



**Diseño de una mesa mecánica ajustable para el ensamble de núcleos en
transformadores de Nacional de Transformadores TESLA**

Michael Yesid Herrera Grisales

10431512561

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Electromecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Bogotá D.C. Colombia

2023

**Diseño de una mesa mecánica ajustable para el ensamble de núcleos en
transformadores de Nacional de Transformadores TESLA**

Michael Yesid Herrera Grisales

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Electromecánico

Director (a):

Director (a): Ph.D. Juan Carlos Monroy Castro.

Línea de Investigación:

Diseño mecánico.

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Bogotá D.C. Colombia

2023

NOTA DE ACEPTACIÓN

El trabajo de grado titulado
**Diseño de una mesa electromecánica ajustable
para el ensamble de núcleos en
transformadores de Nacional de
Transformadores TESLA,**
Cumple con los requisitos para optar
Al título de Ingeniero Electromecánico

Firma del Tutor

Firma Jurado

Firma Jurado

Bogotá, 23 de octubre del 2023.

Contenido

	Pág.
PRELIMINARES	4
RESUMEN	6
PALABRAS CLAVE:	6
ABSTRACT	7
INTRODUCCIÓN	8
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	10
2. JUSTIFICACIÓN	13
3. OBJETIVOS	14
3.1 OBJETIVO GENERAL	14
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
4. FUNDAMENTOS DE DISEÑO MECANICO	15
4.1 CONCEPTOS FUNDAMENTALES	15
4.1.1 Longitud	15
4.1.2 Masa	15
4.1.3 Fuerza	15
4.1.4 Cuerpo rígido	15
4.1.5 Peso	15
4.2 BASES TEÓRICAS	16
4.2.1 Carga	16
4.2.2 Cargas estáticas:	16
4.2.3 Cargas dinámicas:	16
4.2.4 Cuerpo rígido	16
4.3 ELEMENTOS DE INGENIERÍA	17
4.3.1 Esfuerzos	17
4.3.2 Diseño y filosofía de un diseño seguro	19
4.3.3 Propiedades de los materiales	20
4.3.4 Columnas	21
4.3.5 Diseño de ejes	21
4.3.6 Cargas distribuidas	21
4.4 GATOS HIDRÁULICOS	23
4.5 COLA DE MILANO	25
4.6 MESAS AJUSTABLES INDUSTRIALES	27
4.7 TIPOS DE SISTEMAS DE ELEVACIÓN	28
4.8 DISEÑO DE UNA MESA AJUSTABLES INDUSTRIAL	28
5. DESARROLLO DE LA PROPUESTA	30

5.1	DISEÑO METODOLÓGICO	30
5.2	CÁLCULOS DE CARGAS ESTÁTICAS PARA LAS MESAS	31
5.2.1	<i>Análisis de fuerzas en perfil del soporte principal</i>	33
5.2.2	<i>Cálculo de dimensiones para el perfil cuadrado de la mesa</i>	42
5.2.3	<i>Cálculo para el dimensionamiento de la tijera</i>	51
5.2.4	<i>Cálculo de pasadores para tijera</i>	65
5.3	SIMULACIÓN DE COLA DE MILANO	72
5.4	SIMULACIÓN DE SOPORTE PARA GATO HIDRÁULICO	76
5.5	SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO	78
5.6	SELECCIÓN DE LA MESA DE RODILLOS	82
6	RESULTADOS DEL DISEÑO DE LA MESA AJUSTABLE	86
7	CONCLUSIONES	91
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	93
	ANEXOS	95

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1-1 Imperfectos en núcleo para transformadores tipo seco (Fuente propia).	10
Figura 1-2 Platinas provisionales para nivel el núcleo (Fuente propia).	11
Figura 1-3 Espacio de trabajo para el ensamble de Transformadores en planta (Fuente propia).12	12
Figura 4-4 Esfuerzo por compresión [5].....	17
Figura 4-5 Esfuerzo de tracción [5].....	17
Figura 4-6 Esfuerzo por flexión. [5]	18
Figura 4-7 Esfuerzo por torsión. [5]	18
Figura 4-8 Esfuerzo cortante. [5].....	18
Figura 4-9 Criterios de selección para el factor de seguridad. [6].....	19
Figura 4-10 Ejemplos de cargas distribuidas. [7]	22
Figura 4-11 Cargas distribuidas estáticas modificada de. [8].....	23
Figura 4-12 Representación gráfica del principio de pascal. [2]	24
Figura 4-13 Partes de un gato hidráulico convencional. [3].....	24
Figura 4-14 Cola de milano metálica. [4].....	25
Figura 4-15 Plano de selección para colas de milano. [4]	26
Figura 5-16 Diseño metodológico (Fuente propia).....	30
Figura 5-17 Diagrama general de la mesa actual. (Fuente propia).....	32
Figura 5-18 Diseño preliminar del soporte principal, perfil en L. (Fuente propia)	33
Figura 5-19 Diagrama de cuerpo libre, perfil en L vista lateral. (Fuente propia).....	34
Figura 5-20 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para el perfil (fuente propia)	36
Figura 5-21 Datos simulación perfil L (Fuente propia).....	39
Figura 5-22 Simulación de carga en perfil L (Fuente propia)	40
Figura 5-23 Diseño final del perfil para el soporte principal (Fuente propia).....	41
Figura 5-24 Diagrama de cuerpo libre (Fuente propia)	42
Figura 5-25 Diagrama de fuerza cortante y momento flector. (Fuente propia).....	44
Figura 5-26 Perfil cuadrado (Fuente propia).....	46
Figura 5-27 Momentos de inercial en perfiles cuadrados.....	47
Figura 5-28 Datos Simulación cargas estructura mesa móvil (fuente propia).....	49
Figura 5-29 Simulación cargas estructura mesa móvil (fuente propia).....	50
Figura 5-30 Diagrama de cuerpo libre para tijera (Fuente propia)	51
Figura 5-31 Descomposición de fuerzas del cilindro (Fuente propia).....	53
Figura 5-32 Diagrama de cuerpo libre sección A, C (Fuente propia).....	53
Figura 5-33 Fuerzas que actúan sobre las platinas de la tijera (Fuente propia).....	59
Figura 5-34 Fuerzas axiales que actúan sobre la platina (Fuente propia).....	60
Figura 5-35 Diagrama de fuerzas normales (Fuente propia).....	61
Figura 5-36 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector (Fuente propia).....	62

Figura 5-37 Diseño sistema de elevación (Fuente propia)	63
Figura 5-38 Datos simulacion platina tijeras (Fuente propia)	64
Figura 5-39 <i>Simulación de cargas para perfil de la tijera (Fuente propia)</i>	64
Figura 5-40 Ubicación de pasadora en sistema de elevación (Fuente propia).....	66
Figura 5-41 Detalle para pasadores de la tijera (Fuente propia).....	68
Figura 5- 42 Datos de la simulación para el pasador A (Fuente propia)	68
Figura 5-43 Simulación pasador A (Fuente propia)	69
Figura 5-44 Datos para simulación pasador E (Fuente propia)	70
Figura 5-45 Simulación pasador E (Fuente propia).....	71
Figura 5-46 Simulación pasador O (Fuente propia)	71
Figura 5-47 Datos simulación cola de milano (Fuente propia).....	74
Figura 5-48 Simulación cargas cola de milano (Fuente propia).....	74
Figura 5-49 Simulaciones de tensiones para cola de milano (Fuente propia)	75
Figura 5-50 Datos simulación de barra y soporte para cilindro hidráulico (Fuente propia).....	76
Figura 5-51 Simulación de barra y soporte para cilindro hidráulico (Fuente propia)	77
Figura 5-52 Cilindro hidráulicos (Monohidraulica)	78
Figura5- 53 Partes de un cilindro hidráulico (Fuente hidráulica y neumática blog)	79
Figura 5-54 Especificaciones cilindro RC59 (A13)	81
Figura 5-55 Conjunto de bomba manual y cilindro hidráulico [A13]	81
Figura 5-56 Mesa de rodillos por gravedad (A14)	82
Figura 5-57 características transportador G51 (A14)	83
Figura 5-58 Diagrama de carga para tubos de acero (A14).....	84
Figura 5-59 Simulación de desplazamiento mesa de rodillos (Fuente propia)	85
Figura 6-60 Vista isométrica del diseño (Fuente propia).....	86
Figura 6-61 Vista lateral del diseño (Fuente propia)	87
Figura 6-62 Vista Frontal del diseño (Fuente Propia)	88
Figura 6-63 Vista superior del diseño (Fuente propia)	89

	Pág.
Tabla 1-1 Propiedades de algunos materiales [15]	20
Tabla 2-2 Selección e cola de milano [4].....	26
Tabla 4-3 Propiedades de los perfiles en L (A5)	38
Tabla 4-4 Resistencia a la tensión de los tornillos milimétricos. [A4]	41
Tabla 5-5 Características perfil (A4)	58
Tabla 5-6 Cambio de Angulo para cálculos de la tijera (Fuente propia)	60
Tabla 5-7 Propiedades del acero AISI 1020	65
Tabla 5-8 Diámetros de pasadores para sistema de elevación (fuente propia)	67
Tabla 5-9 propiedades de la fundición gris (Biblioteca SolidWorks).....	73
Tabla 5-10 Selección de cilindro hidráulico serie RC (Fuente Enerpac).....	80
Tabla 6-11 Materiales y Elementos requeridos para la fabricación (Fuente Propia).....	90

Lista de Símbolos y Abreviaturas

Símbolo	Término	Unidad SI
A	Área	m^2
p	Fuerza	N
L	Longitud	m
V	Fuerza cortante	N/m
M	Momento flector	Nm
Kg	Kilogramo masa	Kg
a	Aceleración	m/s^2
W	Peso	$Kg.m/s^2$
d	Diámetro	m
r	radio	m

Abreviatura	Termino
N	Newton
R	Reacciones
mm	Milímetros
Mpa	Megapascales
σ_{max}	Esfuerzo máximo
FS	Factor de seguridad
Σ	Sumatoria
I_{vc}	Inercia de varillas cuadradas
m	Metros

(Dedicatoria)

A mis padres Claudia Grisales y Yesid Herrera, a mi hermana Laura Herrera y a mis abuelos, quienes me han impulsado a perseguir mis metas y mis sueños constantemente, para poderme ver cada día siendo una mejor persona, este logro lo dedico a ellos.

Agradecimientos

Agradezco a Dios primeramente, a la Universidad Antonio Nariño y al Ingeniero Juan Carlos Monroy, que estuvieron en mi proceso de formación, a la empresa TESLA TRANSFORMADORES por darme la oportunidad de implementar el conocimiento y ponerlo a servicio de la compañía, a mi hermana Laura Camila Herrera Grisales, quien me apoyo emocionalmente para nunca dejar mis sueños ni mis metas atrás, a Oscar Javier Serrato Oviedo quien siempre me colaboro para poder seguir estudiando, a Angela Liliana Plazas Gutiérrez Quien estuvo en esta última etapa de este proceso para recordarme cada día que no podía ser un profesional sin título, y finalmente a mí por poder cumplir las metas propuestas a lo largo de la vida.

Resumen

Nacional de transformadores TESLA es una empresa que se dedica a la fabricación de transformadores de voltaje, el proceso de ensamble de estos transformadores requiere un mecanismo que permita elevar el núcleo al nivel que se encuentran las ventanas de las bobinas y de esta manera facilitar el trabajo de los operarios. Para poder diseñar un mecanismo adecuado, se realizó un levantamiento de información del espacio, proceso de ensamble, dimensiones y pesos de los transformadores; con esta información seleccionamos el mecanismo de elevación y se calcularon las cargas estáticas para los perfiles, una vez terminado el diseño se realizó el presupuesto con todos los componentes del sistema, esta información fue compartida con las directivas y el departamento de ingeniería de la empresa donde se tomó la decisión de construir la mesa ajustable con el presupuesto del año 2024.

Palabras clave:

Ventana de transformador, Acero al silicio, Momento, Cola de milano, Mecanismo de tijera.

Abstract

Nacional de Transformadores TESLA is a company dedicated to manufacturing voltage transformers. The assembly process of these transformers requires a mechanism to elevate the core to the level of the coil windows, thus facilitating the work of the operators. To design a suitable mechanism, we conducted a survey of space, assembly process, dimensions, and weights of the transformers. With this information, we selected the lifting mechanism and calculated static loads for the profiles. Once the design was completed, a budget was prepared, including all components of the system. This information was shared with the company's management and engineering department, leading to the decision to construct the adjustable table within the 2024 budget.

Keywords: transformer window, Silicon steel, moment, dovetail, scissor mechanism.

Introducción

En TESLA se fabrican diferentes tipos de transformadores, uno de ellos está conformado por un núcleo plegado en láminas de acero al silicio (denominado libro) que se ensamblan de manera manual con ayuda de dos operarios, y su peso varía entre 25 Kg y 600 Kg, esta carga es manipulada con ayuda de un puente grúa y soportada por una mesa convencional durante el ensamble, en la actualidad existe gran variedad de sistemas mecánicos para soportar y elevar este tipo de cargas, como por ejemplo; los gatos hidráulicos y de tijera, los tornillos de potencia, los elevadores de motos, entre otros, estos son algunos de los ejemplos más comunes, sencillos y económicos que se pueden usar para dar solución a este tipo de aplicaciones. El objetivo de este proyecto es diseñar una mesa ajustable con un sistema mecánico, que permita apoyar el núcleo al nivel de las ventanas en las bobinas de los transformadores y de esta manera facilitar el ensamble a los operarios ya que en el sector industrial 8 de cada 10 empresas están expuestas a que sus colaboradores padezcan accidentes y enfermedades laborales. Las posturas de trabajo inadecuadas son uno de los factores más frecuentes a la hora de evaluar los trastornos musculares, y sus efectos pueden variar desde fatigas leves hasta una incapacidad severa. De acuerdo con la ley 31 de 1995 (anexo A1) el empleador está en la obligación de evaluar y disminuir los riesgos con el fin de proteger la salud e integridad de los trabajadores.

Para esto se empezó a recopilar toda la información acerca de los transformadores; como sus dimensiones, peso, materiales de construcción, proceso de fabricación, entre otras, esto con el fin de proceder con el diseño de una mesa que se acoplara a todos los transformadores que allí se ensamblan. Asimismo, se indagó sobre los sistemas de elevación de cargas con capacidad de hasta una tonelada, en documentos de investigación, monografías, revistas, artículos y proveedores. **IMAC** es una empresa ubicada en la ciudad de Bogotá que ofrece una amplia línea de mesas

elevadoras de tijera con bases inclinadas y de rotación. Las tijeras están construidas de placa de acero resistente y mecanizado con precisión. Estas mesas reducen el riesgo de accidentes de trabajo y enfermedades laborales al terminar de estudiar la información obtenida, se decide implementar un sistema de elevación por tijeras con ayuda de un gato hidráulico, para este sistema se deben realizar los cálculos de los soportes principales, las cargas estáticas, seleccionar adecuadamente los materiales y demás componentes del sistema, adicionalmente se debe simular las fuerzas en los componentes del sistema, con ayuda de SolidWorks, en los resultados de las simulaciones se analizan las deformaciones, reacciones y de esta manera poder comprobar que el diseño sea adecuado.

[16] Jainer armando, Jose Patiño “diseño de un sistema para elevación de cargas con capacidad de desplazar 50 toneladas para la manipulación de salas eléctricas (shelters) en la empresa gim ingeniería eléctrica Ltda.”, Bogotá, Colombia, 2019. Un proyecto donde se evaluar la viabilidad para implementar un elevador de carga de 20 m con la finalidad de manipular salas eléctricas y de esta manera mejorar el proceso productivo de la organización de la empresa, reduciendo riesgos por el levantamiento de cargas y costos por el alquiler de equipos especializados para el levantamiento de cargas.

[17] Jonatan García, Juan García “Diseño mecánico de un sistema de elevación” Leganés, España, 2016. Construcción de una plataforma para el traslado de cargas y personas en una obra de construcción civil, utilizando un mecanismo de piñón más cremallera con el fin de optimizar los tiempos de la mano de obra y facilitar el traslado de cargas pesadas a los trabajadores.

[18] Eduardo Oporto “Diseño y construcción de rampa para motocicletas, en taller de maestranza de la Policía Nacional del Perú”, Arequipa, Perú, 2019. En este documento muestra el

paso a paso realizado para el diseño y construcción de una rampa hidráulica para el mantenimiento de las motocicletas de la policía, con el fin de instalar un taller para el mantenimiento de estas mismas y así optimizar los recursos de esta entidad.

1. Planteamiento del problema

Al realizar la visita a la planta de Nacional de Transformadores TESLA, se pudo observar que el proceso del ensamble de los transformadores se realiza con ayuda de dos operarios, que son los encargados de ensamblar manualmente los núcleos en las bobinas. Este tipo de transformadores son ensamblados en una mesa plana quedando la ventana del transformador a una altura diferente del núcleo, esto provoca deformaciones en la superficie del núcleo debido a que todas las láminas quedan en el aire y se van deslizando por acción de la gravedad como se puede observar en la *Figura 1*, es por esta razón que los operarios deben complementar la mesa con trozos de madera y platinas, para lograr que el núcleo quede a la misma altura de la bobina, sin embargo esto no garantiza que queden uniformes todas las láminas.

Figura 1-1 Imperfectos en núcleo para transformadores tipo seco (Fuente propia).



En gran parte la calidad del transformador depende del ensamble del núcleo, por eso surge la necesidad de fabricar una mesa que sostenga el núcleo y que permita que las láminas se organicen de manera uniforme para facilitar la actividad de los operarios y que además se ajuste a todas las dimensiones de transformadores que se fabrican en TESLA, disminuyendo el riesgo de las personas encargadas del proceso de ensamble, ya que se encuentran expuestas constantemente al peligro de caída de los transformadores y herramientas, debido a los suplementos sobrepuestos que se observan en la *figura 2* y *Figura 3*. También están propensos a sufrir enfermedades laborales debido a la exposición de tiempos prolongados y posturas inadecuadas, asimismo se busca disminuir los tiempos de ensamble y el número de transformadores devueltos por garantía en los núcleos.

Figura 1-2 Platinas provisionales para nivel el núcleo (Fuente propia).



Figura 1-3 Espacio de trabajo para el ensamble de Transformadores en planta (Fuente propia).



Como parte de las mejoras del proceso de ensamble se propone fabricar una mesa con sistema ajustable que permita ubicar el núcleo a la misma altura de las bobinas brindando el apoyo necesario para que la superficie del núcleo quede totalmente plana, y así evitar que los operarios elaboren el suplemento de la mesa que es lo que genera finalmente el esfuerzo adicional para ellos.

2. Justificación

Con el Diseño de la mesa ajustable para la planta de producción de transformadores TESLA, se plantea poder reducir los riesgos a los que están expuestos los operarios que ensamblan los transformadores, disminuyendo la probabilidad de que sufran un accidente o una enfermedad laboral, debido a la exposición prolongada de más de dos horas realizando posturas inadecuadas y movimientos repetitivos en el área de ensamble. Los operarios ya no deberán realizar actividades como suplementar el núcleo con trozos de madera, tampoco deberán mantener el núcleo a la altura de las bobinas. Simplemente accionando el cilindro hidráulico se ajustará a la altura que el operario considere necesaria, de acuerdo a las dimensiones del transformador que se esté ensamblando. Asimismo, se proyecta minimizar los tiempos en el ensamble, y retrocesos generados por la manipulación inadecuada del transformador en el traslado del área de ensamble al área de conexión, de esta manera se deben reducir los costos actuales de producción y aumentar la calidad del transformador en el proceso de ensamble.

3. Objetivos

3.1 Objetivo general.

Diseñar una mesa ajustable, con un sistema mecánico que permita apoyar el núcleo al nivel de las ventanas en las bobinas de los transformadores, y de esta manera facilitar el ensamble a los operarios en Nacional de transformadores - TESLA.

3.2 Objetivos específicos.

- Identificar las dimensiones y pesos de los transformadores para estudiar las cargas estáticas que se ejercen sobre la mesa de ensamble, y así definir los parámetros y aspectos de diseño inicial.
- Diseñar un sistema mecánico que permita elevar la superficie de trabajo de la mesa para alcanzar la altura de las ventanas en las bobinas de los transformadores.
- Se deben calcular los esfuerzos mecánicos e identificar los puntos críticos en la estructura de la mesa, con ayuda de programas de simulación.
- Realizar los planos de diseño y fabricación con información técnica que sirva como soporte para labores de mantenimiento.
- Dimensionar y cuantificar los materiales y elementos requeridos según el diseño planteado.
- Realizar un manual de operación y mantenimiento de la mesa ajustable.

4. Fundamentos de diseño mecánico.

4.1 Conceptos fundamentales

4.1.1 Longitud

La longitud es una unidad utilizada para localizar la posición que existe de un punto a otro en el espacio y representa el tamaño de un sistema físico, y puede usarse para definir distancias y propiedades geométricas de un cuerpo como múltiplos de esta unidad.

4.1.2 Masa

La masa es una unidad de medición que hace referencia a la cantidad de materia que existe en relación con dos cuerpos. Esta propiedad se muestra como una atracción por efectos de la gravedad entre un cuerpo y otro, adicionalmente proporciona una medida de la resistencia de la materia a un cambio en su velocidad.

4.1.3 Fuerza.

La fuerza en física se considera como un impulso ejercido por un cuerpo sobre otro. Este trabajo puede ocurrir cuando hay un contacto directo entre los cuerpos, o bien puede cuando a través de una distancia los cuerpos están apartados físicamente

4.1.4 Cuerpo rígido

Un cuerpo rígido se considera como una combinación de las partículas donde todas permanecen a una distancia fija entre sí, es decir que las propiedades del material a lo largo de todo su cuerpo son iguales.

4.1.5 Peso

El peso es la magnitud de la fuerza requerida para soportar un cuerpo frente a la influencia de la gravedad

4.2 Bases teóricas

4.2.1 Carga

La carga es una fuerza externa que actúa sobre distintos elementos, y se clasifican en tres tipos de cargas: la carga estática, la carga dinámica y la carga cíclica.

4.2.2 Cargas estáticas:

Es la fuerza que se aplica progresivamente, con un valor inicial cero hasta un valor máximo, es decir que no varía su magnitud.

4.2.3 Cargas dinámicas:

Es la fuerza que se ejerce con una velocidad sobre un cuerpo, de esta manera la tensión producida es mayor que la de la carga estática, ya que la energía cinética de la carga absorbida elásticamente por la pieza, ocasiona un aumento de la tensión en la misma.

4.2.4 Cuerpo rígido

Se denomina cuerpo rígido a la combinación de un gran número de partículas que permanecen a una distancia fija entre sí, incluso después de aplicar una carga. Este modelo es trascendental porque las propiedades del material de todo cuerpo que se supone rígido, no tendrán que tomarse en cuenta al realizar el estudio de los efectos ocasionados por las cargas que se aplique sobre dicho cuerpo. resulta adecuado para el análisis.

4.3 Elementos de ingeniería

4.3.1 Esfuerzos

El esfuerzo en mecánica se determina como la cantidad de fuerza que se ejerce sobre un área, su fórmula general es N/m^2 y sus unidades son los pascales (Pa), en ingeniería podemos encontrar varios tipos de esfuerzos:

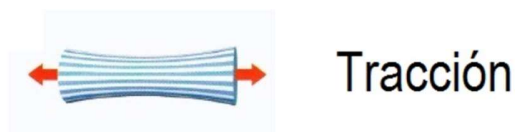
- **Compresión:** La compresión es el esfuerzo al que está sometido un cuerpo por la aplicación de dos fuerzas que actúan en el mismo sentido, esto hace que se aproximen las diferentes partículas de un material, tendiendo a producir un aplastamiento.

Figura 4-4 Esfuerzo por compresión [5]



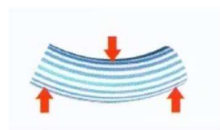
- **Tracción:** La tracción es el esfuerzo al que está sometido un cuerpo por la aplicación de dos fuerzas que actúan en sentido opuesto, esto hace que se separen las diferentes partículas de un material, tendiendo a producir un estiramiento.

Figura 4-5 Esfuerzo de tracción [5]



- Flexión: La flexión es una combinación de esfuerzos de compresión y tracción. Mientras que las partículas cóncavas de la pieza están sometida a compresión, las convexas a tracción, o viceversa, produciendo una deformación a lo largo de su eje que tiendan a doblarlo.

Figura 4-6 Esfuerzo por flexión. [5]



Flexión

- Torsión: La torsión es la reacción interna que presenta un cuerpo cuando se aplica fuerzas paralelas de igual magnitud, pero en sentido opuesto, a lo largo de un eje longitudinal, estas fuerzas son las que hacen que una pieza tienda a retorcerse sobre su eje central.

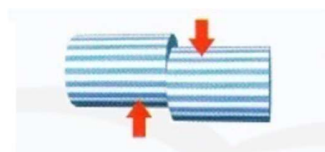
Figura 4-7 Esfuerzo por torsión. [5]



Torsión

- Cortante: El esfuerzo cortante se presenta en un cuerpo cuando dos fuerzas paralelas en direcciones contrarias a la sección transversal de un cuerpo tienden a separarlo.

Figura 4-8 Esfuerzo cortante. [5]



Cortante

4.3.2 Diseño y filosofía de un diseño seguro

El objetivo de un diseño es obtener un producto que cumpla con las necesidades y requerimientos de un cliente, donde se evalúa la función que debe realizar el dispositivo, los requisitos del diseño, los costos y la viabilidad del diseño, este proceso de evaluación se realiza para la adecuada selección de componentes y que al momento de implementarlos se obtengan productos seguros eficientes y confiables. Los criterios para la adecuada selección del factor de seguridad se encuentran en el capítulo 5 del libro de diseño de elementos de máquinas.

Figura 4-9 Criterios de selección para el factor de seguridad. [6]

1. $N = 1.25$ a 2.0 . El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2. $N = 2.0$ a 2.5 . Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Es la que se suele emplear en la solución de los problemas de este libro.
3. $N = 2.5$ a 4.0 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
4. $N = 4.0$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

Los elevadores de tijera o mesas ajustables concentran sus esfuerzos en el las patas de las tijeras, por esta razón se debe analizar y calcular los esfuerzos cortantes y flexiones analíticamente, en esta sección es muy importante tener en cuenta el factor de seguridad de los elementos empleados para poder realizar los cálculos adecuadamente, en la mayoría de los equipos diseñados para elevación de cargas con sistemas de tijeras se contempla un factor de seguridad de 3 (FS=3) ya que básicamente cumplen con los criterios que se observan en la *figura 9*.

4.3.3 Propiedades de los materiales

Los elementos de máquinas se fabrican con uno o más metales que deben ser seleccionados de acuerdo a las necesidades que exija el diseño, para la adecuada selección de los materiales se deben tener en cuenta aspectos importantes como: la resistencia, la elasticidad, dureza y la ductilidad, a continuación, vamos a relacionar las características de cada uno de los materiales que se usan en la fabricación de la mesa.

Tabla 1-1 Propiedades de algunos materiales [15]

Clasificación de los aceros, según ASTM	Límite elástico		Tensión de rotura	
	Ksi	MPa	Ksi	Mpa
ASTM A36	36	250	58-80	400-550
ASTM A53 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A106 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A131 Gr A, B, CS, D, DS, E	34	235	58-71	400-490
ASTM A139 Grado B	35	240	>60	>415
ASTM A381 Grado Y35	35	240	>60	>415
ASTM A500 Grado A	33	228	>45	>310
Grado B	42	290	>58	>400
ASTM A501	36	250	>58	>400
ASTM A516 Grado 55	30	205	55-75	380-515
Grado 60	32	220	60-80	415-550
ASTM A524 Grado I	35	240	60-85	415-586
Grado II	30	205	55-80	380-550
ASTM A529	42	290	60-85	415-550
ASTM A570 Grado 30	30	205	>49	>340
Grado 33	33	230	>52	>360
Grado 36	36	250	>53	>365
Grado 40	40	275	>55	>380
Grado 45	45	310	>60	>415
Grado 50	50	345	>65	>450
ASTM A709 Grado 36	36	250	58-80	400-550
API 5L Grado B	35	240	60	415
Grado X42	42	290	60	415

4.3.4 Columnas

Una columna es un elemento estructural que tiene la capacidad de soportar diferentes tipos de cargas, donde el criterio de selección más importante es la inestabilidad elástica, que es una situación de falla donde la columna no tiene la capacidad de mantenerse rígida bajo la acción de la carga aplicada, este criterio evitara que la estructura diseñada colapse. Una vez retirada la carga de las columnas estas deben regresar a su estado original y el material del cual este hecha, no debe sufrir ninguna deformación.

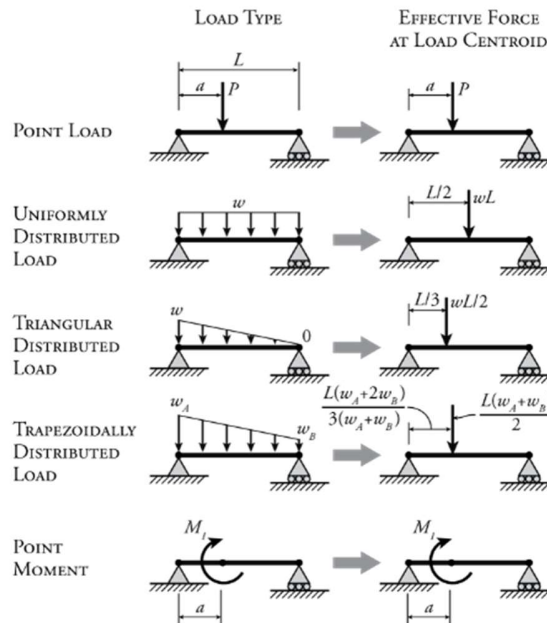
4.3.5 Diseño de ejes

La gran mayoría de los ejes están sometidos simultáneamente a esfuerzos cortantes, de torsión y esfuerzos por flexión, por esta razón el análisis de esfuerzos en un eje involucra por lo general el método de esfuerzos combinados, pero también pueden presentarse esfuerzos cortantes verticales y esfuerzos normales directos, debido a cargas estáticas. Estos esfuerzos pueden encontrarse en ejes muy cortos o en porciones del eje donde no exista torsión ni flexión. Otro criterio importante a la hora del diseño es analizar la forma en la que están soportados los ejes.

4.3.6 Cargas distribuidas

La carga distribuida es una carga que se distribuye de forma uniforme sobre una longitud. Existen diferentes tipos de cargas distribuidas, estas se analizan observando donde está ubicada la carga y en donde está apoyada, luego se describen mediante ecuaciones en función del eje al que se va a analizar, a continuación, encontramos los tipos de cargas más comunes en el área de las estructuras.

Figura 4-10 Ejemplos de cargas distribuidas. [7]

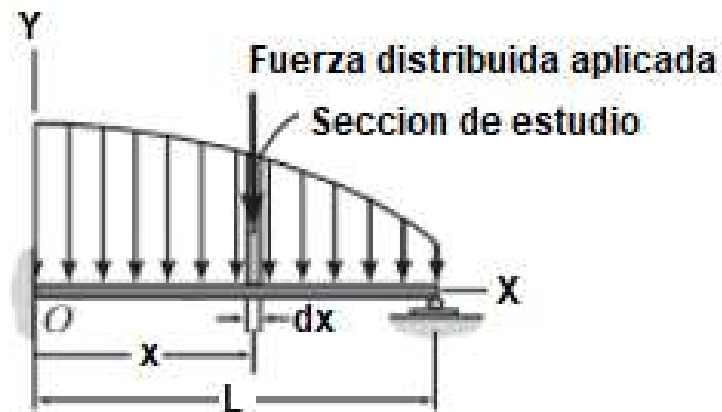


(Daniel W. Baker, n.d.) describe que las cargas distribuidas sobre un cuerpo se pueden proporcionar sobre una longitud determinada, como también en un área o un volumen. En el caso de estructuras las cargas en su mayoría se encuentran distribuidas por la acción que ejerce el peso de los materiales y componentes que lo conforman. Existen factores como la presión, carga, densidad, tensión entre otros factores, que se representan de forma vectorial sobre un bosquejo de viga 2D. En la actualidad se emplean una serie de software computacionales de uso comercial que permite interactuar las cargas distribuidas en un cuerpo para realizar análisis estáticos, dinámicos, termodinámicos entre otros.

(Hibbeler, 2010) explica de manera teórica que se puede obtener de forma reducida una distribución de carga de compresión o carga simple en apoyo a una viga de forma distribuida. En la ingeniería, más enfocada a la ingeniería mecánica y civil se realiza la práctica de carga distribuida uniforme que solo se estudia para un eje. En la *Figura 17* se puede observar el

comportamiento de una fuerza distribuida en una viga sea apoyada o en voladizo como carga en un solo eje de estudio.

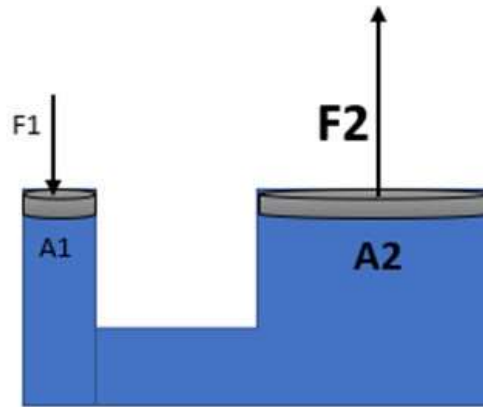
Figura 4-11 Cargas distribuidas estáticas modificada de. [8]



4.4 Gatos hidráulicos

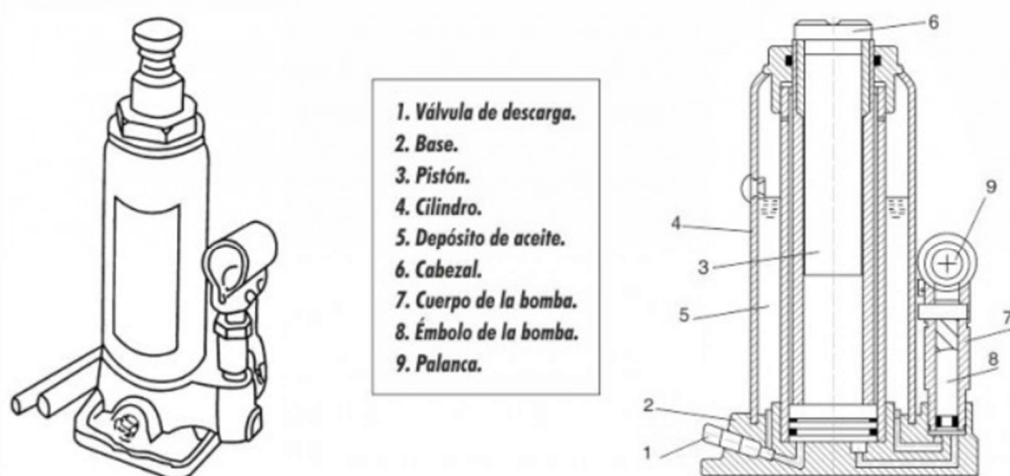
Un gato hidráulico es una máquina simple basada en el principio de Pascal que establece que la presión ejercida sobre un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido. De tal forma que $F_1/A_1 = F_2/A_2$.

Figura 4-12 Representación gráfica del principio de pascal. [2]



Basado en este principio de pascal es que surge la fabricación de los gatos hidráulicos que son máquinas que se utilizan para elevar cargas mediante el accionamiento manual de una manivela o una palanca, algunos sistemas de elevación de cargas cuentan con un accionamiento eléctrico, acudido por un motor eléctrico y un sistema de electroválvulas que son las encargadas de subir o bajar el cilindro interior del gato hidráulico. está compuesto por las siguientes partes que se observan en la *Figura 13*.

Figura 4-13 Partes de un gato hidráulico convencional. [3]



4.5 Cola de milano

La cola de milano está diseñada como un sistema de unión, entrecierre resistente que se usa comúnmente como guías angulares. Es una de las mejores opciones para aplicaciones con grandes cargas y donde se requiere un comportamiento amortiguador, como lo son la maquinaria en general y las máquinas herramientas. Las guías cola de milano son uniones mecánicas, en la que las dos piezas que la componen tienen un lomo en forma de trapecio, las dos piezas se conocen como macho y hembra, de tal forma que encajan una con otra, deslizándose el macho lo largo de la hembra la cual por lo general va fija.

Figura 4-14 Cola de milano metálica. [4]



A continuación, se encuentra una tabla de selección de colas de milano de un fabricante brasilero **NORELEM** son especiales en Fabricio de piezas metálicas de precisión, en la *Figura 8* se puede observar las magnitudes de torque M_x , M_y y M_z , dimensiones y la fuerza permisibles F , estos datos los encontramos en la parte superior de la *tabla 1*, al bajar por las columnas encontramos en la fila izquierda la referencia de la pieza para pedirla al fabricante.

Figura 4-15 Plano de selección para colas de milano. [4]

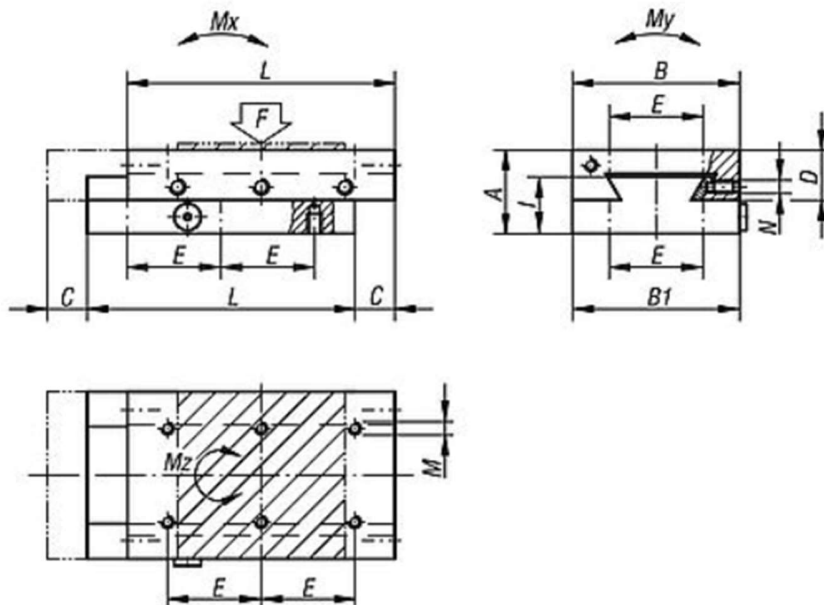


Tabla 2-2 Selección e cola de milano [4]

Código do artículo	A	B	B1	C	D	E	TI	TA	I	L	M	N	F	Mx	My	Mz
Unidades	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	N	Nm	Nm	Nm
21030-050080	25	50	49,5	15	15	28	6	6	17,6	80	M4	M5	72	4	6	5
21030-050105	25	50	49,5	20	15	28	8	8	17,6	105	M4	M5	95	7	7	8
21030-050130	25	50	49,5	25	15	28	10	10	17,6	130	M4	M5	117	10	9	12
21030-075105	32	75	74,5	20	19,5	62	4	4	22,5	105	M5	M5	128	9	15	10
21030-075130	32	75	74,5	25	19,5	62	4	4	22,5	130	M5	M5	159	14	18	15
21030-100110	40	100	99,5	20	24	86	4	4	27,5	110	M6	M6	156	11	26	12
21030-100135	40	100	99,5	25	24	86	4	4	27,5	135	M6	M6	192	17	32	19
21030-100160	40	100	99,5	30	24	86	4	4	27,5	160	M6	M6	227	24	37	26

4.6 Mesas ajustables industriales.

La mesa ajustable industrial más común es un mecanismo de tijera hidráulico, este sistema puede parecer un poco complicado, pero se componen de cuatro elementos básicos principales nombrados a continuación:

- **Plataforma:** esta es la parte superior de la mesa ajustable allí es donde se pone la carga que se requiere elevar y de acuerdo a la carga y a sus dimensiones es que se diseña la tarima de la mesa.
- **Base:** Esta es la parte inferior de toda la estructura, allí reposa todo el peso de la estructura y la carga, por lo general va apoyada en una superficie plana y uniforme. También es común encontrar la pista donde se deslizan las patas de las tijeras sobre esta base.
- **Patas de tijera:** son los perfiles verticales que permiten que la tarima pueda cambiar de elevación.
- **Cilindro hidráulico:** Las mesas ajustables usadas para el sector industrial comúnmente son accionados por uno, dos o tres actuadores de simple efecto, estos permiten que la mesa elevadora se levante y más bajo.

4.7 Tipos de sistemas de elevación.

Los sistemas de elevación forman parte de una herramienta del sector industrial, ya que facilita la elevación de cargas pesadas o de difícil manipulación, existe una gran variedad de equipos de elevación de carga entre los más comerciales podemos encontrar los siguientes.

- Ascensores hidráulicos, neumáticos y mecánicos.
- Elevadores de tijera.
- Elevadores de plumas.
- Elevadores de vehículos.
- Elevadores hidráulicos de dos columnas.

Existen más sistemas para la elevación de cargas, pero su selección depende de la aplicación y el presupuesto que se destine para su adquisición.

4.8 Diseño de una mesa ajustables industrial.

Para poder iniciar con el diseño de un sistema ajustables es necesario evaluar el tipo fuerzas o carga a la cual estará sometido los componentes con el fin de determinar las propiedades mecánicas más adecuadas y el material necesario para cada pieza de la siguiente manera.

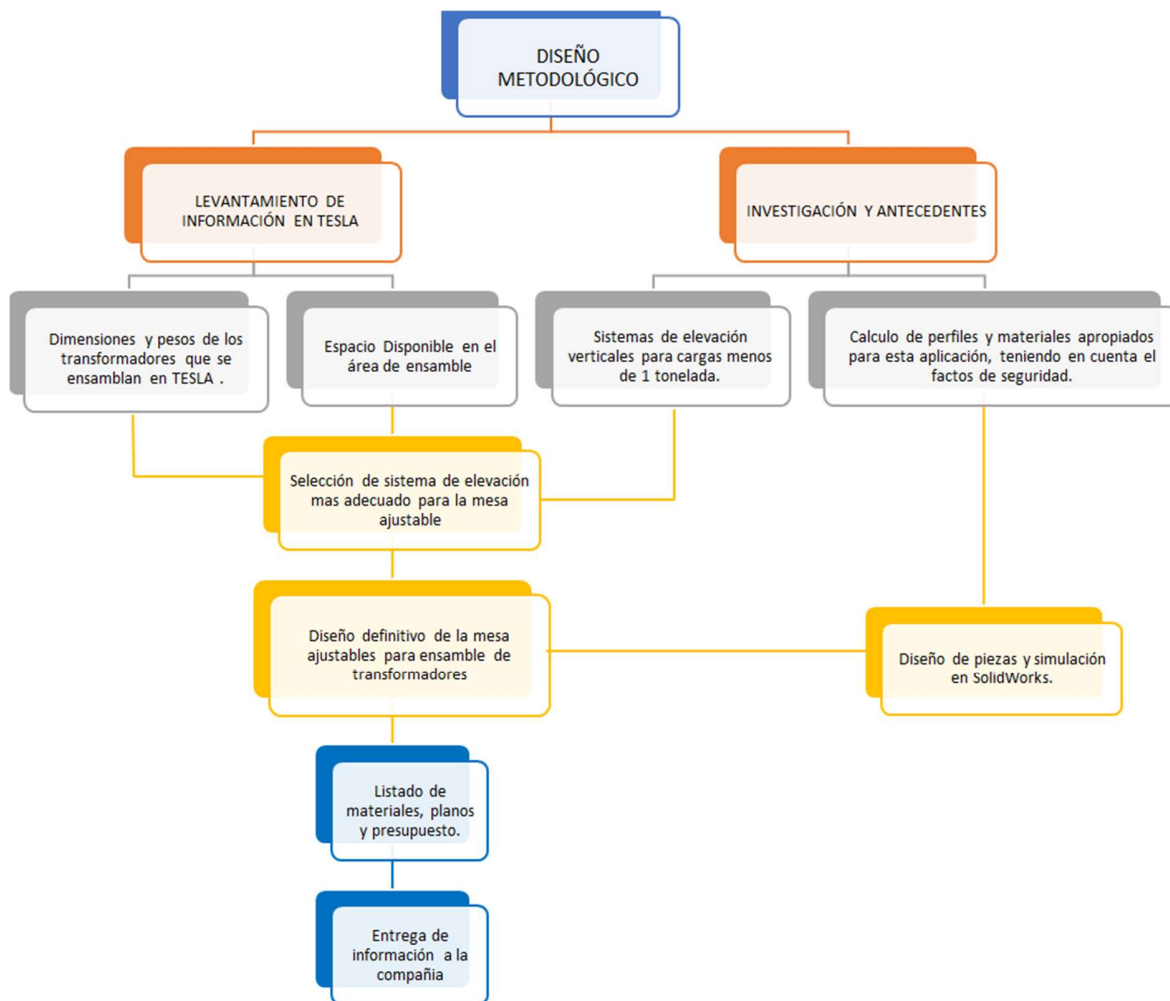
- Patas para tijeras: este mecanismo está soportando la mayor parte de la carga, y debido a esto se genera un esfuerzo de flexión, que dilata el material y tiende a fracturar los componentes. Para este tipo de esfuerzos se recomienda usar un material en acero 304 (acero inoxidable) gracias a sus propiedades mecánicas de resistencia, rigidez, plasticidad y dureza.

- Cilindro hidráulico: La fuerza que genera el cilindro hidráulico se considera como una fuerza puntual en ambos extremos los cuales están fijados a la estructura, esto genera un esfuerzo de compresión, por esta razón para este tipo de esfuerzo se recomienda un acero estirado en frío que tiene las siguientes propiedades, resistencia, ductilidad, tenacidad y dureza.
- Plataforma: este componente está soportando el peso del trabajador o de carga que se requiere elevar, el marco de la plataforma se recomienda sea en un acero estirado en frío, los perfiles estructurales por lo general vienen de estos materiales y sus propiedades mecánicas son adecuadas para soportar este tipo de cargas.
- Plataforma Base: este componente está sometido a los pesos de la plataforma y las patas de tijera. También es responsable para la estabilidad de todo el sistema y, debido a esto se recomienda usar un acero 1020 o Inconel 600.

5. Desarrollo de la propuesta.

5.1 Diseño metodológico.

Figura 5-16 Diseño metodológico (Fuente propia)



Para iniciar con la ejecución de este Trabajo Integral de Grado (TIG), es necesario extraer información de los requerimientos del cliente y poder plantear un modelo que brinde una solución apropiada a la problemática que se aborda en este trabajo, de esta manera cumplir con las funciones del sistema, límites de operación, presupuesto, calidad y durabilidad del producto.

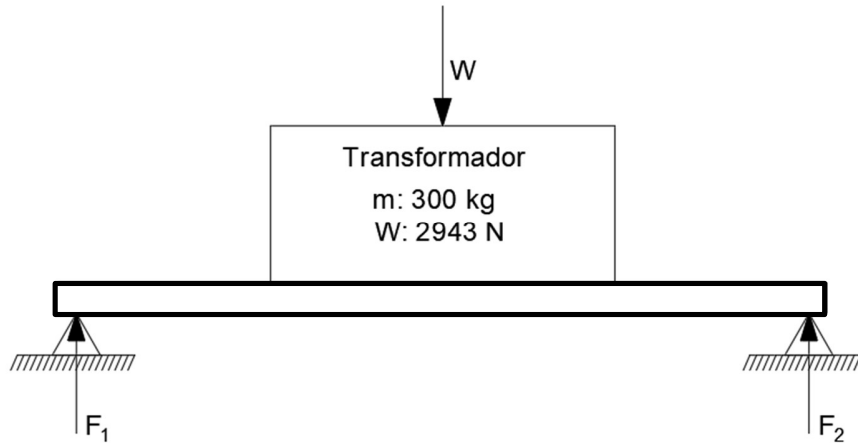
Luego de evaluar los requerimientos del cliente y las distintas opciones de fabricación, se tomará una decisión con ayuda del criterio del profesor y del cliente, para elegir la opción más adecuada y poder proceder con el diseño y la ejecución del sistema. Una vez elegido el diseño conceptual se realizarán los cálculos de fuerza, potencia, esfuerzos mecánicos desgaste y mantenimientos, mediante el uso de herramientas de diseño mecánico como memorias de cálculo y software de diseño asistido por computadora (CAD). Definido el diseño final se procederá a comprobar el desempeño de todos los componentes del sistema, por medio de simulaciones y software de análisis por elementos finitos, para evitar posibles defectos negativos en la operación de la máquina.

Una vez se diseñen todos los componentes del sistema, se hará un listado detallado con cada uno de los componentes y las piezas, con esto se obtendrá el presupuesto y la estimación económica, de los costos asociados para la fabricación de los componentes, materiales, mano de obra, equipos de instalación, ensamble, mecanizados y accesorios.

5.2 Cálculos de cargas estáticas para las mesas.

La máquina se compone esencialmente de dos mesas con bastante similitud, en la cual va a estar apoyada el transformador en cada uno de los extremos, por lo cual se hace el estudio de una sola mesa, en la primera parte se calcularán los perfiles que deben soportar la carga que genera el transformador más el peso del transformador más grande que allí se ensambla, la masa total del transformador es de 600 Kg, es decir que la masa que debe soportar una mesa es de 300 Kg. A continuación, en la *Figura 18* se puede observar de manera sencilla las fuerzas ejercidas sobre la mesa y las reacciones en los apoyos.

Figura 5-17 Diagrama general de la mesa actual. (Fuente propia)



Cálculo de la fuerza (peso) que ejerce el transformador sobre la mesa.

$$W = \text{peso del transformador} = m \cdot g \quad (1)$$

m =masa del transformador (300 kg)

a =aceleración ($9,81 \text{ m/s}^2$)

$$W = 300 \text{ Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 = 2943 \text{ N}$$

Con la fuerza de 2943 N encontrada anteriormente y teniendo en cuenta que se tienen dos apoyos equidistantes a la fuerza puntual que ejerce el transformador sobre la mesa, se calcula a continuación cada una de sus reacciones F_1 y F_2 .

$$F_1 + F_2 = W = 2943 \text{ N}$$

$$F_1 = F_2$$

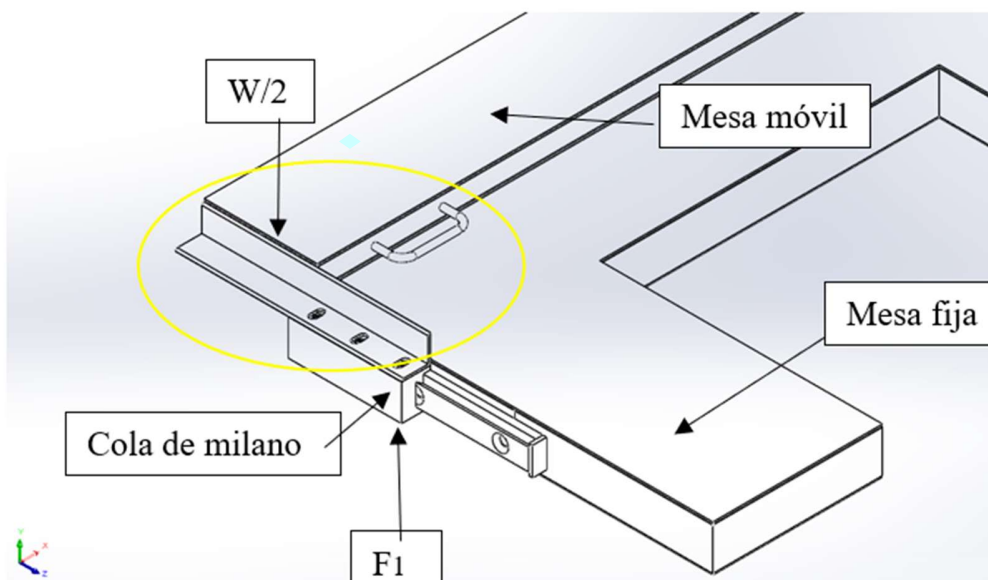
$$F_1 = F_2 = 1471 \text{ N}$$

Debido a la simetría que existe en los apoyos se obtiene que F_1 y F_2 son iguales y corresponde a un a fuerza de 1471 N, esta fuerza será usada para calcular los esfuerzos a los cuales estarán sometidos las partes que componen la mesa.

5.2.1 Análisis de fuerzas en perfil del soporte principal.

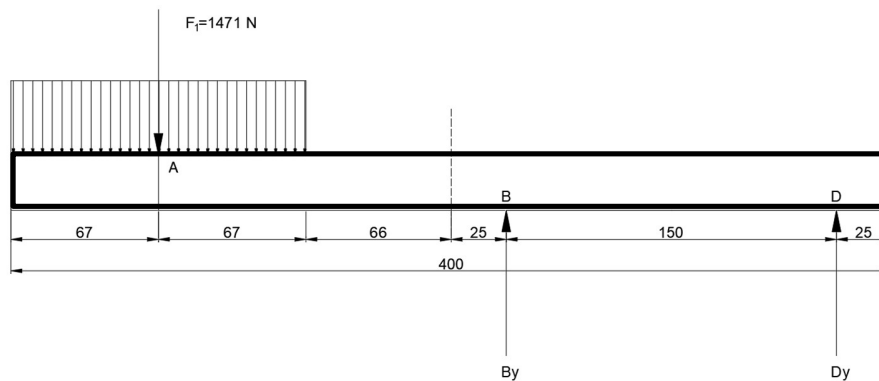
En la *Figura 18* se observa cómo se podría soportar una mesa móvil, que se puede deslizar sobre otra a una mesa fija, unidas con un perfil en L, este tipo de perfil tipo ángulo fue seleccionado por su gran comercialización y sus interesantes propiedades mecánicas. A continuación, se calcularán las dimensiones del perfil para que puedan soportar las cargas ejercidas por el transformador en los dos extremos de la mesa, la función principal de este perfil es hacer la unión entre la mesa móvil y la mesa fija, empleando paya ellos una cola de milano.

Figura 5-18 Diseño preliminar del soporte principal, perfil en L. (Fuente propia)



Se utilizará el mismo mecanismo para las dos reacciones F_1 y F_2 . por lo tanto, solo se calcula para uno de los dos lados. En la siguiente *Figura 19* se observa el diagrama de cuerpo libre del perfil en L con una vista lateral, donde se observa una carga distribuida correspondiente al peso del transformador en el lado izquierdo debido a que esta, se sujetara por medio de soldadura. En el lado derecho existen 2 reacciones puntuales B_y y D_y cuyo mecanismo de sujeción será con tornillos. Se analizará este perfil en L con las fuerzas y las reacciones mencionadas anteriormente.

Figura 5-19 Diagrama de cuerpo libre, perfil en L vista lateral. (Fuente propia)



Inicialmente se debe realizar una sumatoria de momento a lo largo del perfil mostrado en la *Figura 19*, en este caso iniciaremos haciendo la sumatoria de momentos en el punto B.

$$\sum MB = 0 \quad (2)$$

$$\sum MB = F1(0,133m) + Dy(0,150m)$$

$$\sum MB = -1471N(0,133m) + Dy(0,150m)$$

$$Dy = 1304,2 N$$

$$\sum Fy = 0 \quad (3)$$

$$\sum Fy = F1 + By + Dy$$

$$\sum Fy = -1471N + By - 1304,2N$$

$$By = 166,7N$$

Con los valores de las reacciones obtenidos anteriormente **By** y **Dy**, se puede trazar el diagrama de fuerza cortante y momento flector con ayuda del diagrama de cuerpo libre mostrado en la *Figura 20* y usando el método de áreas.

$$A_1 = \frac{bh}{2} \quad (4)$$

$$A_1 = \frac{(0,134m)(1471N)}{2} = 98.85Nm$$

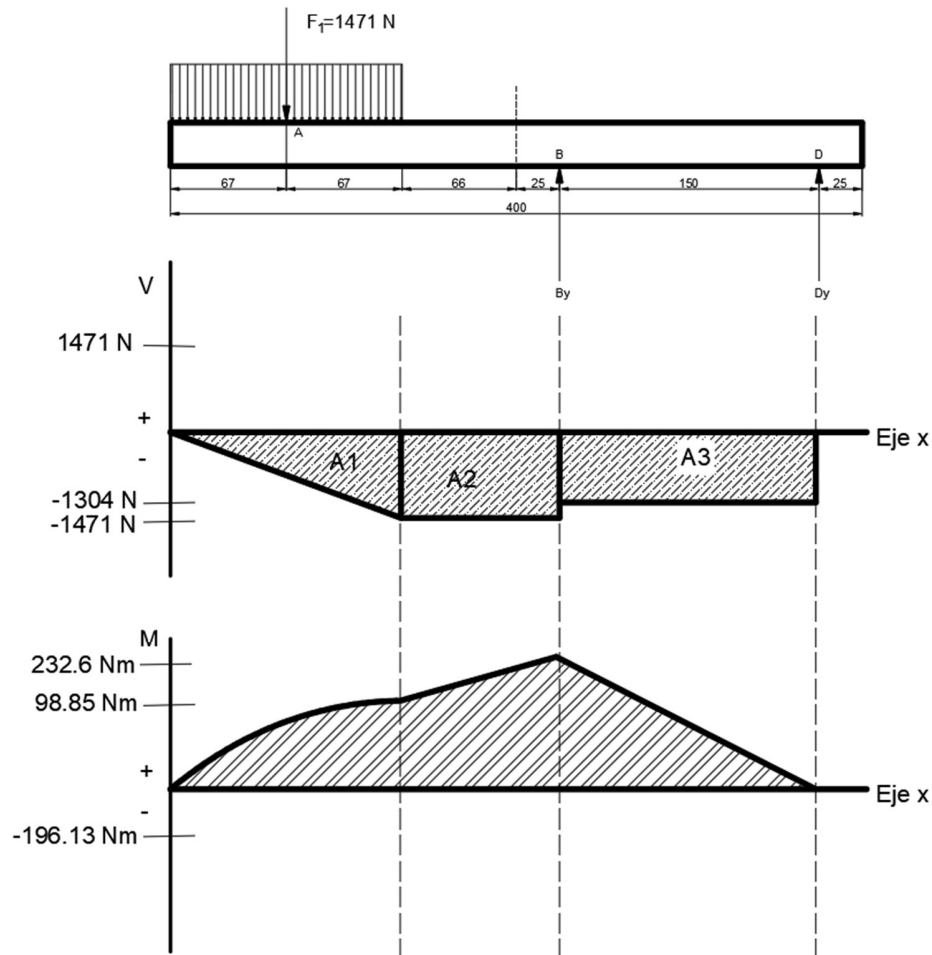
$$A_2 = bh \quad (5)$$

$$A_2 = (0,091m)(1471N) = 133.86Nm$$

$$A_3 = bh \quad (5)$$

$$A_3 = (0,175m)(1304.3N) = 232.6Nm$$

Figura 5-20 Diagrama de fuerza cortante y momento flector para el perfil (fuente propia)



Conocido el valor de la fuerza cortante a la que estará sometido el perfil, y teniendo en cuenta el esfuerzo por cortante máximo que soporta el acero estructural ASTM-A36 *Tabla 2*, y el factor de seguridad apropiado para la aplicación *Figura 14*, podemos determinar las dimensiones de dicho perfil. El perfil más adecuado para esta carga es un perfil en L ya que la empresa TESLA tiene gran stock de este tipo de perfil. Se analizará las dos condiciones de esfuerzo para evaluar cuál de los dos esfuerzos genera una deformación mayor, si por esfuerzo cortante o por momento flector.

Se calcula el perfil con el esfuerzo cortante máximo.

$$FS = 3$$

$$\tau_{ult} = 145 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ult} = FS \cdot \tau_{perm} \tag{6}$$

$$\tau_{perm} = \frac{\tau_{ult}}{FS} = 83.3 \text{ MPa}$$

Con el esfuerzo permisible podemos encontrar el área del perfil.

$$\tau_{perm} = \frac{V}{A} \tag{7}$$

$$A = \frac{V}{\tau_{perm}}$$

$$A = \frac{1471 \text{ N}}{83.3 \text{ Mpa}} = 0,000176 \text{ m}^2$$

$$A = 0,176 \text{ cm}^2$$

Se calcula el perfil con el esfuerzo de torsión.

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \tag{8}$$

I = momento de inercia

h = altura del perfil

c = distancia al centro de la pieza ($h/2$)

M = momento flector (232.6 Nm)

σ_{max} = esfuerzo permisible (83.3 Mp)

Para poder encontrar el momento de inercia del perfil en L es necesario sumar las dos inercias y de allí despejar la altura h .

$$I_t = I_1 + I_2$$

$$I_1 = I_2 = \frac{1}{12}bh^3 \quad (9)$$

$$I_t = 2\left(\frac{1}{12}bh^3\right) = \frac{bh^3}{6}$$

Se reemplaza el valor de la inercia total en la formula (8) inicial de esfuerzo máximo

$\sigma_{max} = Mc/I$ y de esta manera se obtiene la altura total del perfil.

$$\sigma_{max} = \frac{M \frac{h}{2}}{\frac{bh^3}{6}} = \frac{3M}{bh^2} = \frac{3M}{h^3}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{3M}{\sigma_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{3(232.6Nm)}{83.3MPa}} = 0.0203m$$

$$h = 2.03 \text{ cm}$$

Conocido la altura del perfil en L, y teniendo en cuenta el momento flector, el material del perfil y las tablas de los perfiles estándar que usan los fabricantes (Anexo A4) el perfil más adecuado es L1¼" x 1¼" x 1/8". Para este caso se va a construir con un perfil L 2" x 5/32" ya que el cliente tiene estos perfiles disponibles en stock.

Tabla 4-3 Propiedades de los perfiles en L (A5)

Designación tamaño x espesor		Peso	k	R	Gramil			Sujetadores		Propiedades de Torsión			Área	Ejes X-X y Y-Y				Eje W-W				Eje Z-Z					
					g	g ₁	g ₂	Diámetro Máximo	Espac. Recom.	J	C _w	r _s		I	S	r	x=y	I	S	r	e _w	I	S	r	e _z		
PERFIL	mm" x mm"	in x in	kg/m	mm	mm	mm	mm	mm	mm	in	mm	cm ⁴	cm ⁶	cm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
L	51 x 3	2 x 1/8	2.46	11.1	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.11	0.21	3.00	3.10	7.91	2.1	1.60	1.40	12.49	3.48	1.97	3.58	3.32	1.68	0.99	1.97
L	51 x 4	2 x 5/32	3.04	11.1	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.21	0.40	3.00	3.87	9.66	2.6	1.58	1.42	15.41	4.29	1.99	3.58	3.91	1.95	0.99	2.00
L	51 x 5	2 x 3/16	3.63	12.7	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.36	0.68	3.03	4.61	11.45	3.1	1.57	1.45	17.48	4.88	1.95	3.58	4.57	2.28	0.99	2.00
L	51 x 6	2 x 1/4	4.75	14.3	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	0.84	1.54	3.05	6.06	14.57	4.1	1.55	1.50	22.47	6.27	1.93	3.58	5.82	2.77	0.99	2.10
L	51 x 8	2 x 5/16	5.83	15.9	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	1.63	2.85	3.08	7.42	17.46	4.9	1.52	1.55	26.63	7.43	1.90	3.58	7.07	3.24	0.99	2.18
L	51 x 10	2 x 3/8	6.99	17.5	6.3	30	-	-	15.9	5/8	50	2.79	4.68	3.14	8.77	19.98	5.7	1.50	1.63	30.80	8.60	1.87	3.58	8.32	3.61	0.99	2.30

Una vez seleccionado el perfil y por fiabilidad de la construcción se decide incluir un tercer tornillo para la sujeción del perfil en L a la cola de milano. Como se puede observar en la *figura 22*, adicional a eso se realizó una simulación en el software SolidWorks con el fin de comprobar el comportamiento del perfil bajo la carga sometida. *Figura 21*.

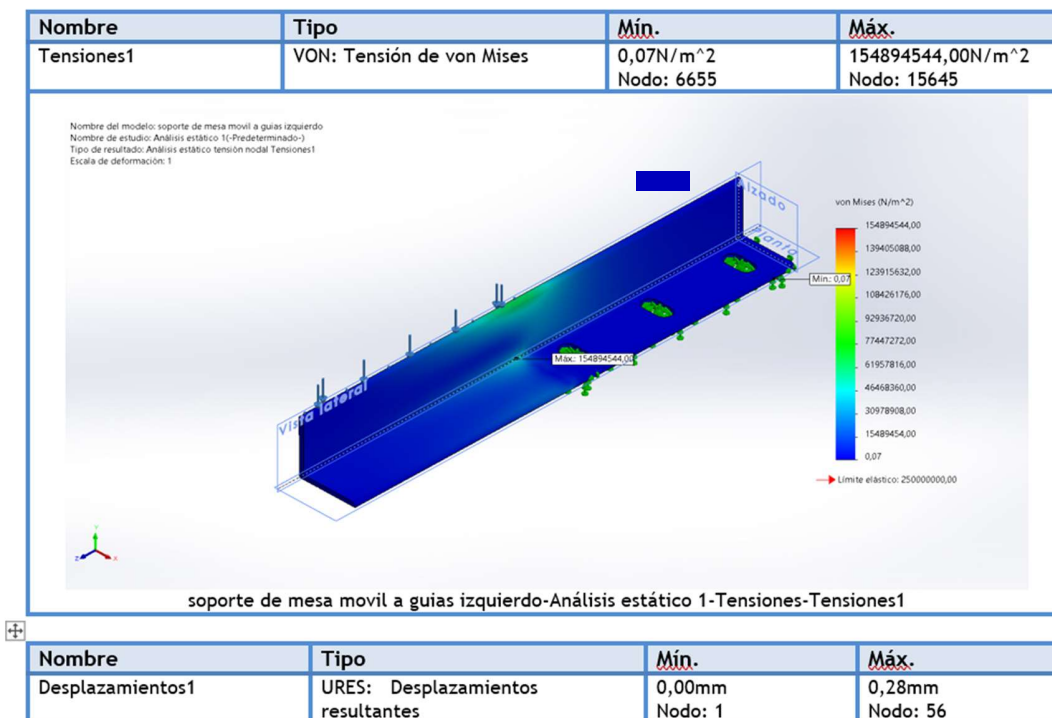
Figura 5-21 Datos simulación perfil L (Fuente propia)

Propiedades de estudio	
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	Automático
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\USER\OneDrive\Desktop\MAICOL HERRERA\UNIVERSIDAD\TESIS\PLANOS\MESA AJUSTABLE TESLA\MESA MOVIL V2\MESA A)

Unidades	
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Figura 5-22 Simulación de carga en perfil L (Fuente propia)

Resultados del estudio



En la figura 22 se observa la simulación de la carga sobre el perfil y se puede observar allí, que el desplazamiento máximo de la figura es de 0,28 mm lo que significa que es una deformación plástica y está dentro de los parámetros aceptables, la información de la simulación se encuentra en el anexo A2, se añade un tercer tornillo para la sujeción del ángulo a la cola de milano por una mayor fiabilidad y prolongando la vida útil de las piezas de la máquina.

Con la teoría Von Mises que dice que el esfuerzo prima dividido por la mitad tiene que ser menor al esfuerzo de fluencia, el esfuerzo del Acero ASTM A36 es de 250 MPa [15], en los resultados de la simulación de la Figura 20 muestra un esfuerzo máximo de 154,9 Mpa.

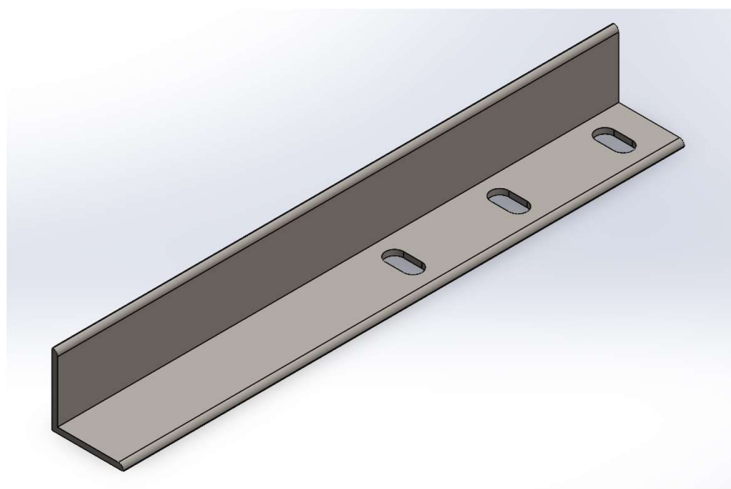
Para la selección de los tornillos que sujetan el perfil se consulta los catálogos de uno de los fabricantes más reconocidos **Fabricaciones Electromecánicas FEM S.A.S** que cuenta con una gran variedad de tornillos para este caso se usara tornillos milimétricos hexagonal de rosca total, en la *tabla 4* se encuentra la resistencia mínima a la tensión según su diámetro, paso y grado de resistencia.

Tabla 4-4 Resistencia a la tensión de los tornillos milimétricos. [A4]

Diámetro nominal (Nominal diameter) mm	Paso de la rosca (Pitch)	Área de esfuerzo (Nominal stress area) mm ²	Clase de resistencia (Property class)									
			5.8		8.8		9.8		10.9		12.9	
			Carga de prueba (Proof load) N	Resistencia mínima a la tensión (Tensile strength) N	Carga de prueba (Proof load) N	Resistencia mínima a la tensión (Tensile strength) N	Carga de prueba (Proof load) N	Resistencia mínima a la tensión (Tensile strength) N	Carga de prueba (Proof load) N	Resistencia mínima a la tensión (Tensile strength) N	Carga de prueba (Proof load) N	Resistencia mínima a la tensión (Tensile strength) N
Paso Ordinario (Coarse Pitch)												
6	1	20,1	7 640	10 400	11 600	16 100	13 100	18 100	16 700	20 900	19 500	24 500
7	1	28,9	11 000	15 000	16 800	23 100	18 800	26 000	24 000	30 100	28 000	35 300
8	1,25	36,6	13 900	19 000	21 200	29 200	23 800	32 900	30 400	38 100	35 500	44 600
10	1,5	58,0	22 000	30 200	33 700	46 400	37 700	52 200	48 100	60 300	56 300	70 800
12	1,75	84,3	32 000	43 800	48 900	67 400	54 800	75 900	70 000	87 700	81 800	103 000

Con ayuda de la tabla anterior que se encontró en el catálogo del fabricante, anexo A3 el tornillo más adecuado para soportar una fuerza de 1304N, es un tornillo 6 mm de grado 5.8 que soporta una tensión de 10400N. Debido a la gran cantidad de tornillería M12 de grado 8.8 que maneja en stock TESLA, se utilizan 3 tornillos de estas características, en la siguiente figura se observa el diseño final del perfil.

Figura 5-23 Diseño final del perfil para el soporte principal (Fuente propia)

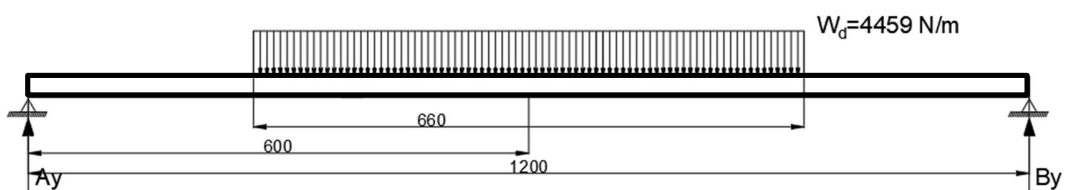


En la *figura 23* se observa el diseño final del perfil, donde se concluye que se fabricará en perfil tipo “L” de 2x2x5/32, y la sujeción del perfil a la cola de milano se hará por medio de 3 tornillos M12 grado 8.8, Adicionalmente se hizo con una ranura de 25 mm para facilitar el montaje y la construcción de la mesa, en los planos adjuntos anexo A16 se observa los planos detallados de esta pieza.

5.2.2 Cálculo de dimensiones para el perfil cuadrado de la mesa.

La estructura que se va a analizar a continuación hace parte de la mesa móvil del sistema, la cual es la encargada de graduar el ancho de la mesa para que se pueda ajustar a las dimensiones de los diferentes transformadores. El perfil que se usara es un perfil estructural cuadrado ya que por su comercialización y propiedades mecánicas es uno de los más indicados para este tipo de estructuras, a continuación, se realiza un diagrama de cuerpo libre con el fin de identificar los apoyos, dimensiones y reacciones a las que va a estar sometida la estructura *figura 24*.

Figura 5-24 Diagrama de cuerpo libre (Fuente propia)



Con el diagrama de cuerpo libre anterior se pueden calcular las reacciones A_y y B_y para determinar las dimensiones del perfil sin que exista una flexión fuera de los parámetros adecuados

de funcionamiento. El peso del núcleo del transformador es de 600 Kg este peso está distribuido en 2 mesas es decir que cada una de las mesas debe estar diseñada para soportar una carga de 300 Kg, esta carga se denominara $F_T = 2943\text{N}$ y se analizara como una carga distribuida a lo largo de una distancia de 0,66 m.

$W_d = \text{Carga distribuida}$

$$W_d = \frac{F_T}{d} \quad (10)$$

$$W_d = \frac{2943\text{N}}{0,66\text{m}} = 4459 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Conociendo la carga distribuida de 4459 N/m que equivale a una carga puntual de 2943N se realiza la sumatoria de momento en el punto A para determinar la reacción en uno de los apoyos.

$$\sum \mathbf{MA} = 0 \quad (2)$$

$$\sum \mathbf{MA} = FT(0,6\text{m}) + By(1,2\text{m})$$

$$\sum \mathbf{MB} = -2943\text{N}(0,6\text{m}) + By(1,2\text{m})$$

$$By = 1471,5 \text{ N}$$

Una vez obtenido el valor de By se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje y para encontrar el valor de la otra reacción Ay .

$$\sum \mathbf{Fy} = 0 \quad (3)$$

$$\sum \mathbf{Fy} = -FT + By + Ay$$

$$\sum \mathbf{Fy} = -2943\text{N} + 1471,5 \text{ N} + Ay$$

$$Ay = 1471,5\text{N}$$

Con el diagrama de cuerpo libre *Figura 24* y los cálculos realizados, se encontrarán las fuerzas de las reacciones en los extremos donde se soportar la carga del transformador, allí se puede observar que A_y y B_y son iguales esto se debe a la simetría del diagrama de cuerpo libre. A continuación, se trazará el diagrama de fuerza cortante y momento flector, para ello se emplea el método de las áreas.

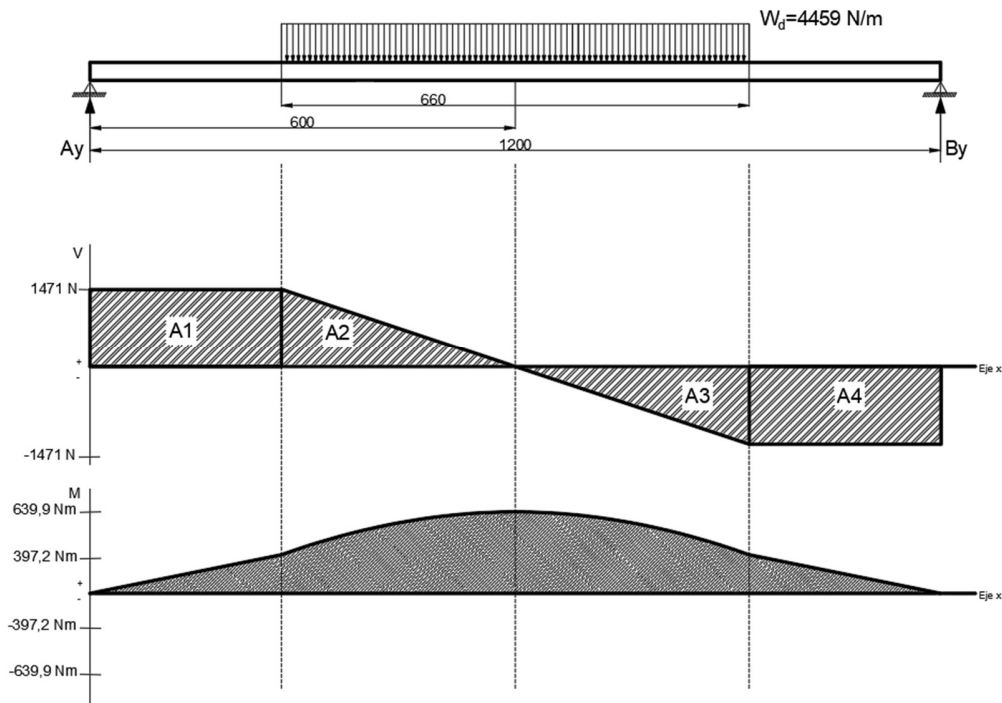
$$A_1 = bh \quad A_1 = (0,270m)(1471N) = 397,2Nm \quad (5)$$

$$A_2 = \frac{bh}{2} \quad A_2 = \frac{(0,6m)(1471N)}{2} = 441,3Nm \quad (4)$$

$$A_3 = \frac{bh}{2} \quad A_3 = \frac{(0,6m)(1471N)}{2} = 441,3Nm \quad (4)$$

$$A_4 = bh \quad A_4 = (0,270m)(1471N) = 397,2Nm \quad (5)$$

Figura 5-25 Diagrama de fuerza cortante y momento flector. (Fuente propia)



En la *Figura 24* se observa el diagrama de fuerza cortante y momento flector al cual estará sometido el perfil estructural. A continuación, se calculará el esfuerzo permisible con un factor de seguridad 3 *figura 9* para poder determinar las dimensiones del perfil adecuado para usar en esta estructura sometida a las cargas mencionadas anteriormente.

$$FS = 3$$

$$\tau_{ult} = 270 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ult} = FS \cdot \tau_{perm} \tag{6}$$

$$\tau_{perm} = \frac{\tau_{ult}}{FS} = 90 \text{ MPa}$$

Una vez obtenido el esfuerzo permisible de 90 MPa con el factor de seguridad 3 se calculará el área del perfil con una fuerza cortante de 2943N,

$$\tau_{perm} = \frac{V}{A} \tag{7}$$

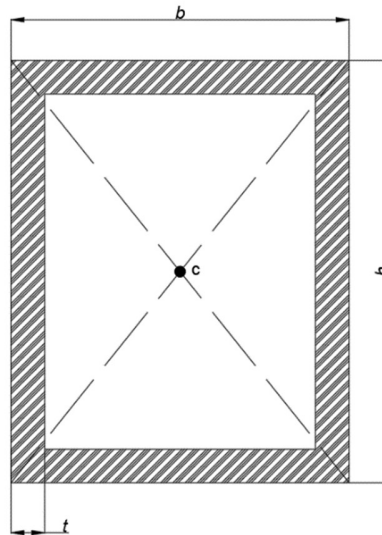
$$A = \frac{V}{\tau_{perm}}$$

$$A = \frac{2943N}{90 \text{ MPa}} = 0,0000327m^2$$

$$A = 0,327cm^2$$

Ahora se procede a analizar el perfil con un esfuerzo permisible de 90 Mpa y el factor de seguridad 3, para ellos se supondrá que el perfil es de un calibre 16 que equivale a un grosor $t=1,5$ mm con este dato se puede calcular el momento de inercia y determinamos la altura de dicho perfil, de no cumplir con la resistencia adecuada se debe seleccionar otro calibre y realizar nuevamente el cálculo,

Figura 5-26 Perfil cuadrado (Fuente propia)



$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

(8)

I = momento de inercia = $I_1 - I_2$

h = altura del perfil

c = distancia al centro de la pieza ($h/2$)

M = momento flector (639,9 Nm)

σ_{max} = esfuerzo permisible (90 MPa)

Como no se puede calcular la inercia del perfil porque no se conocen las dimensiones del mismo, se asumirá que se va a usar una varilla maciza cuadrada y así se puede calcular la altura, con la altura de la varilla cuadrada maciza se calcula la inercia una vez obtenida la inercia se compara en la tabla de los fabricantes que tiene los datos de las inercias de cada uno de los perfiles, de esta manera procederemos a hacer la selección del perfil cuadrado y recalculamos nuevamente el esfuerzo al que estará sometido

$$I_{vc} = \frac{1}{12}bh^3 = \text{inercia de la varilla cuadrada} \quad (11)$$

Remplazamos los valores en la fórmula de esfuerzo máximo

$$\sigma_{max} = \frac{M \frac{h}{2}}{\frac{bh^3}{12}} = \frac{6Mh}{bh^3} = \frac{6M}{h^3}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{6M}{\sigma_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{6(639,9Nm)}{90MPa}} = 0.034m$$

$$I_{vc} = \frac{1}{12}(0.034m)(0.034m)^3$$

$$I_{vc} = 1.1136 \times 10^{-7} m^4 = 11.13 \text{ cm}^4$$

Figura 5-27 Momentos de inercial en perfiles cuadrados

PERFIL CUADRADO													
CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACIÓN							PROPIEDADES ESTADÍSTICAS						
TAMAÑO PERFIL				ESPESOR DE PARED e mm	PESO		ÁREA cm ²	FLEXIÓN			TORSIÓN		
TAMAÑO NOMINAL		REAL			NEGRO (kg/m)	GALV. (kg/m)		MOMENTO INERCI Ix = Iy cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO Sx = Sy cm ³	RADIO DE GIRO rx = ry cm	MÓDULO PLÁSTICO Zx = Zy cm ³	MOMENTO INERCI J cm ⁴	MÓDULO ELÁSTICO B cm ³
PULG.	MM	d mm	b mm										
1 X 1	25 X 25	25,00	25,00	1,50	1,06	1,23	1,35	1,22	0,97	0,95	1,17	2,03	1,48
	25 X 25	25,00	25,00	2,00	1,36	1,60	1,73	1,48	1,19	0,93	1,47	2,58	1,82
	25 X 25	25,00	25,00	2,50	1,64	1,90	2,09	1,69	1,35	0,90	1,71	3,07	2,11
1 4/7 X 1 4/7	40 X 40	40,00	40,00	1,50	1,77	1,90	2,25	5,49	2,75	1,56	3,22	8,77	4,13
	40 X 40	40,00	40,00	2,00	2,31	2,49	2,94	6,94	3,47	1,54	4,13	11,36	5,25
	40 X 40	40,00	40,00	2,50	2,82	2,98	3,59	8,22	4,11	1,51	4,97	13,79	6,25

Se puede observar que el momento de inercia más cercano al cálculo para la varilla maciza cuadra de el de un perfil de (40 x 40 x 2) mm sometido a una torsión es de 11.36 cm^4 , por lo tanto, se hará el análisis nuevamente del comportamiento del esfuerzo máximo con este perfil.

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (8)$$

Remplazamos lo valores obtenidos anteriormente

$$\sigma_{max} = \frac{(639.9Nm)(0,02m)}{6,94 \times 10^{-8} m^4} = 233MPa$$

Conocido la altura del perfil estructural cuadrado, teniendo en cuenta el momento flector, el material del perfil y las tablas de los perfiles estándar que usan los fabricantes Anexo A5, el perfil más adecuado según el cálculo anterior es uno de (40 x 40 x 2) mm. Se revisa los catálogos de uno de los fabricantes más reconocidos de este tipo de perfilería anexo A4 y A5, para verificar las características del perfil que se necesita para esta aplicación.

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (8)$$

Remplazamos lo valores obtenidos anteriormente

$$\sigma_{max} = \frac{(639.9Nm)(0,02m)}{5,49 \times 10^{-8}m^4} = 184.4MPa$$

Con este valor se concluye que el tubo cuadrado (40 x 40 x 2) de material ASTM A500 soportar el momento flector de 639.9Nm, que se encontró con ayuda del diagrama fuerza cortante y momento flector (*Figura 24*). ya que es menor al esfuerzo máximo del material 270Mpa. De igual manera se realizó una simulación en SolidWorks para corroborar el resultado obtenido don los cálculos anteriores.

Figura 5-28 Datos Simulación cargas estructura mesa móvil (fuente propia)

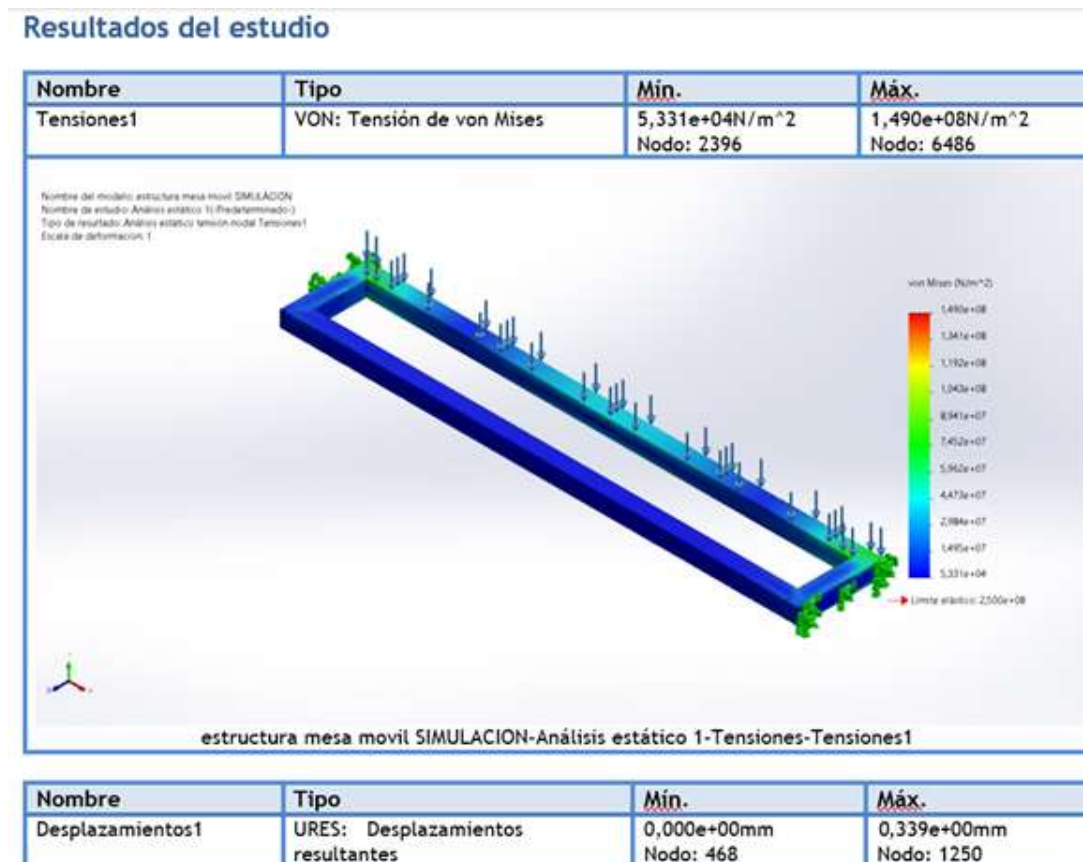
Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	Automático
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\USER\OneDrive\Desktop\MAICOL HERRERA\UNIVERSIDAD\TESIS\PLANOS\MESA AJUSTABLE TESLA\SIMULACIONES)

Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Figura 5-29 Simulación cargas estructura mesa móvil (fuente propia)



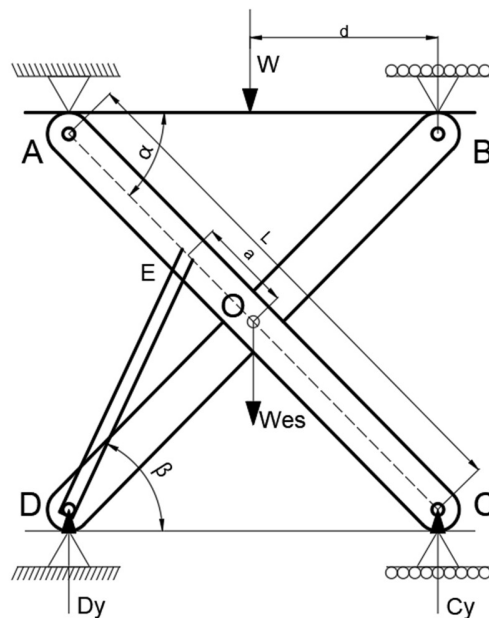
Se puede evidenciar en la *figura 30* con la simulación hecha que el perfil cumple con las características necesarios para las fuerzas y reacciones a las que estará sometido, ya que reporta la carga de 1471 N con un desplazamiento de un 0,34 mm, es un desplazamiento permisible teniendo en cuenta las propiedades mecánicas de este material. El estudio completo de la simulación se encuentra en el anexo A6 de este documento.

Con la teoría Von Mises que dice que el esfuerzo prima dividido por la mitad tiene que ser menor al esfuerzo de fluencia, el esfuerzo del Acero ASTM A36 es de 250 MPa [15], en los resultados de la simulación de la *Figura 30* muestra un esfuerzo máximo de 149 Mpa.

5.2.3 Cálculo para el dimensionamiento de la tijera

Para que la mesa de trabajo pueda subir y bajar a la posición deseada se diseñara un sistema de elevación con tijeras y un mecanismo de accionamiento con cilindros hidráulicos, a continuación, se trazará un diagrama de cuerpo libre para visualizar las fuerzas que se ejerce sobre las platinas que componen las tijeras.

Figura 5-30 Diagrama de cuerpo libre para tijera (Fuente propia)



W =Peso del transformador

W_{es} =Peso de la estructura

A-B= Mecanismo 1 de la tijera

D-E=Mecanismo 2 de la tijera

O= Centro común para las tijeras

α = Angulo de inclinación de la tijera respecto a la horizontal.

β =Angulo de inclinación del cilindro respecto a la horizontal

L= Longitud de la tijera

a=Distancia desde el centro hasta la posición del cilindro

$\alpha=40,7^\circ$

$\beta=65.4^\circ$

Cy y Dy= Reacciones en los apoyos C y D respectivamente

El sistema de elevación tipo tijeras, es utilizado con frecuencia para la elevación de cargas pesadas como motocicletas o herramientas de trabajo en alturas, este sistema que se plantea en la *Figura 30*, tiene límites de trabajo entre una altura mínima y una altura máxima, a medida que realiza el desplazamiento el ángulo β y α cambian, al igual que el desplazamiento del cilindro hidráulico DE. Para poder determinar en qué posición los esfuerzos son mayores, se debe calcular las reacciones con el ángulo mínimo y máximo que puede llegar a tener la tijera con respecto al eje x.

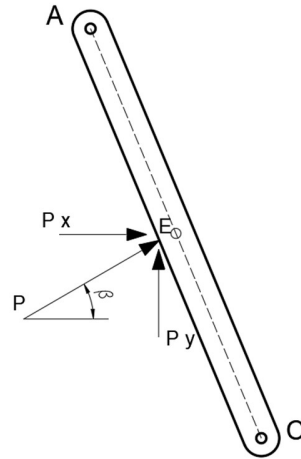
Resolvemos

$$Dy = Cy = \frac{W+Wes}{2} \quad (13)$$

Las reacciones de las fuerzas Dy y Cy se pueden descomponer de la anterior manera debido a que se analiza únicamente el mecanismo 1 de la tijera A-C, en la *Figura 30* el diagrama de cuerpo libre se dibuja de forma general para poder visualizar cada uno de los componentes del sistema de elevación de la tijera.

descomposición de las fuerzas que ejerce el cilindro en la tijera

Figura 5-31 Descomposición de fuerzas del cilindro (Fuente propia)

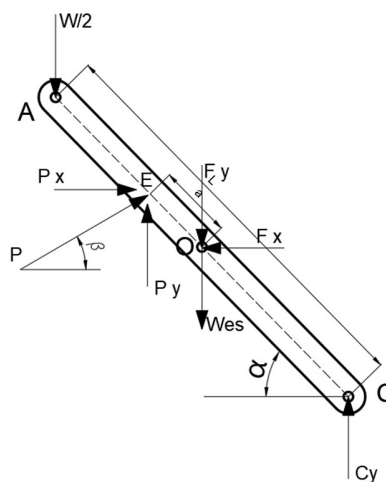


$$\text{Sen}\beta = \frac{Py}{P} \rightarrow Py = P * \text{Sen}\beta$$

$$\text{Cos}\beta = \frac{Px}{P} \rightarrow Px = P * \text{Cos}\beta$$

Diagrama de cuerpo libre para un segmento A-C de la tijera, tiene una fuerza que actúa sobre el pasador y se descompone en dos fuerzas F_y y F_x , estas fuerzas están ubicadas en el punto O del Diagrama de cuerpo libre.

Figura 5-32 Diagrama de cuerpo libre sección A, C (Fuente propia)



Con todas las fuerzas ubicadas en el diagrama de cuerpo libre anterior de la *Figura 33*, se debe empezar haciendo la sumatoria de fuerzas en el eje Y, y en el eje X.

Sumatoria de fuerzas en X

$$\sum F_x = P_x - F_x = 0 \rightarrow P_x = F_x$$

Sumatoria de fuerzas en Y

$$\sum F_y = -\frac{W}{2} + P_y - F_y - \frac{Wes}{2} + C_y = 0$$

Con el valor de $D_y = C_y$ encontrados en el al inicio del ejercicio, se reemplaza el valor de C_y en la ecuación anterior para poder continuar con la sumatoria de fuerzas en el eje Y. A continuación, se observa el valor de C_y encontrado anteriormente.

$$D_y = C_y = \frac{W+Wes}{2} \tag{13}$$

Se reemplaza C_y en la sumatoria de fuerzas.

$$\sum F_y = -\frac{W}{2} + P_y - F_y - \frac{Wes}{2} + \frac{W + Wes}{2} = 0$$

$$\sum F_y = P_y - F_y = 0$$

$$\sum F_y = P_y = F_y$$

$$\sum F_y = P_y = F_y = P * \text{Sen}\beta$$

Una vez obtenido el valor enunciado de P_y y F_y , se realiza la sumatoria de momentos en el punto C de la estructura, esto con el fin de encontrar el valor de la fuerza que ejerce el cilindro hidráulico sobre la estructura.

$$\sum M_c = 0 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \sum M_c = & \left(\frac{Wes}{2} * \frac{L}{2} * \text{Cosa} \right) + \left(\frac{W}{2} * L\text{Cosa} \right) - P * \text{Sen}\beta * \left(\frac{L}{2} + a \right) * \text{Cosa} + F_y * \frac{L}{2} * \text{Cosa} \\ & - \left(P * \text{Cos}\beta * \left(\frac{L}{2} + a \right) * \text{Sen}\alpha \right) + F_x * \frac{L}{2} * \text{Sen}\alpha = 0 \end{aligned}$$

Reemplazar valores conocidos.

$$\begin{aligned} \sum M_c = & \left(\frac{Wes}{2} * \frac{L}{2} * \text{Cosa} \right) + \left(\frac{W}{2} * L\text{Cosa} \right) - P * \text{Sen}\beta * \left(\frac{L}{2} + a \right) + P * \text{Sen}\beta * \frac{L}{2} * \text{Cosa} - P \\ & * \text{Cos}\beta * \left(\frac{L}{2} + a \right) * \text{Sen}\alpha + P * \text{Cos}\beta * \left(\frac{L}{2} + a \right) * \text{Sen}\alpha = 0 \end{aligned}$$

Sacamos factor común P.

$$\begin{aligned} \sum M_c = & \left(\frac{Wes}{2} * \frac{L}{2} * \text{Cosa} \right) + \left(\frac{W}{2} * L\text{Cosa} \right) \\ & + P \left[-\text{Sen}\beta * \left(\frac{L}{2} + a \right) * \text{Cosa} + \text{Sen}\beta * \frac{L}{2} * \text{Cosa} - \text{Cos}\beta * \left(\frac{L}{2} + a \right) * \text{Sen}\alpha \right. \\ & \left. + \text{Cos}\beta * \frac{L}{2} * \text{Sen}\alpha \right] = 0 \end{aligned}$$

Sacamos factor común $\text{Sen}\beta * \text{Cosa}$ y $\text{Cos}\beta * \text{Sen}\alpha$.

$$\sum Mc = \left(\frac{Wes}{2} * \frac{L}{2} * \text{Cosa}\alpha\right) + \left(\frac{W}{2} * LCosa\alpha\right) + P \left[\text{Sen}\beta * \text{Cosa}\alpha \left(-\left(\frac{L}{2} + a\right) + \frac{L}{2}\right) + \text{Cos}\beta * \text{Sena}\alpha \left(-\left(\frac{L}{2} + a\right) + \frac{L}{2}\right) \right] = 0$$

Se realiza la suma de términos semejantes y factor común de **a**.

$$\sum Mc = \left(\frac{Wes}{2} * \frac{L}{2} * \text{Cosa}\alpha\right) + \left(\frac{W}{2} * LCosa\alpha\right) + P[(a(\text{Sen}\beta * \text{Cosa}\alpha + \text{Cos}\beta * \text{Sena}\alpha))] = 0$$

En este punto de la ecuación aplicamos la identidad trigonométrica para **Senβ*Cosα** y

Cosβ*Sena.

$$\text{Sen}\beta * \text{Cosa}\alpha + \text{Cos}\beta * \text{Sena}\alpha = \text{Sen}(\alpha + \beta) \quad (14)$$

Con este valor de la identidad trigonométrica se reemplaza en la siguiente ecuación para poder continuar simplificando la ecuación de la $\sum Mc$.

$$\sum Mc = \left(\frac{Wes}{2} * \frac{L}{2} * \text{Cosa}\alpha\right) + \left(\frac{W}{2} * LCosa\alpha\right) + P(a * \text{Sen}(\alpha + \beta)) = 0$$

Sacamos factor común **L*Cosα**.

$$\sum Mc = \left(L * \text{Cosa}\alpha \left(\frac{Wes}{2} * \frac{1}{2}\right) + \left(\frac{W}{2}\right)\right) + P(a * \text{Sen}(\alpha + \beta)) = 0$$

$$\sum Mc = \left(L * \text{Cosa}\alpha \left(\frac{Wes}{4} + \frac{W}{2}\right)\right) + P(a * \text{Sen}(\alpha + \beta)) = 0$$

De la ecuación anterior se despeja P, que representa la fuerza que ejerce el cilindro hidráulico sobre la estructura.

$$P = \frac{L * \text{Cos} \alpha \left(\frac{W_{es}}{4} + \frac{W}{2} \right)}{a * \text{Sen} (\alpha + \beta)} \quad (15)$$

Con la ecuación obtenida para P, se debe remplazar los valores conocidos para determinar el valor la fuerza que debe ejercer el cilindro ED.

$$L = 0,75 \text{ m}$$

$$a = 0,225 \text{ m}$$

$$\alpha = 40,7^\circ$$

$$\beta = 65,4^\circ$$

$$W = 300 \text{ Kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 2943 \text{ N}$$

$$W_{es} = 50 \text{ Kg} * 9,81 \text{ m/s}^2 = 490 \text{ N}$$

W: la masa total del transformador es de 600 Kg (fuente TESLA) como el transformador está en reposando entre dos mesas se reduce la carga a las mitas por esta razón se calcula el sistema con una masa de 300 Kg.

Wes: Este es un valor tentativo de la masa y se asumió debido a que el peso por unidad de longitud de una platina de 4" x 3/8" es 7,6 Kg/m, que puede ser una opción con la que se fabrique la tijera, la tijera está compuesta por 6,5 metros de platina que pesarían 46,74 Kg por esta razón se toma un valor de 50 Kg aproximadamente, este se puede corregir una vez hecho el cálculo.

Tabla 5-5 Características perfil (A4)

Designación						Peso		Área	Eje X - X			Eje Y - Y			
PERFIL	**a	x	t	in	x	in	kg/m		lb/ft	I	S	r	I	S	r
	mm	x	mm	in	x	in			cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm
SOL	102	x	6	4	x	1/4	5.06	3.40	6.45	55.50	10.92	2.93	0.22	0.04	0.18
SOL	102	x	8	4	x	5/16	6.32	4.25	8.06	69.37	13.66	2.93	0.42	0.08	0.23
SOL	102	x	10	4	x	3/8	7.60	5.10	9.68	83.25	16.39	2.93	0.73	0.14	0.27
SOL	102	x	11	4	x	7/16	8.86	5.95	11.29	97.12	19.12	2.93	1.16	0.23	0.32
SOL	102	x	13	4	x	1/2	10.13	6.81	12.90	111.00	21.85	2.93	1.73	0.34	0.37
SOL	102	x	16	4	x	5/8	12.66	8.51	16.13	138.75	27.31	2.93	3.39	0.67	0.46
SOL	102	x	19	4	x	3/4	15.19	10.21	19.35	166.50	32.77	2.93	5.85	1.15	0.55
SOL	102	x	25	4	x	1	20.26	13.61	25.81	221.99	43.70	2.93	13.87	2.73	0.73

Se reemplaza los valores en la fórmula para obtener la fuerza que debe ejercer el cilindro, cuando se encuentra en la posición más baja,

$$P = \frac{0,75m * \cos(40,7^\circ) \left(\frac{490}{4} + \frac{2943N}{2} \right)}{0,225 * \sin(40,7^\circ + 6,4^\circ)} = 4192.66N \quad (15)$$

Esta misma fórmula será usada para determinar la fuerza que debe ejercer el cilindro cuando se encuentra en la posición más alta, la cual tiene relación con los siguientes datos.

$$L = 0,75m$$

$$a = 0,225 m$$

$$\alpha = 64,7^\circ$$

$$\beta = 80^\circ$$

$$W = 300 Kg * 9,81 \frac{m}{s^2} = 2943N$$

$$Wes = 50 Kg * 9,81 \frac{m}{s^2} = 490N$$

$$P = \frac{0,75m * \cos(64,7^\circ) \left(\frac{2943N}{4} + \frac{490N}{2} \right)}{0,225 * \sin(64,7^\circ + 80^\circ)} = 3929.5N \quad (15)$$

Con el valor máximo encontrado de la fuerza del cilindro $P=4192.66\text{N}$ cuando el cilindro está en la posición más baja, podemos encontrar los valores de las fuerzas P_x , P_y y F_x y F_y , y de esta manera continuar con el análisis de las reacciones que se ejercen sobre la tijera.

$$P = 4192\text{N}$$

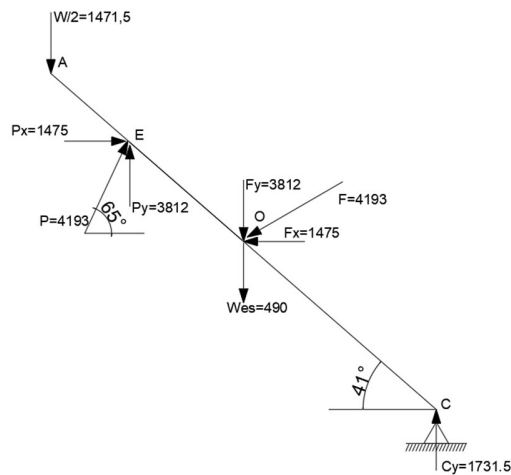
$$P_y = F_y = P * \text{Sen}\beta = 3811.5\text{N}$$

$$P_x = F_x = P * \text{Cos}\beta = 1475\text{N}$$

$$D_y = C_y = \frac{W + W_{es}}{2} = \frac{(2943 + 490\text{N})}{2} = 1731.5\text{N}$$

Con el valor obteniendo para las fuerzas $P_y=F_y= 3811.5$ y $P_x =F_x=1471$, y usando la ecuación anterior para el valor de D_y y C_y , se dibuja nuevamente el diagrama de cuerpo libre para la tijera.

Figura 5-33 Fuerzas que actúan sobre las platinas de la tijera (Fuente propia)



Para poder dibujar el diagrama de fuerza cortante y momento flector debemos seguir descomponiendo las fuerzas de tal manera que queden ortogonales a la platina, para esto se realiza

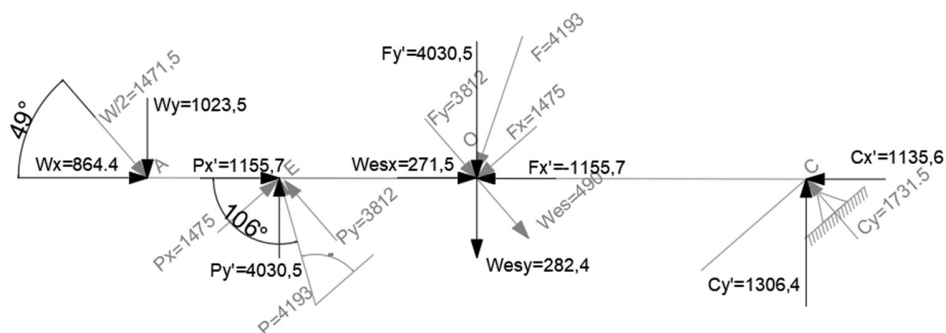
una tabla con el cambio de Angulo en las fuerzas, a continuación, se encuentra la tabla que relaciona las fuerzas y los ángulos nuevos con los que se realiza el cálculo.

Tabla 5-6 Cambio de Angulo para cálculos de la tijera (Fuente propia)

Ítem	Variable	Fuerza(N)	Angulo	componente x	Dirección	componente y	Dirección
1	W/2	1471	49°	W/2x = 864,4	+	W/2y= 1023,5	-
2	P	4193	74°	Px'= 1155,7	+	Py'= 4030,5	+
3	F	4193	74°	Fx'= 1155,7	-	Fy= 4030,5	-
4	Wes	490	49°	Wesx= 271,5	+	Wesy= 282,4	-
5	Cy	1731,5	49°	Cx'= 1135,6	-	Cy'= 1306,4	+

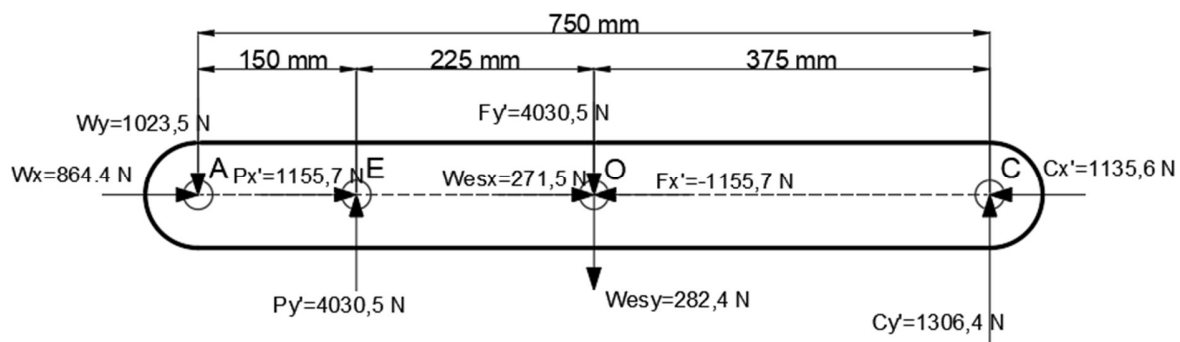
En la *tabla 6*, columna Fuerza (N) se encuentra la magnitud de las fuerzas que actúan sobre la tijera, y en la columna de componentes en X, y componentes en Y se especifica la magnitud y la dirección de cada fuerza en sus respectivos eje X y eje Y. Una vez obtenida la descomposición de las fuerzas se dibujan un nuevo diagrama de cuerpo libre con el fin de ubicar las fuerzas axiales sobre la platina de la tijera.

Figura 5-34 Fuerzas axiales que actúan sobre la platina (Fuente propia)



Teniendo las fuerzas axiales y las componentes de estas mismas, se dibuja nuevamente un diagrama de cuerpo libre *Figura 35* de una de las platinas que componen la tijera. Allí se pueden observar las dimensiones de la platina y las reacciones que se ejercen en cada uno de sus apoyos.

Figura 5-35 Diagrama de fuerzas normales (Fuente propia)



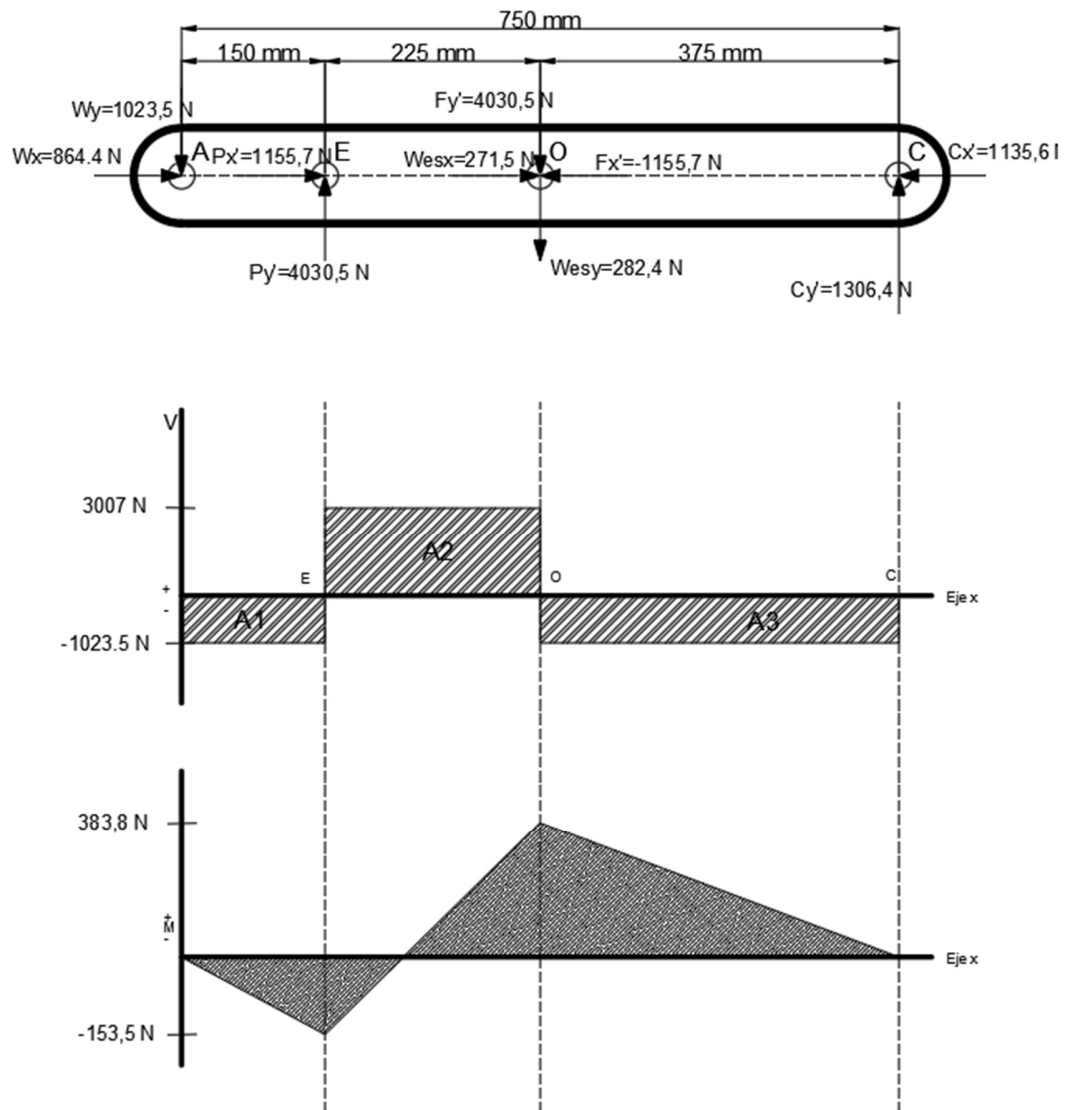
Para el diagrama de cuerpo libre de la *Figura 35* y las fuerzas que se aplican, se trazará el diagrama de fuerza cortante y momento flector, para ello se emplea el método de las áreas.

$$A_1 = bh \quad A_1 = (0,150m)(-1023,5N) = -153,5Nm \quad (5)$$

$$A_2 = bh \quad A_2 = (0,225m)(2937,5) = 537,3 \quad (5)$$

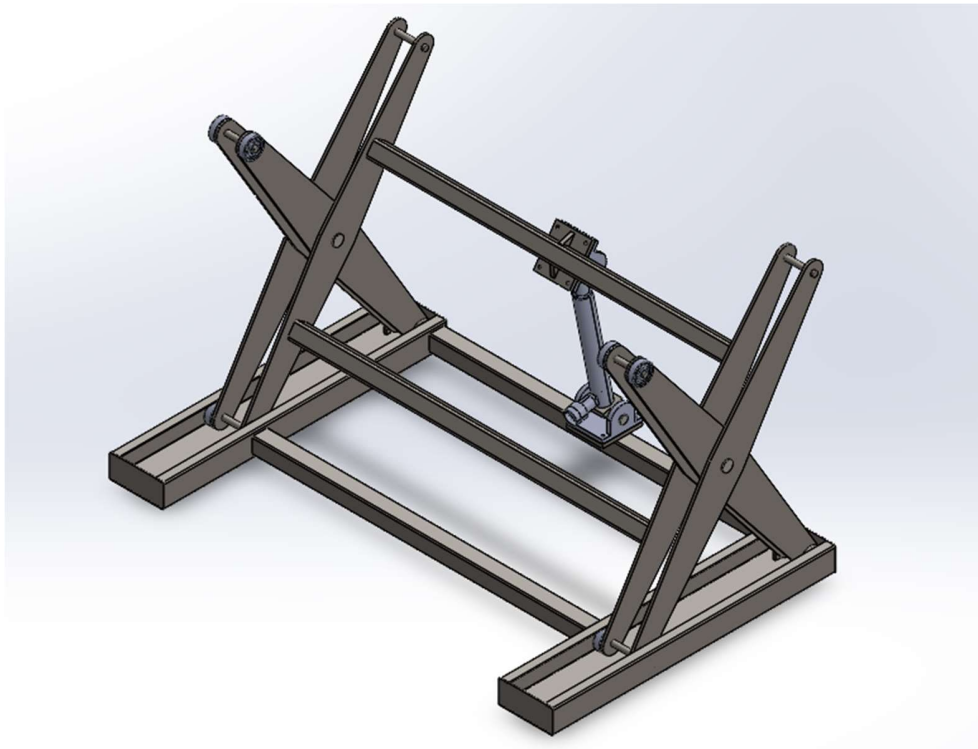
$$A_3 = bh \quad A_3 = (0,375m)(-1023,5) = -383,8 \quad (5)$$

Figura 5-36 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector (Fuente propia)



A lo largo de los cálculos realizados anteriormente, se determinaron las fuerzas que actúan sobre una tijera construida con una lámina de 4" de alto y 5/8" de ancho, ahora se va hacer un diseño para que el mecanismo funciones con 4 tijeras y un solo cilindro hidráulico. Con la inercia en el eje Y-Y del perfil de 4" de alto y 1/4".

Figura 5-37 Diseño sistema de elevación (Fuente propia)



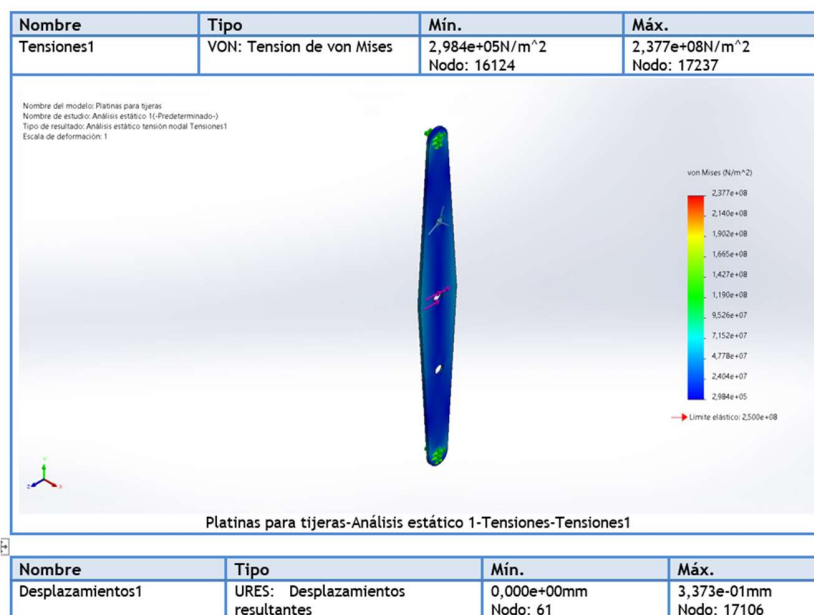
En la *figura 38* se puede observar el diseño final del sistema de elevación con un mecanismo de 2 tijeras dobles, que se construirá con un perfil de 4" de ancho y 1/4" de espesor, para corroborar el buen funcionamiento del perfil y el diseño se realizará una simulación en SolidWorks aplicando las cargas del transformador.

Figura 5-38 Datos simulación platina tijeras (Funete propia)

Propiedades de estudio	
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	Automático
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\USER\OneDrive\Desktop\MAICOL HERRERA\UNIVERSIDAD\TESIS\PLANOS\MESA AJUSTABLE TESLA\SIMULACIONES)

Unidades	
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Figura 5-39 Simulación de cargas para perfil de la tijera (Fuente propia).



En la *figura 40* que representa el análisis de las fuerzas que se ejercen en la platina con la cual se construirá la tijera, se puede observar que la deformación máxima es de 0,34 mm, lo que significa que es una deformación muy pequeña, y es aceptable para este tipo de construcciones, debido al material que se está usando, acero ASTM A36 la simulación completa se encuentra en el anexo A7.

Con la teoría Von Mises que dice que el esfuerzo prima dividido por la mitad tiene que ser menor al esfuerzo de fluencia, el esfuerzo del Acero ASTM A36 es de 250 MPa [15], en los resultados de la simulación de la *Figura 40* muestra un esfuerzo máximo de 237 Mpa.

5.2.4 Cálculo de pasadores para tijera.

Para el cálculo de los pasadores que actúan sobre la tijera asociados anteriormente en la sección 5.2.3 se usará el diagrama de fuerza cortante y momento flector *Figura 37* con estos esfuerzos se calculará el diámetro mínimo del eje, considerando el empleo de un acero AISI 1020, este material es bastante comercial y muy poco costoso, cuyas propiedades se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 5-7 Propiedades del acero AISI 1020

PROPIEDADES DE DISEÑO PARA LOS ACEROS AL CARBÓN Y ALEADOS							
Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estirado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121

Nota: Propiedades comunes a todos los aceros al carbón y aleados:

Relación de Poisson: 0.27

Módulo de cortante: 11.5×10^6 psi; 80 GPa

Coefficiente de dilatación térmica: 6.5×10^{-6} °F⁻¹

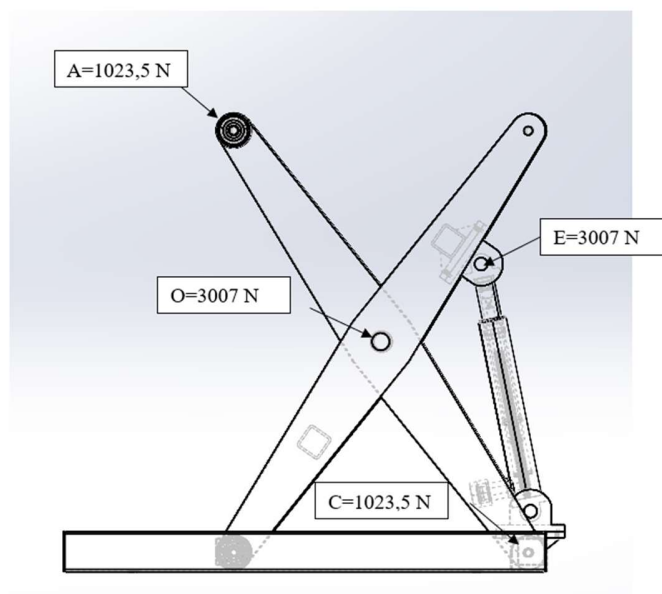
Densidad: 0.283 lb/pulg³; 7680 kg/m³

Módulo de elasticidad: 30×10^6 psi; 207 GPa

Módulo de tracción: 441 Mpa

A continuación, se aplicará un factor de seguridad de 3 a los esfuerzos del material, con ese esfuerzo último se puede determinar el diámetro mínimo de los pasadores. En la siguiente *figura 41* se observa el nombre y la ubicación de cada uno de los pasadores.

Figura 5-40 Ubicación de pasadora en sistema de elevación (Fuente propia)



Con ubicación de los pasadores en la figura anterior se y los datos de *tabla 7* que nos indica las propiedades del acero AISI 1020, utilizamos las fórmulas para encontrar los esfuerzos permisibles por fuerzas cortantes y momento flector.

Esfuerzo por cortante.

$$\sigma_{max} = FS \cdot \sigma_{perm}$$

$$\sigma_{perm} = \sigma_{max} / FS$$

$$\sigma_{perm} = (80 \text{ GPa}) / 1.3$$

$$\sigma_{perm} = 61,5 \text{ GPa}$$

$$\tau = \frac{V}{\frac{\pi}{4} d^2}$$

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi \tau_{perm}}}$$

Esfuerzo por momento flector

$$\sigma_{max} = FS \cdot \sigma_{perm}$$

$$\sigma_{perm} = \sigma_{max}/FS$$

$$\sigma_{perm} = (441 \text{ MPa})/1.3$$

$$\sigma_{perm} = 339.2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M}{\frac{1}{4}\pi r^3}$$

$$r^3 = \frac{M}{\frac{1}{4}\pi \sigma_{max}}$$

Con la ayuda de la formulas anteriores para dos tipos de esfuerzos diferentes, se va a calcular el diámetro mínimo para cada uno de los pasadores A, E, O Y C.

Para el pasador A

Por cortante

$$d = \sqrt{\frac{4 (1023.5 \text{ N})}{\pi (61,5 \times 10^9)}}$$

$$d = 3.3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d \approx 0.033 \text{ mm}$$

Por torsión

$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot r}{\frac{1}{4}\pi r^4}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{153,5 \text{ Nm}}{\frac{1}{4}\pi (339.2 \times 10^6)}}$$

$$r = 0.00854 \text{ m}$$

Para el pasador E

• Por cortante

$$d = \sqrt{\frac{4 (3007,2 \text{ N})}{\pi (61,5 \times 10^9)}}$$

$$d = 49.3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d \approx 0.493 \text{ mm}$$

Por torsión

$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot r}{\frac{1}{4}\pi r^4}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{153,5 \text{ Nm}}{\frac{1}{4}\pi (339.2 \times 10^6)}}$$

$$r = 0.00854 \text{ m}$$

$$r \approx 8.54 \text{ mm}$$

Para el pasador O

Por cortante

$$= \sqrt{\frac{4 (3007 N)}{\pi (61,5 \times 10^9)}}$$

$$d = 4.93 \times 10^{-3} m$$

$$d \approx 0.493 mm$$

Por torsión

$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot r}{\frac{1}{4} \pi r^4}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{341,2 Nm}{\frac{1}{4} \pi (339.2 \times 10^6)}}$$

$$r = 0.0108 m$$

Para el pasador C

Por cortante

$$d = \sqrt{\frac{4 (3007 N)}{\pi (61,5 \times 10^9)}}$$

$$d = 4.93 \times 10^{-3} m$$

$$d \approx 0.493 mm$$

Por torsión

$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot r}{\frac{1}{4} \pi r^4}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{383,8 Nm}{\frac{1}{4} \pi (383.8 \times 10^6)}}$$

$$r = 0.0108 m$$

$$r \approx 10.8 mm$$

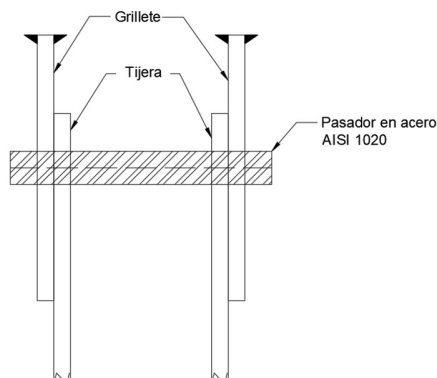
A lo largo de los calculo realizados anteriormente se determinó el diámetro mínimo de cada uno de los pasadores que componen el sistema de elevación de las tijeras. Debido a que comercialmente no se encuentra los diámetros cálculos, se aproximara cada uno de los pasares al diámetro comercial más cercano, en la siguiente tabla se resume la selección de los pasadores.

Tabla 5-8 Diámetros de pasadores para sistema de elevación (fuente propia)

PASADOR	DIÁMETRO CALCULADO	DIÁMETRO COMERCIAL
Pasador A	8 mm	1/2"
Pasador E	20,16 mm	1"
Pasador O	20,16 mm	1"
Pasador C	8 mm	1/2"

La conexión de la carga al pasador se establece básicamente con una junta de grillete con dos orejetas en la parte superior de la mesa, habrá un ajuste estrecho entre los laterales y la platina, para reducir la flexión en el pasador. Adicionalmente, el pasador tendrá un ajuste alto respecto a los huecos para que permita la rotación de las platinas con facilidad sobre los pasadores, el detalle se observa en la *figura 42*.

Figura 5-41 Detalle para pasadores de la tijera (Fuente propia)



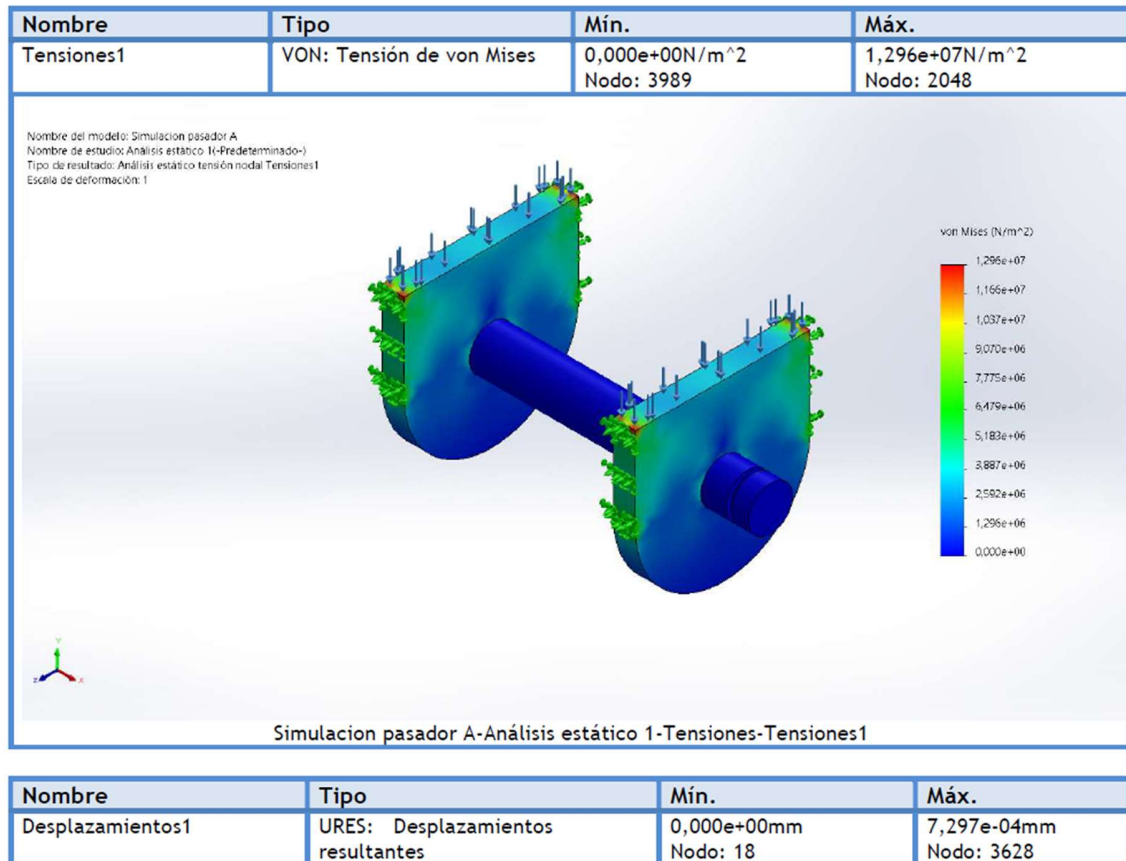
Una vez visto el detalle de sujeción de los pasadores en la *figura 42*, se realiza la simulación en SolidWorks con la carga calculada para cada uno de los pasadores, de esta manera se verifica que el diámetro de los pasadores sea el más adecuado.

Figura 5- 42 Datos de la simulación para el pasador A (Fuente propia)

Propiedades de estudio	
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	Automático
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Activar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\USER\OneDrive\Desktop\MAICOL HERRERA\UNIVERSIDAD\TESIS\PLANOS\MESA AJUSTABLE TESLA\SIMULACIONES)

Unidades	
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Figura 5-43 Simulación pasador A (Fuente propia)



Las imágenes anteriores representan la simulación de la fuerza ejercida sobre los pasadores A y C, debido a que tienen las mismas características de simulación, la misma fuerza y los mismos soportes, solo se realiza la simulación en el pasador A. encontrando allí en los datos de simulación que la teoría Von Mises que dice que el esfuerzo prima dividido por la mitad tiene que ser menor al esfuerzo de fluencia, el esfuerzo del Acero 1020 es de 250 MPa [15], en los resultados de la simulación de la *Figura 44* muestra un esfuerzo máximo de 129 Mpa.

Figura 5-44 Datos para simulación pasador E (Fuente propia)

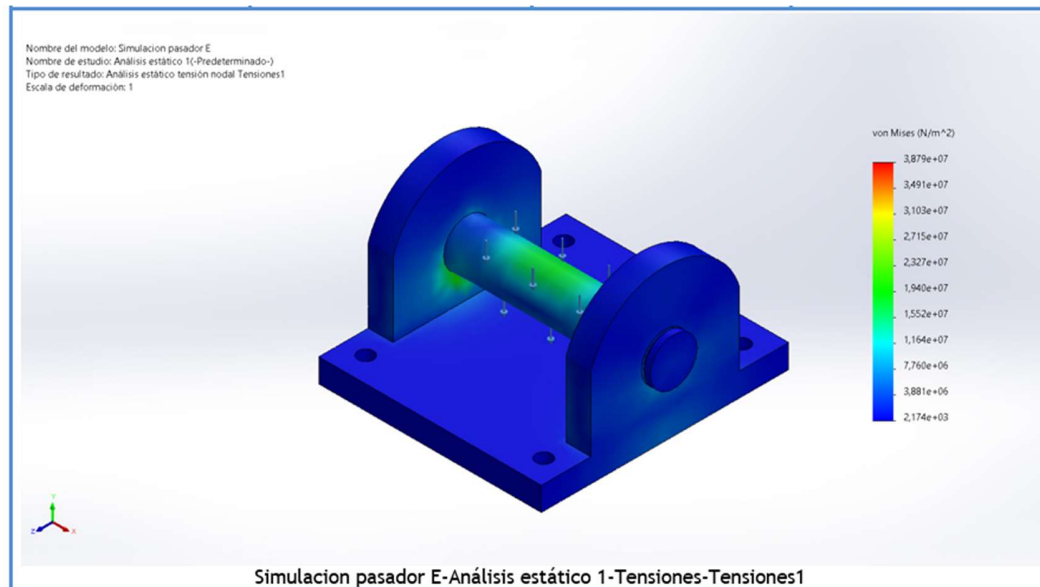
Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	Automático
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\USER\OneDrive\Desktop\MAICOL HERRERA\UNIVERSIDAD\TESIS\PLANOS\MESA AJUSTABLE TESLA\SIMULACIONES)

Unidades

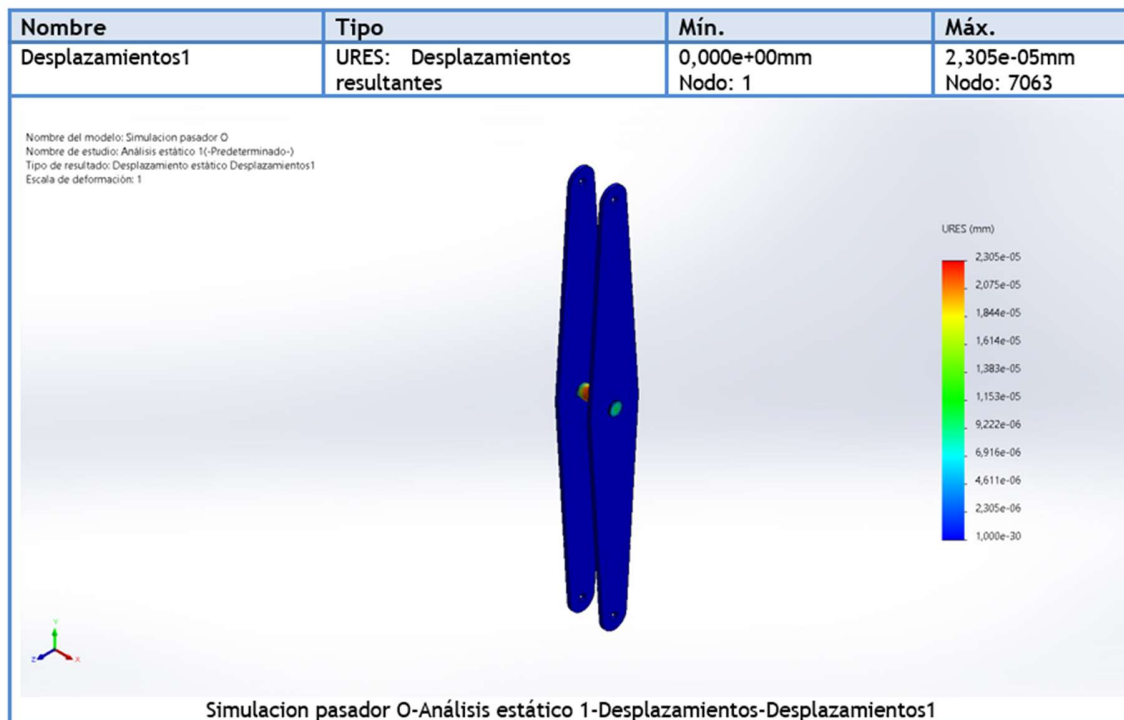
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Figura 5-45 Simulación pasador E (Fuente propia)



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0,000e+00mm Nodo: 1227	5,695e-03mm Nodo: 740

Figura 5-46 Simulación pasador O (Fuente propia)



En la *Figura 46 y 47* se muestran los pasadores E y O donde se ven las deformaciones descritas en cada una de las tablas dentro de la imagen, Y se puede observar que todos los desplazamientos son mínimos, adicionalmente la teoría Von Mises que dice que el esfuerzo prima dividido por la mitad tiene que ser menor al esfuerzo de fluencia, el esfuerzo del Acero 1020 es de 250 MPa [15], en los resultados de las simulaciones anteriores de la *Figura 46 y 47* muestra un esfuerzo máximo no supera los 100 Mpa.

Los pasadores se seleccionaron teniendo en cuenta la facilidad comercial para conseguirlos y reducir costos en los mecanizados, en la *tabla 8* se observa el resumen de los pasadores cálculos y los pasadores seleccionados.

5.3 Simulación de cola de milano.

La cola de milano es uno de los componentes que debe soportar la carga del transformador, debido a esta razón es que se hace necesario la simulación de cargas antes de su fabricación, si surge alguna deformación crítica es necesario diseñar nuevamente el sistema, para hacer la comprobación de que el sistema es confiable, se usara un estudio estático en SolidWorks, con un material conocido como fundición gris, que es usualmente utilizado para este tipo de piezas que componen maquinas herramientas, en la siguiente tabla se observan todas las propiedades mecánicas de este material.

Tabla 5-9 propiedades de la fundición gris (Biblioteca SolidWorks)

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	6.61781e+10	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.27	N/D
Módulo cortante	5e+10	N/m ²
Densidad de masa	7200	kg/m ³
Límite de tracción	151658000	N/m ²
Límite de compresión	572165000	N/m ²
Límite elástico		N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1.2e-05	/K
Conductividad térmica	45	W/(m·K)
Calor específico	510	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

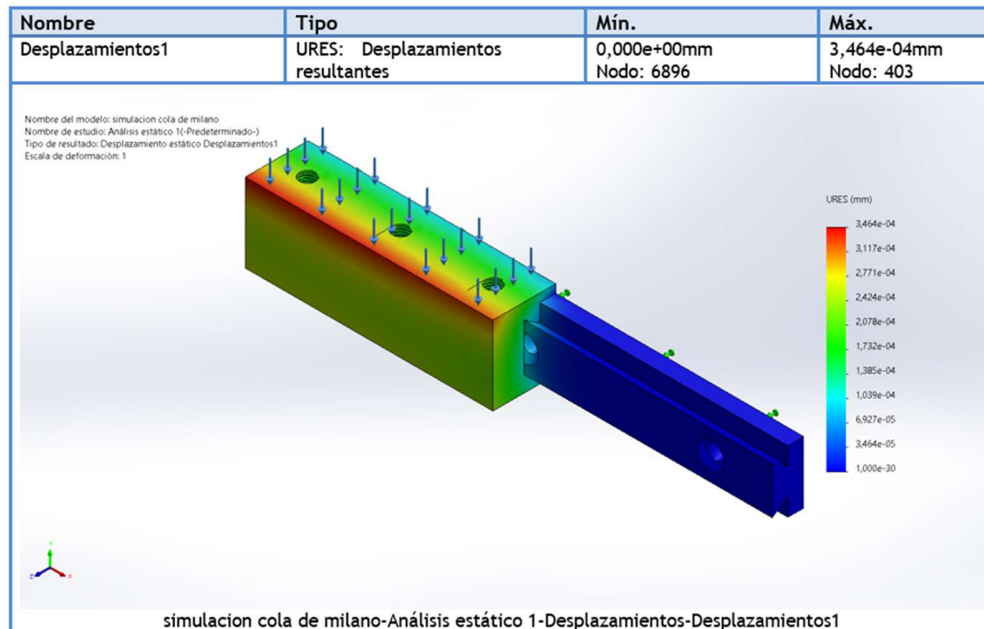
Una vez conocida la propiedad del material y su figura, se procede a realizar la simulación, Allí se representa en la figura 49, un estudio de desplazamiento a lo largo de la cola de milano, que arrojará los datos en milímetros de la deformación máxima que puede tener la pieza con una carga de 1471 N.

Figura 5-47 Datos simulación cola de milano (Fuente propia)

Propiedades de estudio	
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Dosactivar
Tipo de solver	Automático
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Dosactivar
Muelle blando:	Dosactivar
Desahogo inercial:	Dosactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Dosactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Dosactivar
Utilizar método adaptativo:	Dosactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\USER\OneDrive\Desktop\WAICOL HERRERA\UNIVERSIDAD\TESIS\PLANOS\MESA AJUSTABLE TESLA\SIMULACIONES)

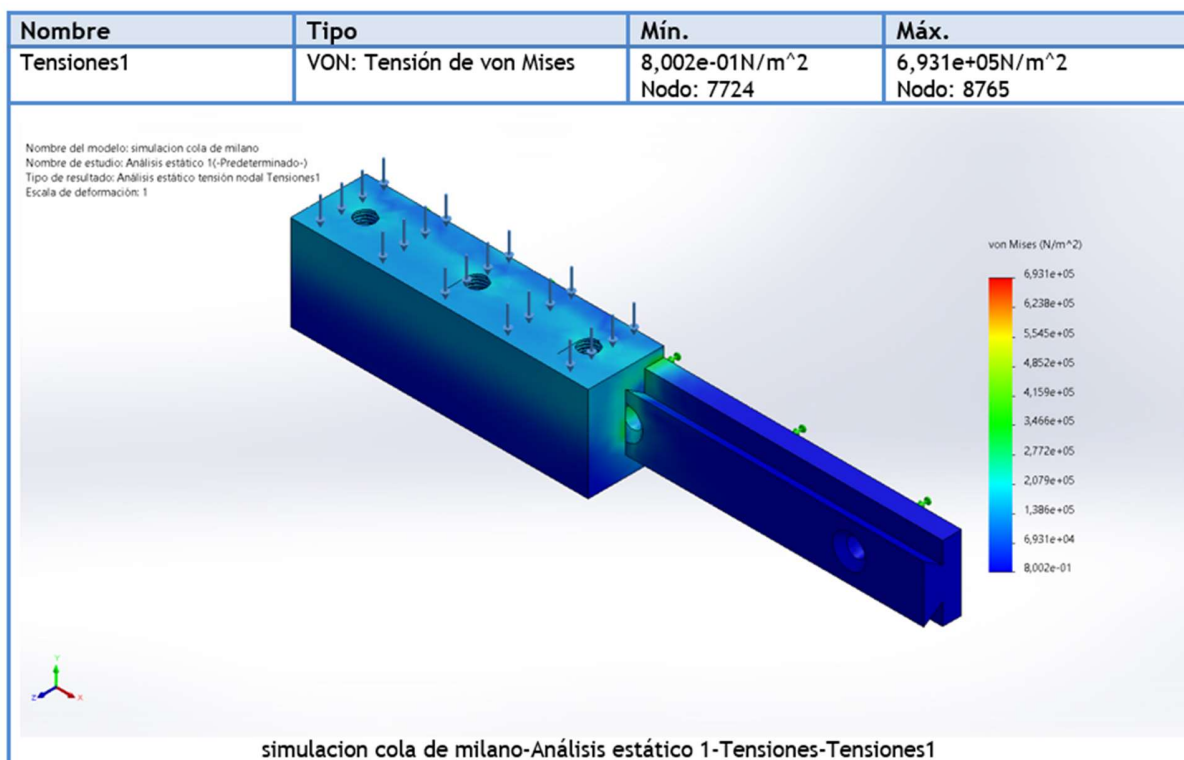
Unidades	
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/sog
Presión/Tensión	N/m ²

Figura 5-48 Simulación cargas cola de milano (Fuente propia)



Como se puede observar en la figura anterior, el desplazamiento máximo que puede estar expuesto la pieza es de 0,0034 mm, es una deformación bastante pequeña por la carga que se está aplicando, a continuación, se realiza la simulación de tensiones para la pieza, para verificar el comportamiento de esta.

Figura 5-49 Simulaciones de tensiones para cola de milano (Fuente propia)



En la figura 50 se puede observar la simulación de tensiones para la cola de milano, estas tensiones son generadas por la carga aplicada sobre la pieza que es de 1471 N. Se observa que gran parte de la pieza está en color azul, o azul claro, lo que significa que no genera esfuerzo de flexión ni compresión críticos, ya que estos se representan con un color rojo. El material con el cual se hizo las simulaciones y detalles de esta se encuentran en el documento anexo A11.

5.4 Simulación de soporte para gato hidráulico.

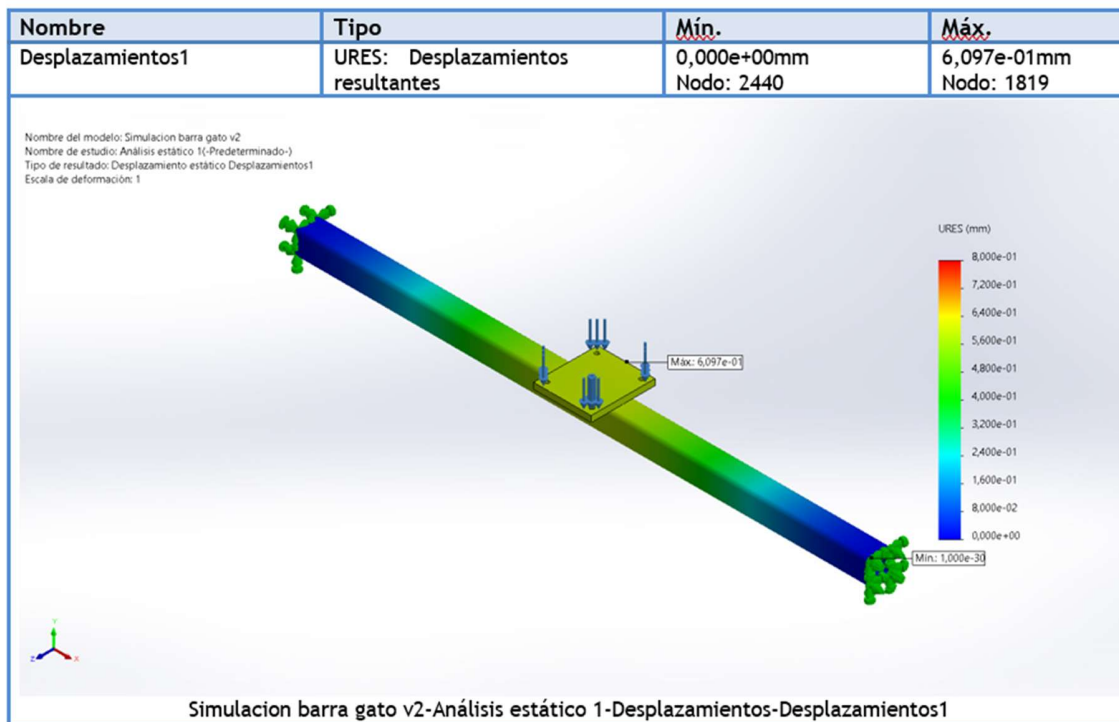
Uno de los puntos críticos del sistema de elevación, son los soportes de los gatos hidráulicos, ya que es donde se ejerce la mayor fuerza para poder subir y bajar la mesa ajustable, por esta razón es que se hace necesario la simulación de este conjunto de piezas, para corroborar su buen funcionamiento.

Figura 5-50 Datos simulación de barra y soporte para cilindro hidráulico (Fuente propia)

Propiedades de estudio	
Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	Automático
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\USER\OneDrive\Desktop\MAICOL HERRERA\UNIVERSIDAD\TESIS\PLANOS\MESA AJUSTABLE TESLA\SIMULACIONES)

Unidades	
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Figura 5-51 Simulación de barra y soporte para cilindro hidráulico (Fuente propia)



En la Figura anterior se puede observar que la mayor parte de la pieza está en color verde, allí es donde se concentran los máximos desplazamientos, lo que se puede afirmar con la simulación anterior es que el desplazamiento generado por el cilindro hidráulico que ejerce una fuerza de 3007 N es de aproximadamente 0,6 mm, y este desplazamiento está dentro de la zona plástica del perfil estructural cuadrado, debido a sus propiedades mecánicas y al material con el cual está construido. Una vez analizada la escala de los colores se concluye que el perfil y el soporte son adecuados para resistir la fuerza que se está ejerciendo. Con la teoría Von Mises que indica que el esfuerzo prima dividido por la mitad tiene que ser menor al esfuerzo de fluencia, el esfuerzo del Acero ASTM A36 es de 250 MPa [15], en los resultados de la simulación de la *Figura*

52 muestra un esfuerzo máximo de 149 Mpa. En el documento anexo A12 se encuentran todos los detalles de la simulación que se le realizó a esta pieza.

5.5 Selección del sistema hidráulico

En la actualidad existe gran variedad de cilindros hidráulicos para elevación de cargas, entre ellos encontramos los gatos hidráulicos, los cilindros de simple y doble efecto, para este sistema de elevación se utiliza comúnmente los cilindros hidráulicos de simple efecto, que son más económicos y prácticos para el retroceso del vástago.

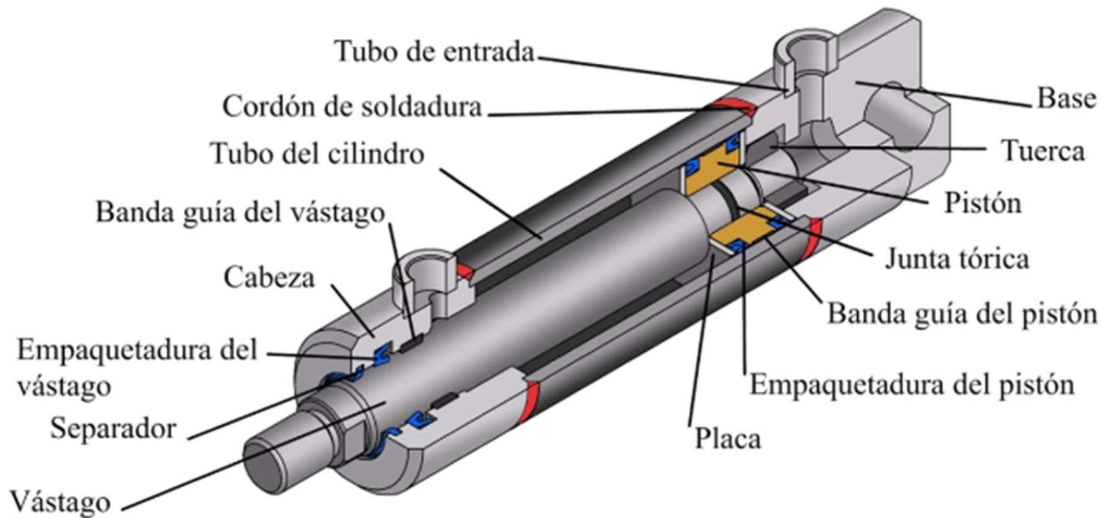
Figura 5-52 Cilindro hidráulicos (Monohidraulica)



Los cilindros hidráulicos son actuadores lineales que por lo general se utilizan para soportar cargas utilizando con la energía de un fluido, en la *Figura 53* se observa que existen varios tipos de cilindros hidráulicos para diferentes aplicaciones. Para el sistema de elevación se seleccionó un

cilindro hidráulico de simple efecto a continuación se puede observar sus diferentes componentes para seleccionar la referencia más adecuada para a la altura que debemos elevar la mesa.

Figura5- 53 Partes de un cilindro hidráulico (Fuente hidráulica y neumática blog)



Para la selección adecuada del cilindro se consultó en una empresa especialista en fabricar cilindros hidráulicos llamada **ENERPAC**. Tiene un amplia experiencia y variedad en cilindros hidráulicos accesorios. Fabrican cilindros hidráulicos para cargas desde las 5 toneladas hasta 100 toneladas, para distintas aplicaciones, el cilindro que se requiere para la aplicación de elevadores tipo tijera en u cilindro de la línea **RC**, a continuación, hay en la *tabla 10* se puede observar las especificaciones de cada uno de los cilindros de la línea, según el cálculo de la **sección 6.2.3** fuerza del cilindro cuando la mesa este en la posición más baja se requiere ejercer una fuerza de 4192,66N.

$$P = \frac{0,75m * \cos(40,7^\circ) \left(\frac{490}{4} + \frac{2943N}{2} \right)}{0,225 * \sin(40,7^\circ + 6,4^\circ)} = 4192.66N \quad (15)$$

P= Fuerza del cilindro.

Tabla 5-10 Selección de cilindro hidráulico serie RC (Fuente Enerpac)

Comparación de series

Unidades: Imperial Métrico

Producto	Máxima presión de funcionamiento (bar)	Clase de capacidad (toneladas imperiales)	Avance máximo de la capacidad del cilindro (kn)	Carrera (mm)	Altura colapsada A (mm)	Altura extendida B (mm)	Tipo de Retorno	Tipo de émbolo	Material	Avance efectivo del área del cilindro (cm ²)	Avance de capacidad de aceite (cm ³)	Tratamiento de superficies	Coupler	Peso (kg)
RC50	700	5	45	16	41	57	Simple acción, retorno por resorte	Sólido	Acero	6,4	10	Pintura	CR400 Coupler	1,0
RC51	700	5	45	25	110	135	Simple acción, retorno por resorte	Sólido	Acero	6,4	16	Pintura	CR400 Coupler	1,0
RC53	700	5	45	79	165	244	Simple acción, retorno por resorte	Sólido	Acero	6,4	50	Pintura	CR400 Coupler	1,5
RC55	700	5	45	127	216	343	Simple acción, retorno por resorte	Sólido	Acero	6,4	83	Pintura	CR400 Coupler	1,9
RC57	700	5	45	177	273	450	Simple acción, retorno por resorte	Sólido	Acero	6,4	115	Pintura	CR400 Coupler	2,4
RC59	700	5	45	232	324	556	Simple acción, retorno por resorte	Sólido	Acero	6,4	151	Pintura	CR400 Coupler	2,8
RC101	700	10	101	26	90	116	Simple acción, retorno por resorte	Sólido	Acero	14,4	38	Pintura	CR400 Coupler	1,8
RC102	700	10	101	54	121	175	Simple acción, retorno por resorte	Sólido	Acero	14,4	78	Pintura	CR400 Coupler	2,3
RC104	700	10	101	105	171	276	Simple acción, retorno por resorte	Sólido	Acero	14,4	152	Pintura	CR400 Coupler	3,3
RC106	700	10	101	156	248	404	Simple acción, retorno por resorte	Sólido	Acero	14,4	226	Pintura	CR400 Coupler	4,4

La fila resaltada en amarillo referencia RC59 es el cilindro adecuado para la aplicación ya que cumple principalmente con las especificaciones que exige la mesa, como es la capacidad de carga y la carrera del vástago, a nivel industrial no se fabrican cilindros para una fuerza $P= 4192,6$ N, el cilindro con la capacidad más baja que tiene este fabricante es de 45 KN, aproximadamente 5 toneladas, es por esta razón que se debe utilizar el cilindro con esa capacidad de carga. En la siguiente *Figura 47* se muestra las características detalladas del cilindro RC59.

Figura 5-54 Especificaciones cilindro RC59 (A13)

Especificaciones	
Unidades: <input type="radio"/> Imperial <input checked="" type="radio"/> Métrico	
Máxima presión de funcionamiento (bar)	700
Clase de capacidad (toneladas imperiales)	5
Avance máximo de la capacidad del cilindro (kn)	45
Carrera (mm)	232
Altura colapsada A (mm)	324
Altura extendida B (mm)	556
Tipo de Retorno	Simple acción, retorno por resorte
Tipo de émbolo	Sólido
Material	Acero
Avance efectivo del área del cilindro (cm ²)	6,4
Avance de capacidad de aceite (cm ³)	151
Tratamiento de superficies	Pintura
Coupler	CR400 Coupler
Peso (kg)	2,8

En el anexo A13 se encuentra de manera detallada todas las piezas y las dimensiones del cilindro seleccionado, adicional a esto se encuentra el mecanismo de accionamiento por pedal para que los operarios lo puedan manipular con los pies y de esta manera tengan las manos libres para poder ensamblar el núcleo del transformador.

Figura 5-55 Conjunto de bomba manual y cilindro hidráulico [A13]



5.6 Selección de la mesa de rodillos.

La mesa de rodillos por gravedad es un mecanismo que utiliza cilindros metálicos o plásticos para facilitar el arrastre y traslado de objetos, como se observa en la *Figura 57* una de las ventajas de este sistema de transporte, es que no requiere un actuador eléctrico para poder mover los objetos

Figura 5-56 Mesa de rodillos por gravedad (A14)



Durante el proceso de selección se consultaron varias empresas entre ellas **CODIMAR**, una empresa española con variedad en cintas transportadoras y maquinaria, allí se encontró una mesa que se ajusta al requerimiento para el arrastre de los transformadores que se ensamblan en TESLA. A continuación, se detallan las especificaciones del transportador de rodillos por gravedad de la serie ligera G51.

Figura 5-57 características transportador G51 (A14)

Transportadores de gravedad

- Longitud: A determinar según requisitos de instalación.
- Longitud máxima por módulo 3000 mm
- Ancho útil: A determinar en función de las dimensiones del producto.
- Ø Rodillos: 16, 20, 30, 40, 50 y 60 mm
- Material del rodillo: Acero al carbono / Inoxidable / PVC
- Material de la cabeza: Termoplástico / Metálico
- Rodamiento de cabeza: Precisión / Estampación / Fila de bolas
- Ø Eje: 6, 8, 10, 12, 14, 15 mm
- Marco: Acero al carbono / Inoxidable
- Acabado: Pintado / Galvanizado / Arenado
- Pies niveladores regulables en altura ± 50 mm

Para la selección de los rodillos con ayuda del anexo A14 observamos el diagrama de carga para cada tubo, como el transformador tiene una masa de 600 kg, es decir que ejerce una fuerza de 5886N y está distribuida en una superficie de 0,8 m.

$$W = F/L = [N/m] \quad (10)$$

W= Cargas distribuidas

F= Fuerza del transformador

L= Longitud de superficie

$$W = 5886N/0,8m = [N/m]$$

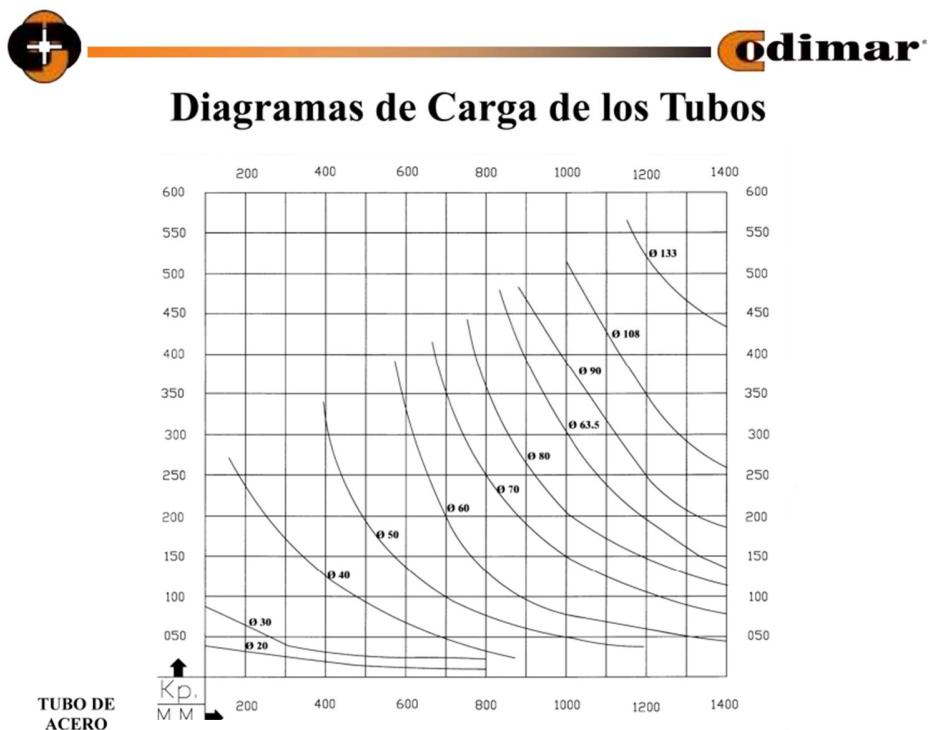
$$W = 7357,5 N/m$$

La tabla del fabricante se encuentra en **Kp** (kilopondio) y **mm**, por esta razón vamos a hacer la conversión de unidades de la siguiente manera. Teniendo en cuenta que $1 \text{ Kp} = 9,81 \text{ N}$.

$$W = 7357,5 \frac{\text{N}}{\text{m}} = \left(\frac{1 \text{ Kp}}{9,81 \text{ N}} \right) = \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right) = 75 \text{ Kp/mm}$$

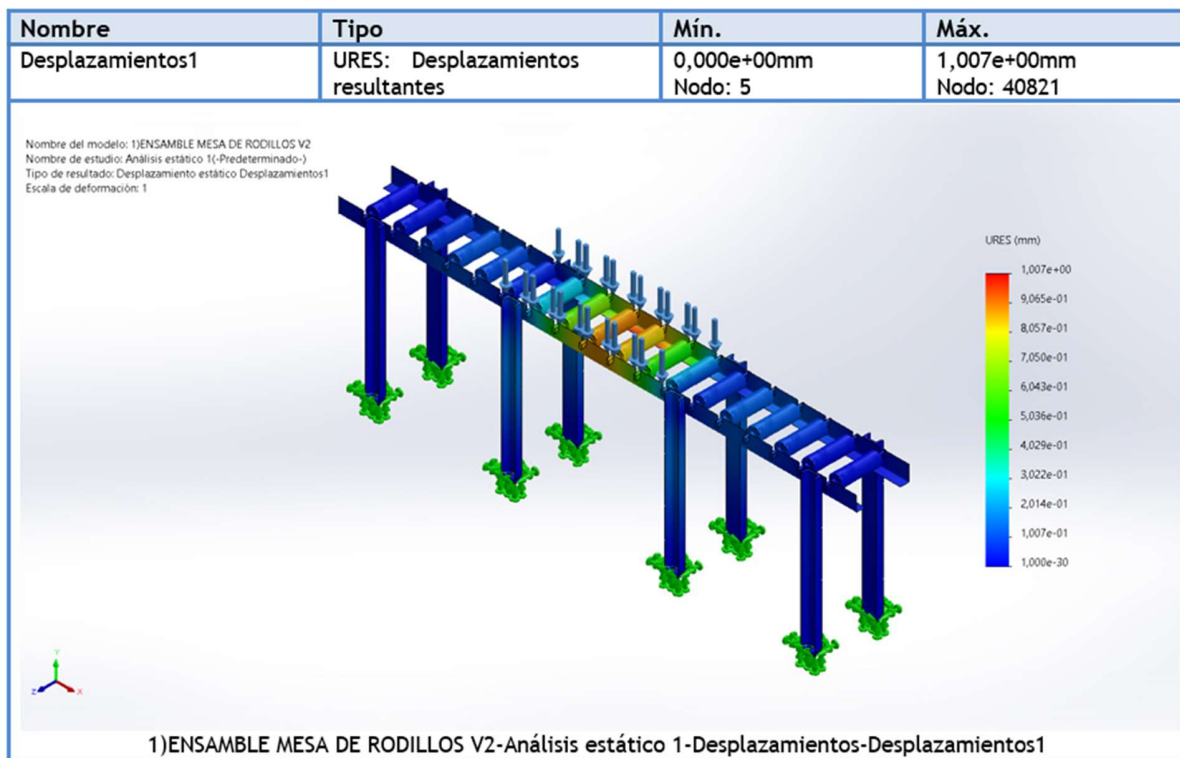
Con el cálculo anterior y con la ayuda del diagrama de la *figura 59* se puede hacer la selección de los rodillos, subiendo por el eje vertical encontramos la capacidad de carga en Kp y en el eje horizontal la distancia en mm, si subimos hasta 76 kp y buscamos los 800 mm que es donde va a estar apoyado el transformador encontramos la línea de los rodillos de acero con diámetro de 50 mm.

Figura 5-58 Diagrama de carga para tubos de acero (A14)



Con la selección de los rodillos, se procede a escoger los perfiles de para los apoyos de la mesa, como lo recomienda el fabricante en el anexo A15, allí recomiendan usar perfiles tipo C cada 500 mm para una carga mayor a los 500 kg. Para validar esta información es necesario hacer la simulación de la mesa con ayuda de SolidWorks.

Figura 5-59 Simulación de desplazamiento mesa de rodillos (Fuente propia)

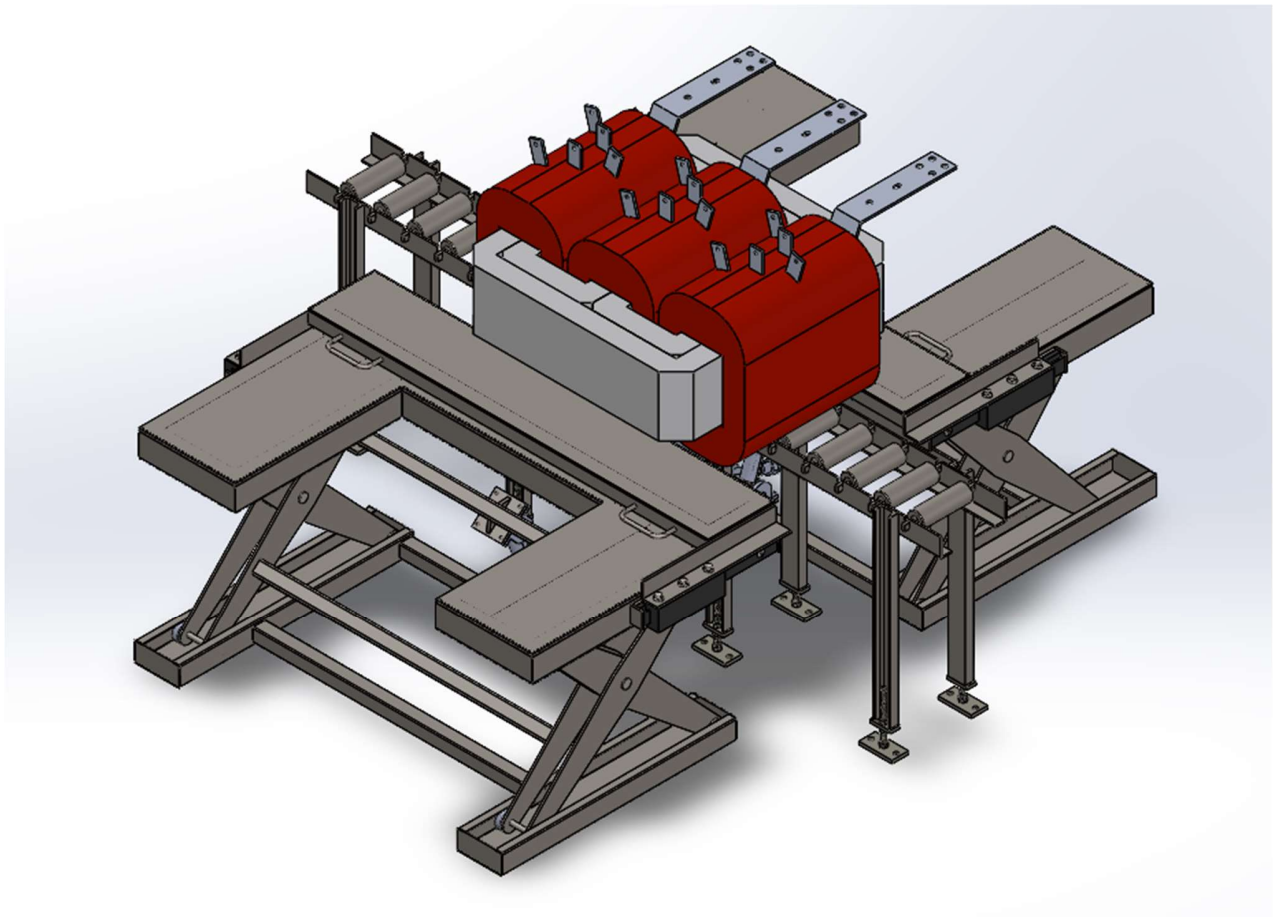


En la imagen anterior se observa la simulación de la mesa de rodillos, y se analiza que el desplazamiento mayor se encuentra en la zona donde estará reposando el transformador, generando una deformación de aproximadamente 1 mm, esto es un desplazamiento pequeño para la carga que se está aplicando y se representa en color verde, el color rojo de la escala representa los desplazamientos críticos, pero en la simulación no se percibe esta tonalidad. Se concluye que la selección de las partes de la mesa es adecuada.

6 Resultados del diseño de la mesa ajustable

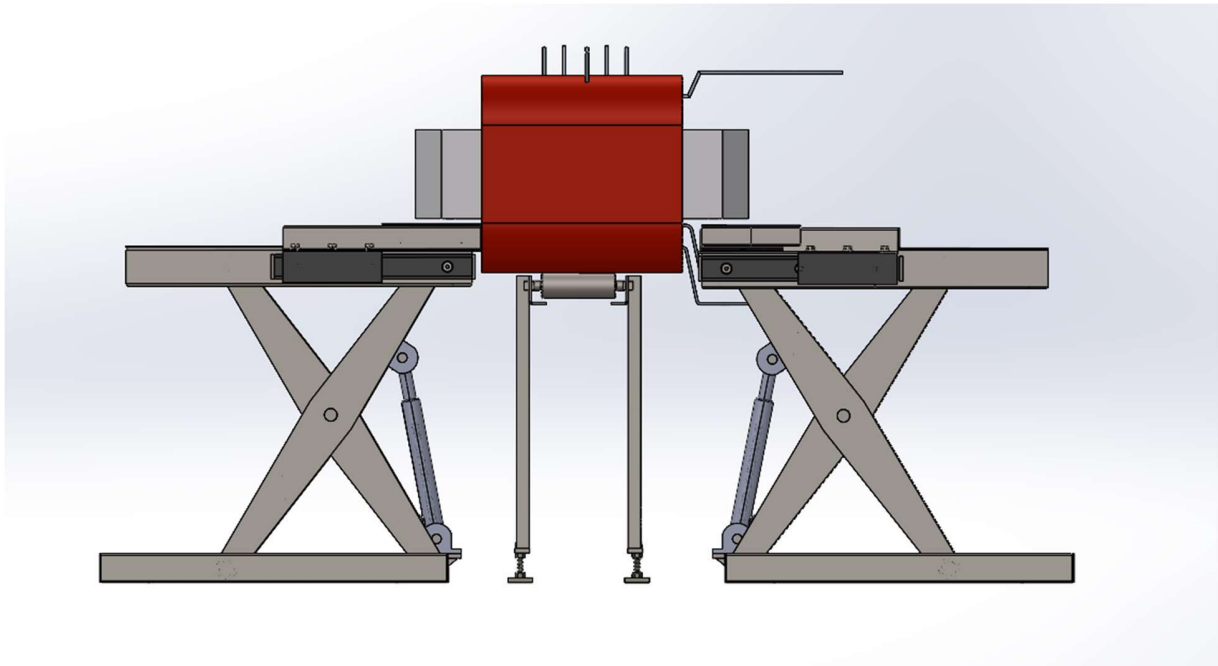
Con los cálculos y las simulaciones del capítulo 6 se procede a hacer la unión de todos los componentes para visualizar el diseño final, Allí se observan algunos detalles y piezas adicionales que se incluyeron para facilidad de montaje y construcción.

Figura 6-60 Vista isométrica del diseño (Fuente propia)



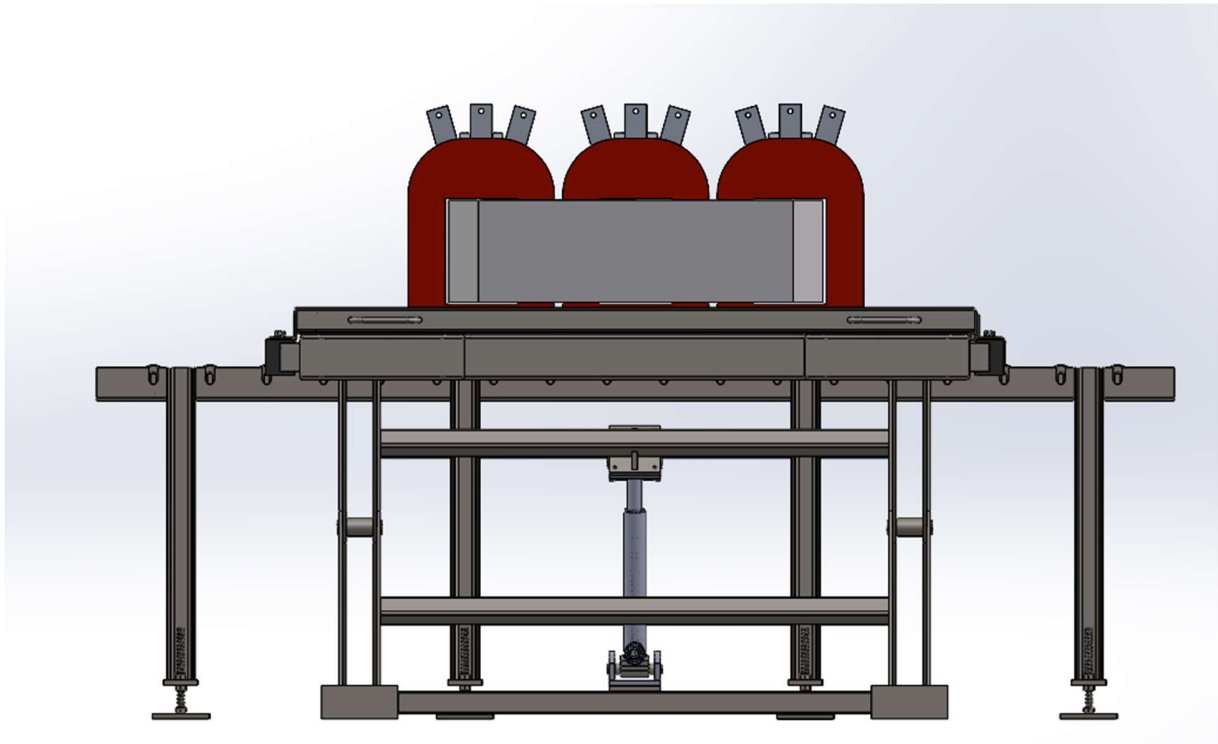
El sistema se compone esencialmente de dos mesas ajustables y una mesa de rodillos, encargada de desplazar el transformador para el cargue y descargue de las bobinas, como el transformador más grande tiene un peso de 600 Kg (5886 N) es decir que cada uno de las mesas tiene la capacidad de soportar una carga de 2943 N.

Figura 6-61 Vista lateral del diseño (Fuente propia)



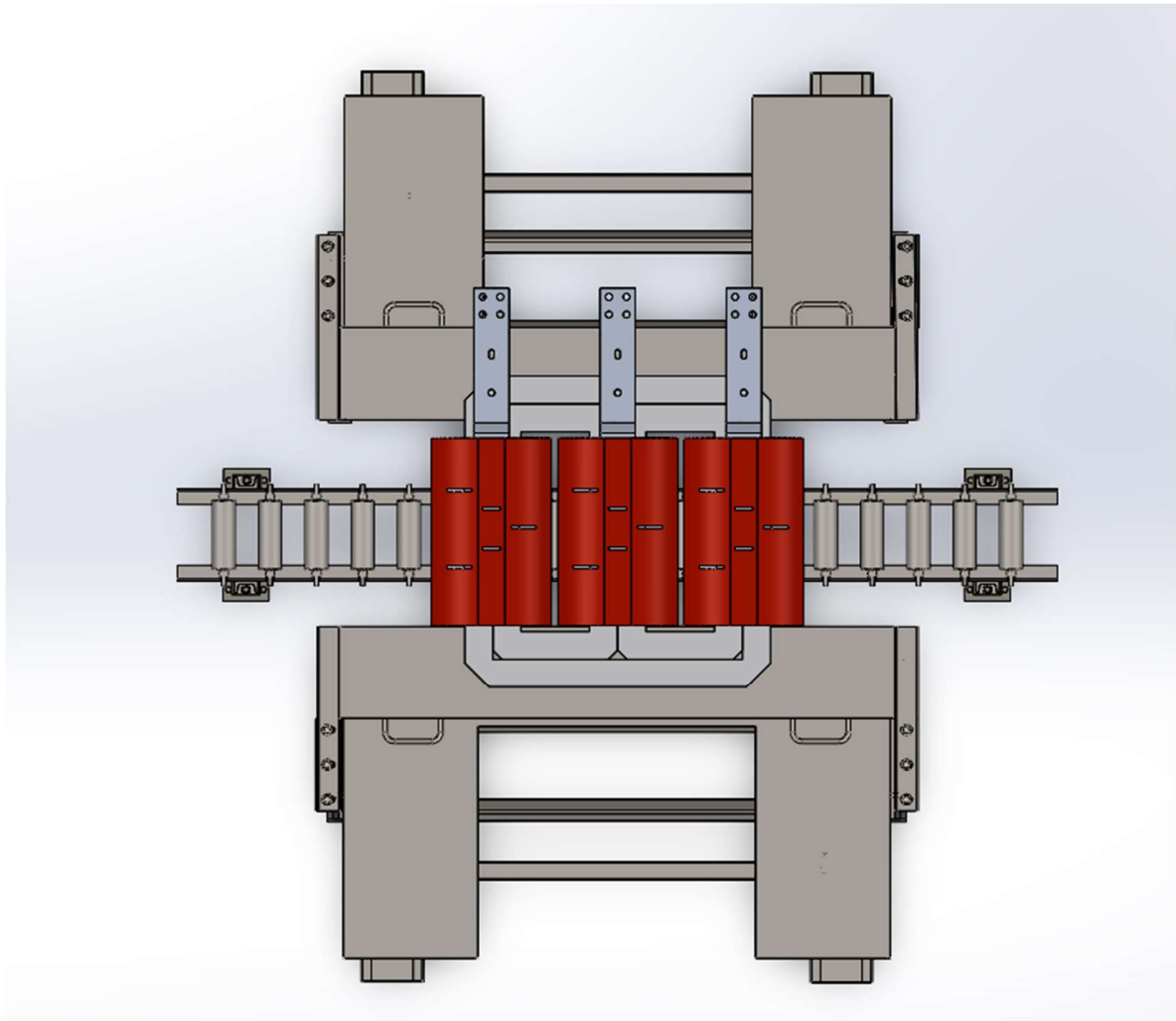
El diseño fue pensado para que cada una de las mesas fuera manipulada de forma individual, es decir que las mesas tienen que ser manejadas por dos operarios, los cuales pueden variar el ancho de la mesa entre 0 y 20 cm, con la ayuda de las manijas que se encuentran ubicadas en la parte frontal de cada mesa móvil. Las mesas también cuentan con una variación de altura, ya que tiene una altura mínima de 75 cm y esta puede subir hasta una altura máxima de 105 cm, gracias al sistema de elevación que se implementó con el gato hidráulico, en la siguiente figura se observa de forma general la vista frontal de una de las mesas, en esta figura se evidencia el sistema hidráulico para graduar la altura y la manija para variar el ancho.

Figura 6-62 Vista Frontal del diseño (Fuente Propia)



Las mesas fueron diseñadas de tal manera que los operarios puedan trabajar de manera cómoda ya que cuenta con una abertura en la parte central de 60 cm, allí el operario podrá moverse libremente con la opción de estar lo más cerca posible a la bobina del transformador, como se puede ver en la *figura 63*, adicionalmente cuentan un área de 75 cm por 30 cm a cada lado, para ubicar las herramientas que generalmente utilizan.

Figura 6-63 Vista superior del diseño (Fuente propia)



En las tres figuras anteriores se puede observar el diseño final todo el sistema, en donde se muestran diferentes vistas de las mesas ajustables, adicional a esto en el anexo A16 se encuentran los planos detallados de piezas y ensambles para la fabricación y construcción de la mesa ajustable así, también se puede encontrar en el anexo A17 del documento el listado de materiales y cantidades de obra con un presupuesto a la fecha.

Tabla 6-11 Materiales y Elementos requeridos para la fabricación (Fuente Propia)

		FORMATO PARA PEDIDO DE MATERIALES PROYECTOS				
CLIENTE	TESLA TRANSFORMADORES SAS	RESPONSABLE	ING JORGE QUEVEDO		REV	1
PROYECTO	MESA AJUSTABLE PARA ENSAMBLE	REALIZO	MICHAEL HERRERA GRISALES		FASE	construccion
COMPONENTE	GENERAL	REVISO			FECHA	18/10/2023

ITEM	COMPONENTE	PROVEEDOR	REFERENCIA	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	PESO (kg)	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL	NUOVO O EXISTENTE	OBSERVACIONES	
7	MESA FIJA A Y B		Perfil estructural calibre 18 80x40 mm	Estructura principal para mesas A y B	MTS	9,6		\$ 9.133,33	\$ 87.800,00	NUOVO		
8			Lamina HR calibre 12 1200x500mm	Lamina para 4 rieles superiores para mesas A y B	MTS	1,2 x 0,5		\$ 168.150,00	\$ 168.150,00	NUOVO		
9			Platina HR de 1/4" x 2"	Lamina 4 Soportes riel para colas de milano A y B	MTS	2,4		\$ 12.966,67	\$ 31.120,00	NUOVO		
7			Platina HR de 1/4" x 3"	16 grilletes para soporte bajo tapa y piso A y B	MTS	0,96		\$ 19.399,83	\$ 18.623,84	NUOVO	CORTE LASER	
8			Mecanizados especiales	Colas de milano para mesa A y B	UND	4		\$ 427.000,00	\$ 1.708.000,00	NUOVO	MECANIZADO CTZAR	
9			Lamina HR calibre 16 1200x700mm	Lamina para tapa mesa A	MTS	1,2 x 0,7		\$ 103.000,00	\$ 103.000,00	NUOVO		
7			Lamina HR calibre 16 300x700mm	Lamina para 2 tapas mesa B	MTS	0,6 x 0,7		\$ 103.000,00	\$ 103.000,00	NUOVO		
8			Tornillo M12x 30 cabeza hexagonal	Conectores para angulo mesa movil A y B	UND	12		\$ 1.280,00	\$ 15.360,00	NUOVO		
9			Arandela para tornillo M12	Conectores para angulo mesa movil A y B	UND	12		\$ 180,00	\$ 2.160,00	NUOVO		
10			Guasa para Tornillo M12	Conectores para angulo mesa movil A y B	UND	12		\$ 320,00	\$ 3.940,00	NUOVO		
11			Tornillo Avellanado M12x20	Conectores para soportes de cola de milano A y B	UND	12		\$ 1.640,00	\$ 19.680,00	NUOVO		
12	MESA MOVIL A Y B		Perfil estructural calibre 18 40 x 40 mm	Estructura principal para mesas movil A y B	MTS	3,2		\$ 9.133,33	\$ 29.226,67	NUOVO		
13			Lamina HR calibre 16 2400x200mm	Lamina para 2 tapas mesa A y B	MTS	2,4 x 0,2		\$ 168.150,00	\$ 168.150,00	NUOVO		
14			Varilla lisa en acero 1020 diametro 5/16"	Para 4 Manijas mesa A y B	MTS	1,2		\$ 25.200,00	\$ 30.240,00	NUOVO		
15			Angulo HR 12x2x5/32"	Angulo para union entre mesa fija y mesa movil A y B	MTS	1,6		\$ 18.666,67	\$ 29.866,67	NUOVO	CORTE LASE	
16	SISTEMA DE ELEVACION MESA A Y B		Platina HR de 4" x 1/4"	Para 16 Soportes moviles de elevacion mesa A y B	MTS	11,2		\$ 38.833,33	\$ 434.933,33	NUOVO	CORTE LASE	
17			Tubo estructural calibre 18 40 x 40	Para 8 soportes sistema de elevacion mesa A y B	MTS	7,2		\$ 7.000,00	\$ 50.400,00	NUOVO		
18			Varilla lisa de 1/2" en acero 1020	Para 16 pasadores de 1/2" mesa A y B	MTS	1,6		\$ 78.000,00	\$ 124.800,00	NUOVO	MECANIZADO CTZAR	
19			Varilla lisa de 1" en acero 1020	Para 8 pasadores de 1" mesa A y B	MTS	0,8		\$ 86.300,00	\$ 69.040,00	NUOVO	MECANIZADO CTZAR	
20			Tubo redondo HR de 1"	Buje para 4 tijas mesa A y B	MTS	0,4		\$ 3.900,00	\$ 1.560,00	NUOVO		
21				Rodamiento de bolas 6201 ZZ	Rodamiento para sistema de elevacion mesa A y B	UND	16		\$ 29.700,00	\$ 475.200,00	NUOVO	COTIZAR
22				Lamina HR de 3/8" 400x 200 mm	Para 4 soportes de gato hidraulico sistema elevacion	MTS	0,4 x 0,2		\$ 896.000,00	\$ 448.000,00	NUOVO	
23				Lamina HR calibre 12 1200x1200mm	Lamina para 4 bases para piso para mesas A y B	MTS	1,2 x 1,2		\$ 168.150,00	\$ 168.150,00	NUOVO	
24				Tubo de Teflon de 1/2"	Buje para grilletes y pasadores mesa A y B	MTS	1		\$ 32.000,00	\$ 32.000,00	NUOVO	
25				Seeger Externo para diametro de 1/2"	Topes para pasadores sistema movil mesa A y B	UND	32		\$ 250,00	\$ 8.000,00	NUOVO	
26			Seeger Externo para diametro de 1"	Topes para pasadores sistema movil mesa A y B	UND	8		\$ 250,00	\$ 2.000,00	NUOVO		
27	SISTEMA HIDRAULICO	ENERPACK	Cilindro hidraulico rod (CSF) accionamiento por pedal	Cilindros hidraulicos de elevacion mesa A y B	UND	2		\$ 2.564.000,00	\$ 5.128.000,00	NUOVO	COTIZAR	
28			Lamina HR de 3/8" 400x 160 mm	Para 4 soportes de gato hidraulico sistema elevacion	MTS	0,4 x 0,16		\$ 896.000,00	\$ 448.000,00	NUOVO	MECANIZADO CTZAR	
29			Mecanizado especial	Junta para cilindros hidraulicos y soportes mesa A y B	UND	2		\$ 168.000,00	\$ 336.000,00	NUOVO	MECANIZADO CTZAR	
30			Seeger Externo para diametro de 1"	Topes para pasadores sistema movil mesa A y B	UND	8		\$ 318,00	\$ 2.544,00	NUOVO		
31			Tornillos M6 x 25 cabeza hexagonal	Conectores para cilindro hidraulico	UND	16		\$ 623,00	\$ 9.968,00	NUOVO		
32			Arandela para tornillo M6	Conectores para angulo mesa movil A y B	UND	16		\$ 100,00	\$ 1.600,00	NUOVO		
33			Guasa para Tornillo M6	Conectores para angulo mesa movil A y B	UND	16		\$ 100,00	\$ 1.600,00	NUOVO		
34	MESA DE RODILLOS		Perfil en C de 2" de peralte	Apoyos principales para mesa de rodillos	MTS	4,6		\$ 17.500,00	\$ 80.500,00	NUOVO		
35			Lamina HR de 4" x 3/16"	Platina doblada para soportar rodillos	MTS	3,9		\$ 32.833,33	\$ 128.040,00	NUOVO	CORTE LASE	
36			Platina HR de 3/8" 1600x 800	Platinas para soportes de apoyos mesa de rodillos	MTS	1600x800		\$ 896.000,00	\$ 448.000,00	NUOVO		
37			Varilla tipo perno de 1/2" rosca NPT	Perno de nivelacion para mesa de rodillos	MTS	1,5		\$ 21.900,00	\$ 10.950,00	NUOVO		
38			Tuerca de 1/2" NPT	Perno de nivelacion para mesa de rodillos	UND	24		\$ 450,00	\$ 10.800,00	NUOVO		
39				Arandela con diametro interno de 1/2"	Perno de nivelacion para mesa de rodillos	UND	24		\$ 180,00	\$ 4.320,00	NUOVO	
40				Guassa con diametro de 1/2"	Perno de nivelacion para mesa de rodillos	UND	24		\$ 200,00	\$ 4.800,00	NUOVO	
41				Rodillos de carga para 360 Kg (531 N) Diametro 50 mm	Rodillo de carga por gravedad de 50 mm	UND	18		\$ 150.000,00	\$ 2.700.000,00	NUOVO	COTIZAR
TOTAL									\$ 13.647.702,51			

En la tabla 11 de describe cada uno de los materiales y equipos de manera detallada que se requieren para la fabricación del sistema, allí también se incluyó el presupuesto estimado a la fecha, donde detalla el valor unitario y total para cada uno del ítem de la tabla, esta tabla se encuentra en el documento anexo A17.

7. Conclusiobes

- Con el fin de obtener información real y detallada para empezar a diseñar la mesa ajustable, se realizaron múltiples visitas a la planta de producción de **TESLA TRANSFORMADORES SAS** en donde se tomaron medidas y pesos de los transformadores que allí ensamblan, para iniciar el diseño se tuvo en cuenta el transformador más grande que es de 225 KVA con una masa de 600 Kg, las dimensiones detalladas se pueden ver en el anexo **A19**, adicional a esto se definió la ubicación de la mesa y el área en donde se proyecta la instalación es en la sección de ensamble de la bodega 1.
- Se diseñó un sistema de tijeras mecánico que permite el proceso de elevación de las mesas ajustables con una carga de 300 Kg (2943 N) cada una, dicha elevación varía entre 70 cm y 105 cm, para esto se implementó un cilindro hidráulico con una carrera de 232 mm, para garantizar la elevación simétrica de las patas de las tijeras y evitar que se obstruya el sistema, se incluyeron en el diseño soportes que se encargan de unir estas dos piezas, de tal manera que suban y bajan al mismo tiempo.
- Se calcularon los esfuerzos de las partes principales que componen la mesa, como lo son las platinas de las tijeras, los perfiles para las estructuras de la mesa, pasadores, soportes del cilindro hidráulico, entre otros. Con estos cálculos se pudo conocer los perfiles y materiales que resistirán la carga del transformador de forma adecuada, con sus respectivos factores de seguridad. En la sección 6 de este documento se encuentra de manera detallada cada uno de los cálculos y simulaciones realizadas.

- Se realizaron los planos mecánicos del despiece y ensambles de cada uno de los componentes del sistema con ayuda del software SolidWorks, el documento anexo A16 se le compartió al cliente en formato PDF con el fin de dar a conocer el resultado final del diseño, este documento fue aprobado por el ingeniero Jorge Quevedo, quien representa la compañía en el departamento de mejoramiento y servicio técnico.
- Con el diseño aprobado por parte de **TESLA TRANSFORMADORES SAS** se realizó el dimensionamiento de materiales y el presupuesto del proyecto el cual fue de \$13.647.702 pesos colombianos, este presupuesto no incluye impuestos ni mano de obra, debido a que se debe realizar con el personal directo de TESLA TRANSFORMADORES SAS. Dicha información se encuentra en el anexo A17 de este documento.
- Se realizó un manual de mantenimiento general para prolongar la vida útil de cada uno de los componentes del sistema donde se especifica los cuidados, limpieza y cambio de cada uno de los repuestos, este manual de mantenimiento se encuentra en el documento anexo A20.

Referencias Bibliográficas

- [1] Frana internacional, «Maquina para corte de láminas de acero al cilicio,» Tocancipá, Colombia, 2013.
- [2] Matech 77, «Ejercicios y problemas del principio de pascal,» Quito, Ecuador, 2021.
- [3] husale.online2023, «Dibujo gato de herramienta,» Pensilvania, Filadelfia, 2022.
- [4] Norelem, «Guías de deslizamiento lineal Portugal, Brasil, 2013.
- [5] Manuel Torres Búa, «Esfuerzos o tensiones,» Santiago de Compostela, España, 2014.
- [6] Robert Moot, «Diseño de elementos de máquinas, » México, 2006.
- [7] R. Hibbeler, «Mecánica de materiales,» Continental. S.A de C.V México, pp. 261-339, 1995.
- [8] F. Beer, E. Johnston, «Mecánica de materiales,» 5ª. Ed. México: interamericana, 2008.
- [9] Bharat Ratna Indira Gandhi, «Design and Analysis of Hydraulic Scissor Lift By FEA, »
Maharastra, India, 2016.
- [10] Esperanza Valero Caballero, «Guía para la selección de ayudas a la manipulación manual de cargas, » Madrid, España, octubre 2012
- [11] Georgy Olenin, «Design of hydraulic scissors lifting platform,» Saimaa, 2016.
- [12] Damián Glez de Chávez Pérez, «elevador de tijera por accionamiento hidráulico,» San Cristóbal de La Laguna, España 2015.
- [13] Jimenez Guerrero Jorge Enrique, «trabajo de procesos de manufactura ii cola de milano,»
Barranquilla, Colombia, 2013.
- [14] Jónathan García Camacho, «diseño mecánico de un sistema de elevación i,» Leganés, España, 2016.
- [15] William Lopez, «Designación de aceros, » Bogotá, Colombia, 2020.

- [16] Overhead and Gantry Cranes, «Top Running Bridge, Single or Multiple Girder, Top Running Trolley Hoist, « ASME B30.2-2005.
- [17] Mc Cormac, J. C., & Csernak, S. F, «DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE ACERO, « New Jersey: Alfaomega., 2012.
- [18] Setu Dabhi, «Design and Analysis of Hydraulic Pallet System in Chain Conveyor ,» Saimaa, 2016.
- [19] Raúl Martín García y Antonio Illana Martos, «APUNTES DE ELASTICIDAD Y RESISTENCIA DE MATERIALES PARA INGENIEROS TÉCNICOS,» Cadiz, España, 2003.
- [20] Jon Elster, «Tiercas y Tornillos,» Chicago, Estados Unidos, 2009.

Anexos

- **A1:** Documento anexo LEY 31 DE 1995.
- **A2:** Documento anexo SIMULACIÓN CON CARGA PERFIL EN L MESA MÓVIL.
- **A3:** Documento anexo CATALOGO DE TORNILLOS FEM SAS.
- **A4:** Documento anexo MANUAL DE PERFILES ESTRUCTURALES GERDAU.
- **A5:** Documento anexo PERFIL ESTRUCTURAL TUBULAR COLMENA.
- **A6:** Documento anexo SIMULACIÓN CON CARGA PERFIL MESA MÓVIL.
- **A7:** Documento anexo SIMULACIÓN CON CARGA PARA PLATINAS DE LA TIJERA.
- **A8:** Documento anexo SIMULACIÓN PASADOR A.
- **A9:** Documento anexo SIMULACIÓN PASADOR E.
- **A10:** Documento anexo SIMULACIÓN PASADOR O.
- **A11:** Documento anexo SIMULACIÓN COLA DE MILANO.
- **A12:** Documento anexo SIMULACIÓN SOPORTE GATO HIDRÁULICO.
- **A13:** Documento anexo CARACTERÍSTICAS DEL CILINDRO RC59.
- **A14:** Documentos anexos RODILLOS METÁLICOS PARA MESA DE RODILLOS.
- **A15:** Documentos anexos SIMULACIÓN CON CARGA MESA DE RODILLOS.
- **A16:** Documento anexo PLANOS MECÁNICOS MESA AJUSTABLE PARA ENSAMBLE DE TRANSFORMADORES TESLA.
- **A17:** Documento anexo LISTADO DE MATERIALES Y EQUIPOS.
- **A18:** Documento anexo CARTA ACEPTACIÓN DISEÑO TESLA.
- **A19:** Documento anexo CARACTERÍSTICAS TÉCNICA TRANSFORMADOR DE 225 KVA
- **A20:** Documento anexo MANUAL DE MANTENIMIENTO MESAS AJUSTABLES PARA ENSAMBLE DE TRANSFORMADORES.