{\left(\frac{0.5 * 1.48}{0.0173}\right)^2} = 1078.84 [MPa]$$

Deformación de carga axial:

$$\delta = \frac{FL}{EA} = \frac{30 [KN] * 1.48 [m]}{200 [GPa] * 0.307 \times 10^{-3} [m^2]} = 0.723 \times 10^{-3} [m] = 0.7 [mm]$$

$$\varepsilon_p = \frac{\sigma_f}{E} * 100\% = 1.25 \times 10^{-3}$$

$$\delta_p = 1.25 \times 10^{-3} * 1.48 [m] = 1.85 \times 10^{-3} [m]$$

Con  $\delta < \delta_p$

Dado que, se tiene una carga completamente axial entonces:

$$\tau_{xy} = 0$$

Solo existe esfuerzo en y:

$$\sigma_{max} = 97.72 [MPa] = \sigma_1; \sigma_{min} = 0 = \sigma_2; \tau_{max} = 48.86 [MPa]$$

Esfuerzo de Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2}$$

Con:  $\sigma_1 = 97.72 [MPa]$ ;  $0 = \sigma_2$

$$\sigma' = 97.72 [MPa]$$

Dado el esfuerzo máximo admisible a flexión:

$$\sigma_a = 0.75 * \sigma_f = 0.75 * (250 [MPa]) = 187.5 [MPa];$$

Dejando un factor de seguridad de

$$\eta = \frac{187.5}{103.4} = 1.81 \approx 2$$

Dado el esfuerzo máximo admisible a cortante:

$$\tau_a = 0.4 * \sigma_f = 0.4 * (250 [MPa]) = 100 [MPa];$$

Dejando un factor de seguridad de

$$\eta = \frac{100}{48.86} = 2.05 \approx 2$$

## Diseño de mordazas

Para el diseño de las mordazas se realizó un análisis estático descrito por la ecuación (2. 20).

Dado un análisis estático para y:

$$\sum F_y = 0$$
$$Fr_2 \sin(\theta) + N_2 \sin(\theta) - Fr_1 = 0$$
$$N_2 = \frac{Fr_1}{\cos(\theta) + \mu_2 \sin(\theta)}$$

Dado un análisis estático para x:

$$\sum F_x = 0$$
$$N_1 - N_2 \cos(\theta) + Fr_2 \sin(\theta) = 0$$

Entonces dado a la ecuación

$$Fr_1 = \mu_1 N_1 \text{ y } Fr_2 = \mu_2 N_2$$

Dado un factor de fricción provocado por contacto entre los aceros el valor de  $\mu_1$  y  $\mu_2$  describe un aproximado de 0.78 por lo que en otras palabras se describe a

$$N_1 = \frac{Fr_1}{\mu_1} = \frac{60}{0.78} = 76.92 \text{ [KN]}$$

Y a su vez, dada la geometría de la figura  $\theta = 70^\circ$  y la ecuación (2. 23), que describe la fuerza normal que ejerce el cabezal de la cuña a la mordaza:

$$N_2 = \frac{Fr_1}{\cos(\theta) + \mu_2 \sin(\theta)} = \frac{76.92 \text{ [KN]}}{\cos(70) + 0.78 \sin(70)} = 71.55 \text{ [KN]}$$

Luego, los esfuerzos descritos en la cuña dado el esfuerzo de compresión y tracción observados en la fi

$$\tau_c = \frac{76.92 \text{ [KN]}}{1875 \text{ [mm]}} = 41.02 \text{ [MPa]}$$

Por su parte a su vez la misma área donde existirá un esfuerzo a tracción que empezará a afectar a dicha zona.

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

$$\sigma_T = \frac{120 \times 10^3 \cos 65}{1875} = 27.05 \text{ [MPa]}$$

Dado el esfuerzo del material p20 y su relación con la- resistencia al cortante:

$$S_{sy} = 0.577 \sigma_F = 0.577 * 900 = 519.3 \text{ [MPa]}$$

Entonces describe un factor de seguridad haciendo uso de la teoría del esfuerzo de distorsión:

$$\left(\frac{\sigma}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{\tau_c}{S_{ys}}\right)^2 = \left(\frac{1}{\eta}\right)^2$$

$$\left(\frac{27.04}{900}\right)^2 + \left(\frac{41.02}{519.3}\right)^2 = \left(\frac{1}{\eta}\right)^2$$

$$\eta = 11.83 = 12$$

Superando el factor de seguridad delimitado para las mordazas, por lo que es confiable el diseño.

Por otra parte, en los esfuerzos que se producen en los dientes de la cuña de las mordazas vistos en la Figura 2. 20:

$$F = \frac{60 \text{ [KN]}}{4 * 30} = 500 \text{ [N]}$$

$$M = 500 * 1 = 500 \text{ [N * mm]}$$

$$A = 5.8 * 2 = 11.6 \text{ mm}^2$$

$$\tau_c = \frac{500}{11.6} = 43.1 \text{ [MPa]}$$

Y a su vez el momento de inercia

$$I = \frac{1}{12} * b * h^3 = \frac{1}{12} * 2 * (5.8)^3 = 32.54 \text{ [mm]}^4$$

$$\sigma_t = \frac{500 * 0.5 * 5.8}{32.52} = 44.59 \text{ [MPa]}$$

Entonces:

$$P' = \frac{120 [KN]}{4 * 30} = 1000 [KN]$$

$$\sigma'_c = \frac{1000 * 0.5 * 5.8}{32.52} = -89.17 [MPa]$$

Entonces el esfuerzo de flexión equivalente

$$\sigma = -89.17 + 32.54 = -44.58 [MPa]$$

Por lo tanto

$$\left(\frac{-44.58}{900}\right)^2 + \left(\frac{44.59}{519.3}\right)^2 = \left(\frac{1}{\eta}\right)^2$$

$$\eta = 10$$

### Selección de rodamientos axiales

Para la recreación de rodamientos se escoge el rodamiento más crítico y se lo analiza para las fuerzas que serán aplicadas generalmente fuerza axial, en este caso el rodamiento axial crítico es el rodamiento presente en las mordazas, siendo este el que soportar la carga del eje de sujeción de estas por lo que se analiza para el caso de la fuerza de diseño con la ecuación (1. 7); tomando en cuenta que la fuerza de sujeción  $N_1$ :

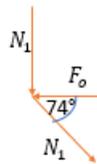


Figura A. 14.- Fuerzas actúan en el rodamiento axial de las mordazas

$$\operatorname{tg}(78) = \frac{N_1}{F_0}$$

$$F_0 = 16.35 \text{ [KN]}$$

$$C_a = f_s F_0$$

$$C_a = 2 * 16.35 \text{ [KN]} = 32.7 \text{ [KN]}$$

Por lo que para comparar la capacidad con la ecuación (1. 8) que describe la capacidad de carga máxima:

$$C_o > C_a$$

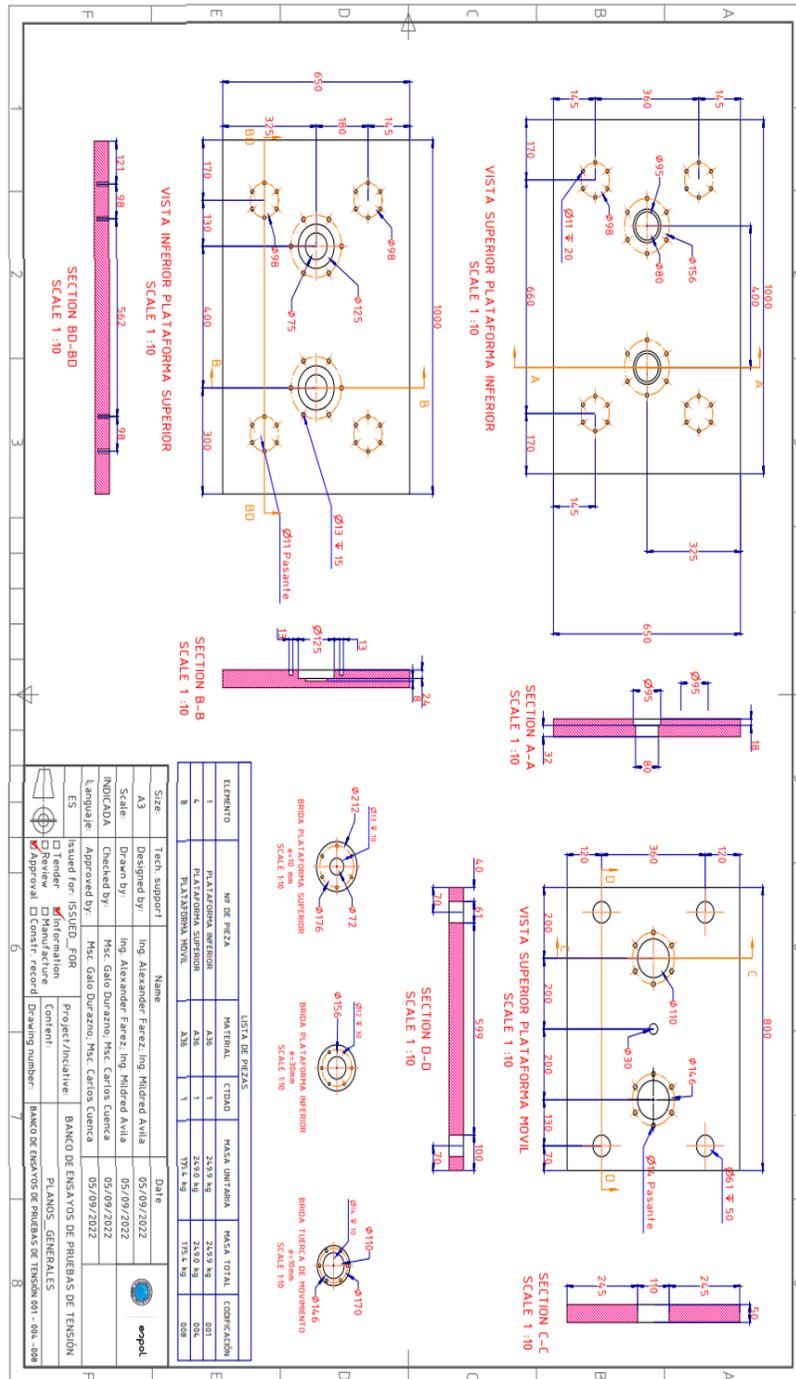
Para rodamiento 51106, tomado de la Tabla A. 2:

$$43 \text{ [KN]} > 32.7 \text{ [KN]}$$

Por lo que el rodamiento cumple con la selección, de igual modo los rodamientos de los tornillos de potencia que cumplen con el mismo modelo matemático, pero en vez de ser  $N_1$  es 60[KN] y solo se cumple para la carga axial de manera directa, describiendo los valores del rodamiento 51114 con la Tabla A. 3.

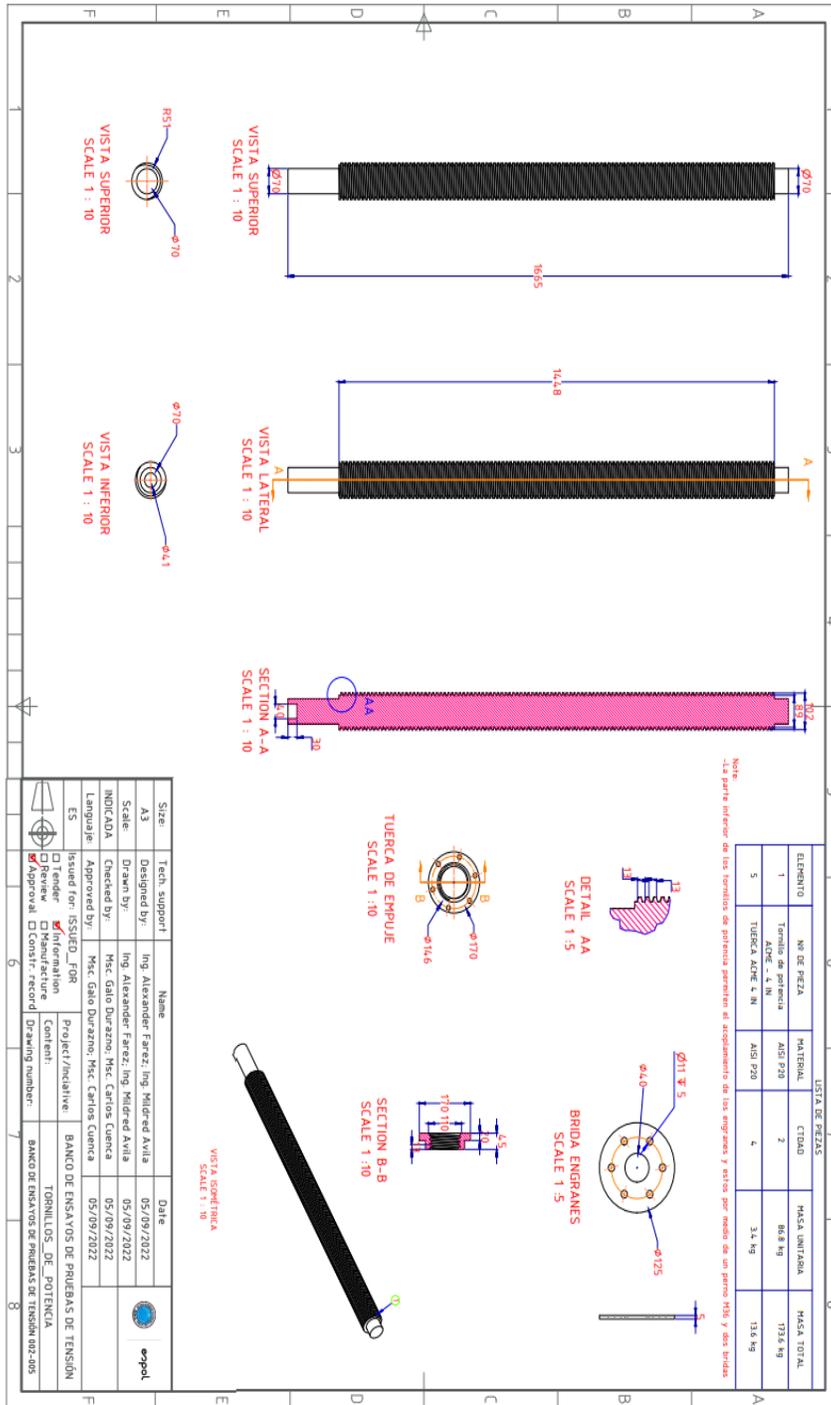


# Plataformas



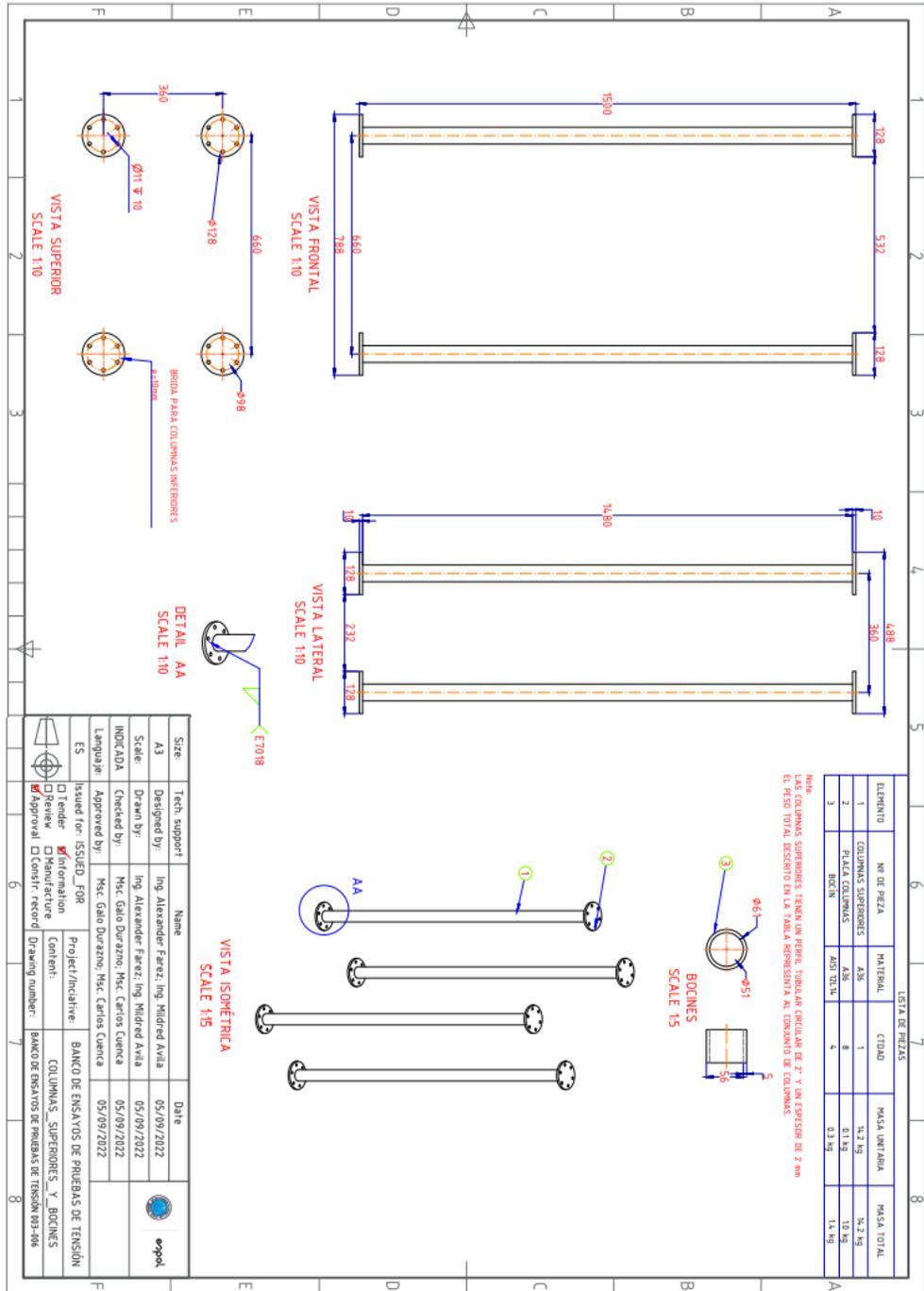
**PLANO 2** Plano descriptivo de plataformas (inferior, superior y móvil)

# Tornillo de potencia y tuerca



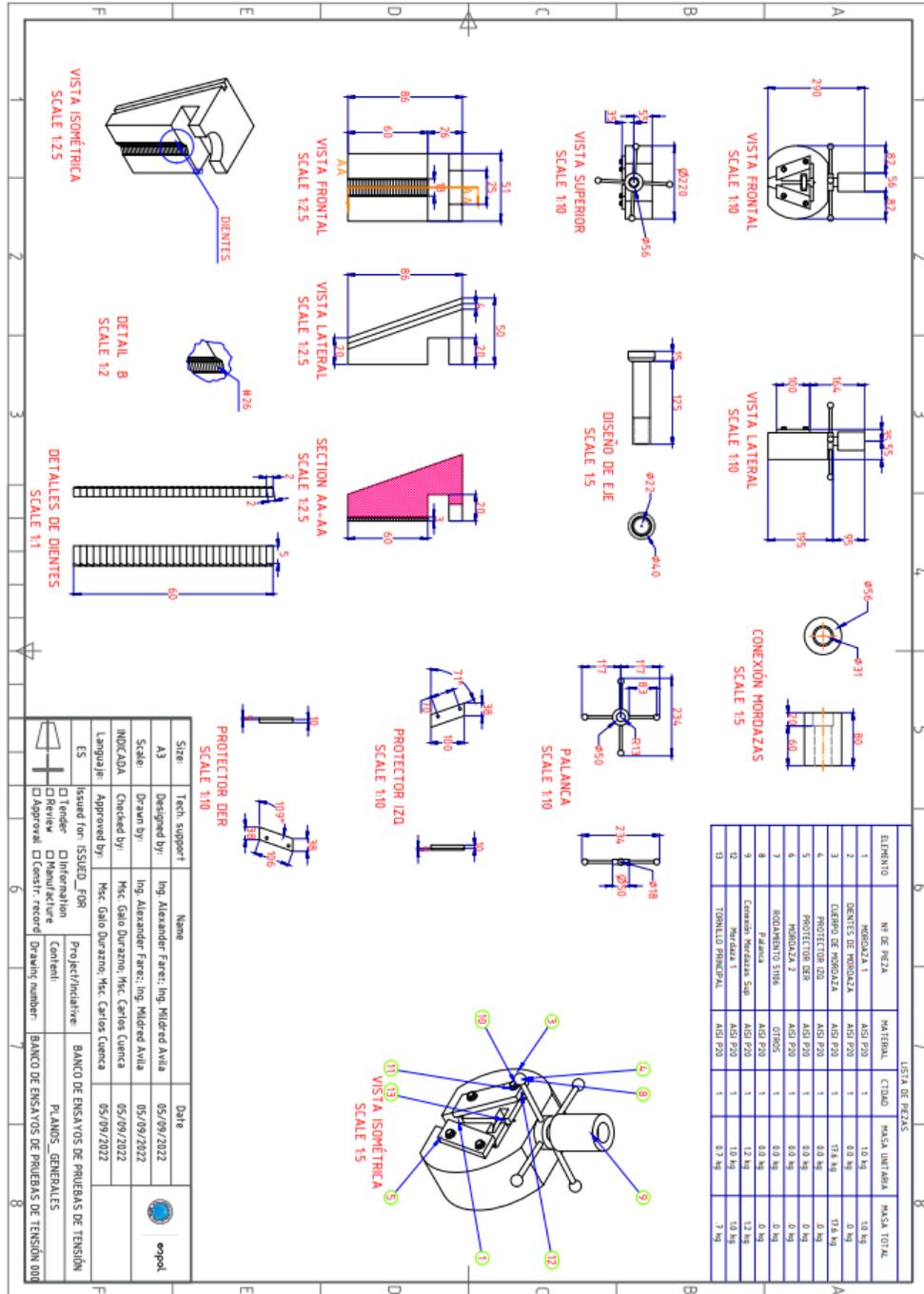
PLANO 3 Plano descriptivo de tornillo de potencia y tuerca

# Columnas superiores



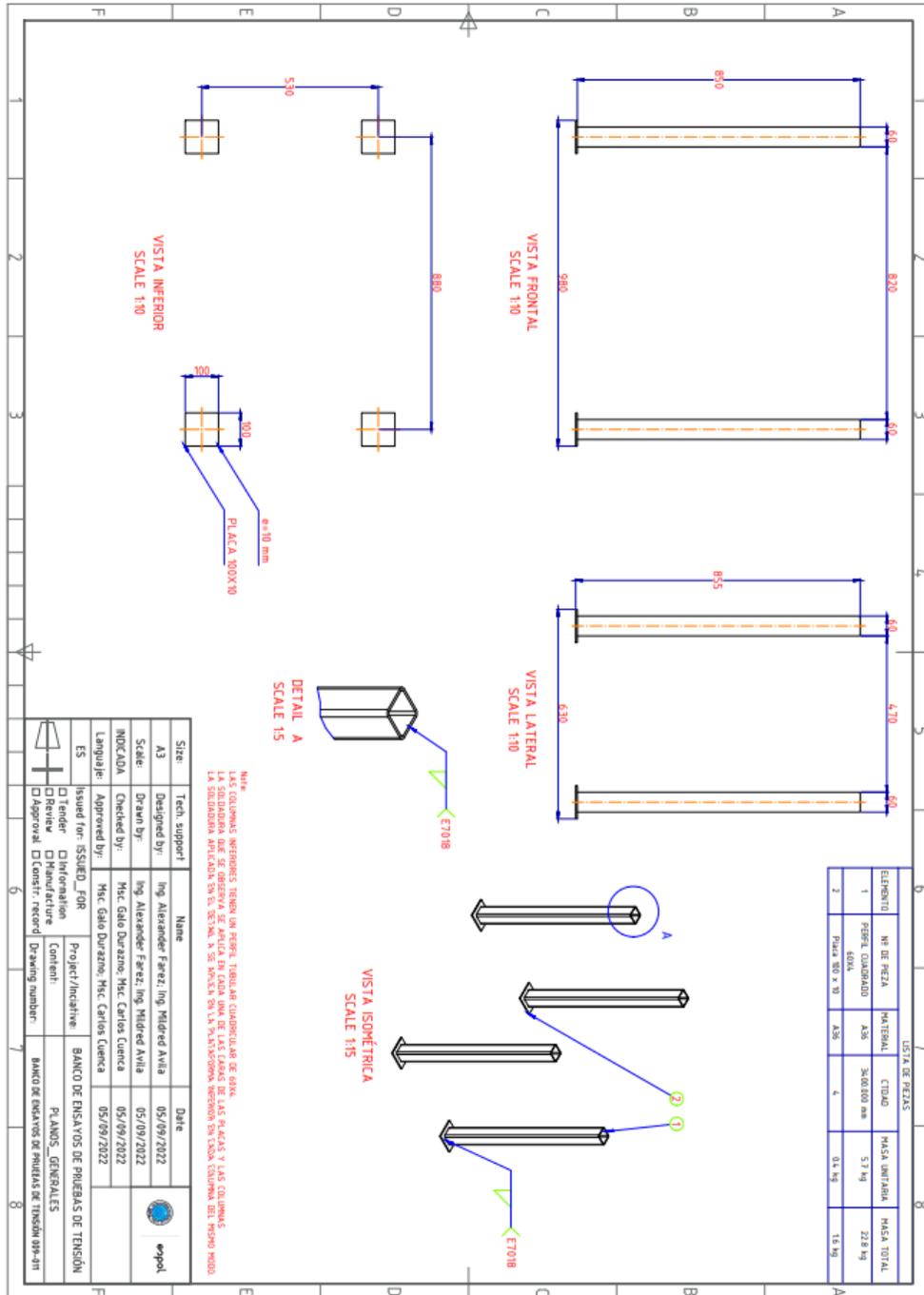
PLANO 4 Plano descriptivo de columnas superiores

# Mordazas



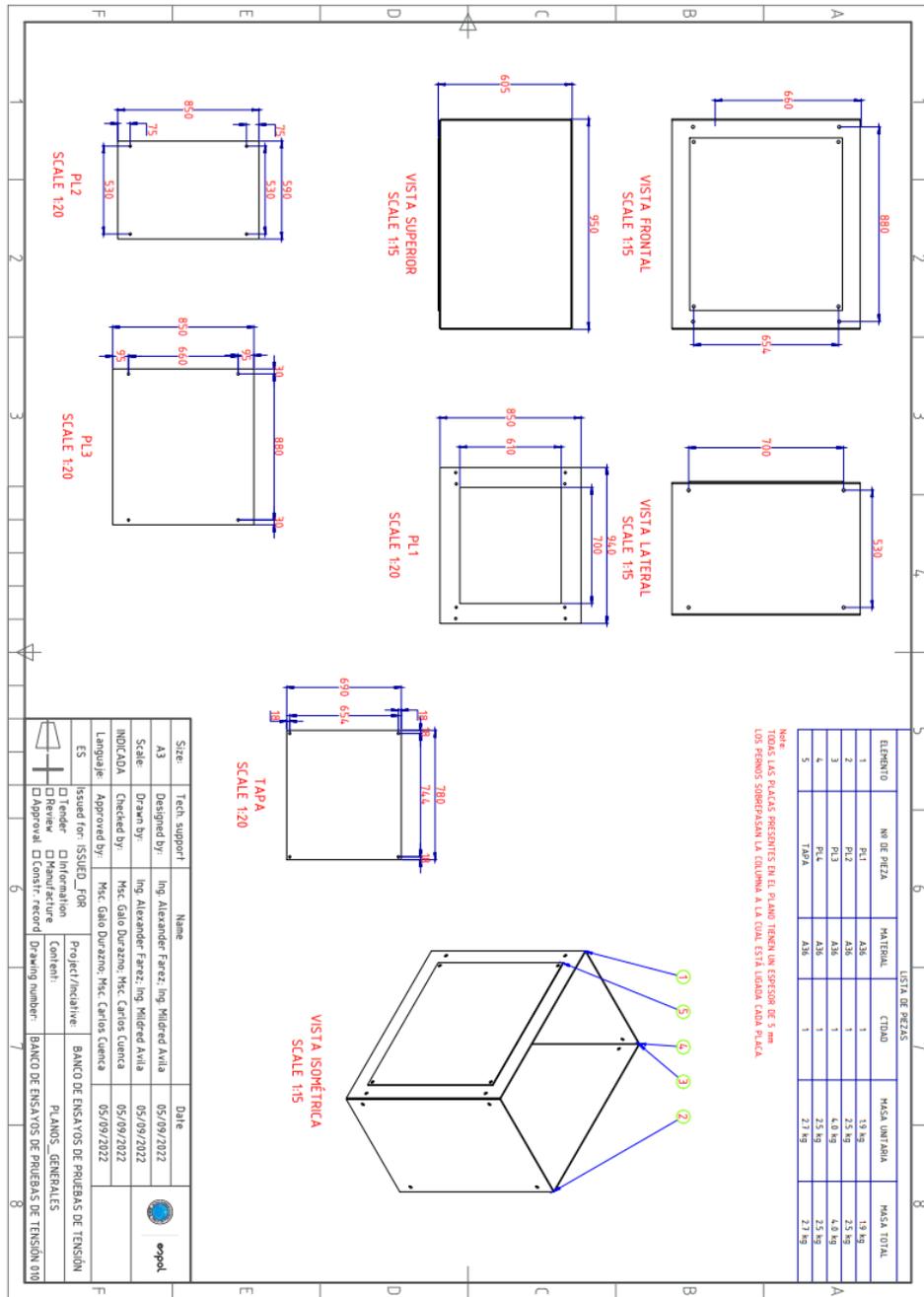
PLANO 5 Plano descriptivo de las mordazas

# Columnas inferiores



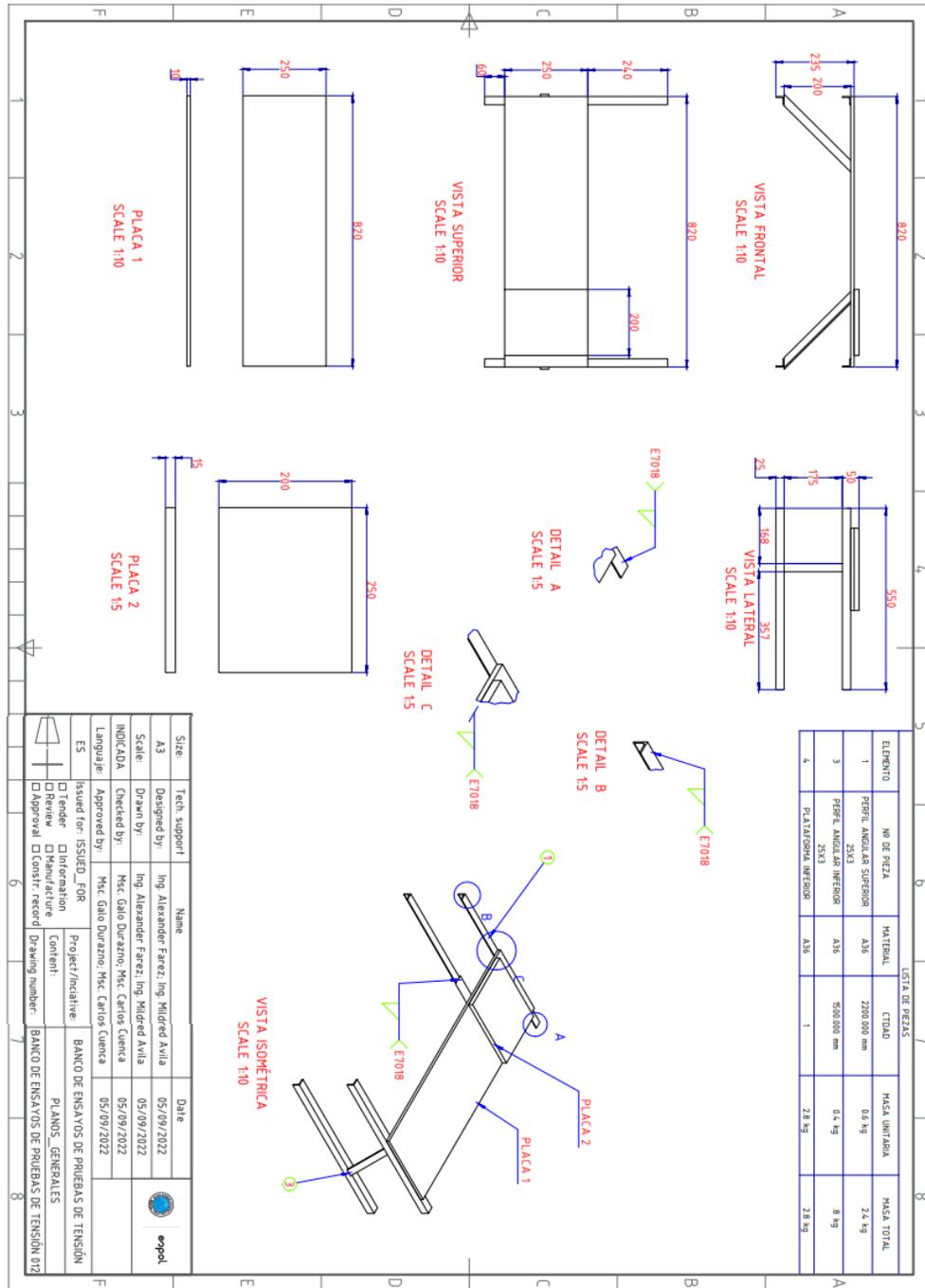
PLANO 6 Plano descriptivo de las columnas inferiores.

# Cubierta inferior



**PLANO 7** Plano descriptivos de la cubierta inferior

# Soporte inferior (motor)



**PLANO 8** Plano descriptivo del soporte inferior para el motor