

UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE MOGROVEJO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**DISEÑO ESTRUCTURAL DE UNA PLATAFORMA GIRATORIA
MÓVIL CON ELEVACIÓN PARA EL MANEJO DE CARGAS EN
LAS EMPRESAS METALMECÁNICAS**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO**

AUTOR

EDWIN JOSE GARCIA DELGADO

ASESOR

ELMER ROLANDO POLO BRICEÑO

<https://orcid.org/0000-0002-5831-8818>

Chiclayo, 2021

**DISEÑO ESTRUCTURAL DE UNA PLATAFORMA GIRATORIA
MÓVIL CON ELEVACIÓN PARA EL MANEJO DE CARGAS EN
LAS EMPRESAS METALMECÁNICAS**

PRESENTADA POR:

EDWIN JOSE GARCIA DELGADO

A la Facultad de Ingeniería de la
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo
Para optar el título de

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

APROBADA POR:

Wilson Alejandro Jiménez Zulueta
PRESIDENTE

Juan Carlos Vives Garnique
SECRETARIO

Elmer Rolando Polo Briceño
VOCAL

Dedicatoria

Con todo mi corazón para mi mamita María del Carmen Delgado Vásquez tu bendición desde el cielo, en todo este tiempo, me ha cuidado y me guiará por el resto de mi vida.

Gracias por todas tus oraciones, tu paciencia y amor madre mía, te amo.

Agradecimientos

Primeramente, a Dios por su infinita bondad y misericordia.

Por todo el apoyo brindado, a mi familia. Sus consejos en los momentos difíciles me enseñaron que todo se puede conseguir en esta vida con dedicación y esfuerzo.

A todos los docentes que aportaron en mi formación profesional y como persona.

Gracias por su exigencia, su tiempo y paciencia.

ÍNDICE

RESUMEN	8
ABSTRACT	9
I.- INTRODUCCIÓN	10
1.1.- SITUACIÓN PROBLEMÁTICA	12
1.2.- FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	13
1.3.- OBJETIVOS	13
1.3.1.- GENERAL	13
1.3.2.- ESPECÍFICOS	13
1.4.- JUSTIFICACIÓN	14
II.- MARCO TEÓRICO	15
2.1.- ANTECEDENTES	15
2.2.- BASES TEÓRICAS	16
2.2.1.- PRIMERA LEY DE NEWTON	16
2.2.2.- SEGUNDA LEY DE NEWTON.....	19
2.2.3.- TEORÍA DE FATIGA	20
2.2.4.- FACTOR DE SEGURIDAD.....	20
2.2.5.- DISEÑO PARA DIFERENTES TIPOS DE CARGAS	21
III.- METODOLOGÍA.....	25
3.1.- MATRIZ DE CONSISTENCIA	26
3.2.- METODOLOGÍA DEL DISEÑO	27
IV.- DISEÑO DE PLATAFORMA GIRATORIA MÓVIL CON ELEVACIÓN.....	29
4.1.- PARTES BÁSICAS.....	29
4.2.- CONDICIONES DE TRABAJO	30
4.2.1.- CAPACIDAD DE CARGA.....	30
4.2.2.- ALTURA DE ELEVACIÓN.....	31
4.2.3.- GIRO DE LA PLATAFORMA.....	31
4.2.4.- AMBIENTE DE TRABAJO	32
4.3.- REQUISITOS DE DISEÑO	33
4.4.- REQUERIMIENTO DE FUNCIÓN	34
4.4.1.- Requerimientos estructurales.....	34
4.5.- MATRIZ DE NECESIDADES Y MÉTRICAS	35
4.6.- DESEOS Y EXIGENCIAS	36
4.7.- MATRIZ MORFOLÓGICA.....	37
4.7.1.- EVALUACIÓN DE LOS CONCEPTOS DE SOLUCIÓN	43

4.7.2.-	EVALUACIÓN DE CONCEPTO DE DISEÑO	44
V.-	DIMENSIONAMIENTO ESTRUCTURAL Y SELECCIÓN DE MECANISMOS	45
5.1.-	ALCANCE DEL DISEÑO	45
5.1.1.-	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA MÁQUINA	46
5.1.-	ANÁLISIS DE SITUACIONES	47
5.2.-	ELEMENTOS ESTRUCTURALES	49
VI.-	SIMULACIONES ESTÁTICO ESTRUCTURAL DE LA PLATAFORMA GIRATORIA MÓVIL CON ELEVACIÓN.....	74
VII.-	DESCRIPCIÓN TÉCNICA DE LA PLATAFORMA GIRATORIA MÓVIL CON ELEVACIÓN.....	89
VIII.-	DESCRIPCIÓN DE LA SOLDADURA.....	90
IX.-	ANÁLISIS DE COSTOS Y PRESUPUESTOS.....	94
9.1.-	COSTOS DIRECTOS.....	94
9.2.-	COSTOS INDIRECTOS	97
9.3.-	COSTO TOTAL Y PRESUPUESTO.....	97
X.-	RESULTADOS	98
10.1.-	PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO	98
10.2.-	SELECCIÓN DE DISEÑO.....	98
10.3.-	DIMENSIONAMIENTO DEL DISEÑO.....	99
10.4.-	ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN CAD/CAE	100
XI.-	DISCUSIÓN.....	101
XII.-	CONCLUSIONES.....	102
XIII.-	RECOMENDACIONES	102
XIV.-	ANEXOS	103
XV.-	BIBLIOGRAFÍA.....	108

LISTA DE IMÁGENES

Fig. 1. Representación del DCL de un sistema [15]	17
Fig. 2. Inclínación máxima de un camión erróneamente cargado [17].....	18
Fig. 3.- Diagrama lógico de los métodos de análisis de diseño [25].....	22
Fig. 4. Representación de los soportes de anclaje para las ruedas [35]	24
Fig. 5. Proceso metodológico de la investigación	25
Fig. 6. Proceso de diseño del Modelo de French [26]	27
Fig. 7. Puesto de trabajo en pie [27]	31
Fig. 8. Condiciones de trabajo en una industria metalmeccánica [28]	32
Fig. 9. Matriz morfológica – Solución 01.....	37
Fig. 10. Elevador de tijera por accionamiento mecánico.....	38
Fig. 11. Matriz morfológica - Solución 02	39
Fig. 12. Plataforma elevadora con pistón multientálpico	40
Fig. 13. Matriz morfológica – Solución 03.....	41
Fig. 14. Plataforma elevadora con sistema mixto.....	42
Fig. 15. Aceros soldables de grano fino normalizado [30]	45
Fig. 16. Diagrama de cuerpo libre de la plataforma giratoria móvil con elevación.....	46
Fig. 17. Plataforma giratoria móvil con elevación desplegado.....	47
Fig. 18. Plataforma giratoria móvil con elevación plegado	47
Fig. 19. Medidas de la plataforma giratoria móvil con sistema de elevación.....	48
Fig. 20. Plancha Sólida de plataforma.....	49
Fig. 21. Simulación de viga 01 en MD SOLID	50
Fig. 22. Simulación de viga 02 en MD SOLID	51
Fig. 23. Estructura de plataforma giratoria.....	52
Fig. 24. Tabla de rodamientos FAG [31].....	53
Fig. 25. Rodamiento Axial tipo cilindro de simple efecto [36]	53
Fig. 26. Soporte de rodamiento axial FAG 81160MB.....	54
Fig. 27. Catálogo de ruedas de la empresa Alex [32].....	54
Fig. 28. Eje de perfil circular hueco	55
Fig. 29. Soporte del eje inferior central	55
Fig. 30. Simulación de viga 03 en MD SOLID	56
Fig. 31. Resultados de la simulación en la posición plegada de la plataforma.....	57
Fig. 32. Resultados de la simulación en la posición desplegada de la plataforma.....	58
Fig. 33. Estructura de plataforma fija	58
Fig. 34. Catálogo de insertos roscados ciegos de la empresa ATLAS [33]	59
Fig. 35. Instalación de insertos roscados en perfiles [33]	59
Fig. 36. Estructura de nivelación	60
Fig. 37. Simulación del brazo de tijera en MD SOLID	61
Fig. 38. Brazos de tijeras	62
Fig. 39. Catálogo de ruedas de la empresa Alex [32]	63
Fig. 40. Diagrama de selección del pistón hidráulico en base a la carga a levantar [34].....	66
Fig. 41. Selección del cilindro hidráulico en base al diámetro anterior [34]	66
Fig. 42. Diagrama de valores de pandeo del pistón hidráulico [34]	67
Fig. 43. Resultados de simulación de la barra de refuerzo.	69
Fig. 44. Resultados del perfil cuando se está en funcionamiento	70
Fig. 45. Resultados de la viga cuando está en funcionamiento	72
Fig. 46.- Base inferior fija de la plataforma giratoria móvil con elevación	73
Fig. 47. Catálogo de ruedas Alex [32].....	73
Fig. 48 Tipos de cordones de soldadura [39].....	92
Fig. 49. Cordón de soldadura al tope [41]	92
Fig. 50. Cordón de soldadura en ángulo [41]	93
Fig. 51. Uniones típicas en soldadura [42]	93

RESUMEN

Esta investigación abarca el diseño estructural de una plataforma giratoria móvil con elevación, para la manipulación de cargas en las empresas metalmecánicas.

Se determinó los parámetros de funcionamiento mediante una lista de exigencias que nos plantea los objetivos que debe tener el equipo. A partir de ello, se estructuró una matriz morfológica la cual dio como resultado tres posibles soluciones en la conceptualización de esta máquina. Luego, se realizó el análisis estructural del diseño seleccionado, que posteriormente fue simulado mediante el software CAD – CAE SolidWorks para su comprobación.

Como resultado, se obtuvo una plataforma giratoria móvil con capacidad de carga de 1 500 kg y una altura de elevación de 1,5 m permitiendo el giro de su plataforma a 360°. Esta máquina cuenta con un sistema de tijeras, impulsado por dos cilindros hidráulicos para su elevación. El sistema de giro diseñado, se basa a partir de la conexión entre dos estructuras mediante un eje y ruedas guía permitiendo la equitativa distribución de la carga aplicada sobre la plataforma superior. Se determinó un factor de seguridad para dimensionar la estructura de la máquina a partir de la utilización de perfiles estructurales convencionales de acero S460N, así como de los elementos de conexión a partir del acero ASTM A36.

Palabras Clave: Diseño estructural, plataforma giratoria móvil, CAD, CAE.

ABSTRACT

This research covers the structural design of a mobile rotating platform with elevation, for the handling of loads in metalworking companies.

The operating parameters were determined by means of a list of requirements that the objectives that the equipment should have. From this, a morphological matrix was structured which resulted in three possible solutions in the conceptualization of this machine. Then, the structural analysis of the selected design was carried out, which was later simulated by CAD - CAE SolidWorks software for its verification.

As a result, a mobile rotating platform with a load capacity of 1500 kg and a lifting height of 1.5 m was obtained, allowing the rotation of its platform at 360 °. This machine has a scissors system, driven by two hydraulic cylinders for lifting. The designed turning system is based on the connection between two structures by means of a shaft and guide wheels that allows the equitable distribution of the load applied on the upper platform. A safety factor was determined to size the structure of the machine from the use of conventional structural profiles of S460N steel, as well as the connection elements from ASTM A36 steel.

Keywords: Structural design, mobile turntable, CAD, CAE.

I.- INTRODUCCIÓN

El fin principal de la fabricación de un elevador electrohidráulico, es la mejora de la productividad dentro de un taller o empresa basado en la optimización de los tiempos que se ocupa.[1] El uso de esta máquina satisface las necesidades que usualmente son solventadas con el uso de plataformas estáticas o andamios, lo cual genera una mayor flexibilidad en las faenas para las que ha sido inventada, y en común, para cualquier labor en altura, en las que se necesite la intervención de herramientas pesadas. [2] El método de manejo de cargas más versátil, confiable y económico viene a estar dado por las plataformas tipo tijera, pues su diseño ocupa una buena lubricación lo cual conlleva a muchos años de funcionamiento.[3]

En el año 2015, se desarrolló el diseño de una plataforma tipo tijeras con accionamiento hidráulico para una carga de 3 000 kg por Chávez Damián [4] Un año después, Carlos Almeida y José García, ejecutaron el proyecto de construcción de una máquina móvil elevadora electrohidráulica con sistema de tijeras a fin de levantar 500 kg con fines de apoyo para el mantenimiento de maquinaria.[5] Ese mismo año, Sabde Manoharao y el profesor Jamgekar, efectuaron el modelamiento de una mesa elevadora con tijeras del tipo hidráulico para una carga de 200 kg por el método FEA [6] La utilización de estos equipos, pueden ser variados y sus condiciones de funcionamiento así como las características técnicas son cambiantes de acuerdo al tipo de uso al que va dirigido.

Como se sabe, el sector metalmecánico es la encargada de suministrar productos para los sectores donde mucho peruanos desempeñan actividades vinculadas la economía. La industria metalmecánica obtuvo un desarrollo del 10.2% entre enero y octubre del año 2018, la cifra obtenida fue tan semejante al año 2017 [7] El Ministerio de la Producción, informó que para el año 2019, la industria de estructuras metálicas tuvo un crecimiento del 17.9%, esto debido a la influencia de obras de infraestructura pública y orientado a la actividad minera.[8] Dadas las estimaciones de la Sociedad Nacional de Industrias (SIN), se proyectó un crecimiento del 4% más para el 2020 en las industrias a nivel Nacional [9]. De lo antes comentado, podemos afirmar que es necesario que las empresas metalmecánicas cuenten en sus áreas de trabajo o en sus almacenes con maquinarias que les faciliten realizar el manejo de cargas, así como el almacenamiento adecuado de sus productos. Por ello es necesario realizar el estudio y diseño de estos equipos para mejorar la productividad en estas empresas.

Como parte del desarrollo de fabricación en este sector, una de las actividades más demandantes, viene a estar dado por la interacción que tiene el personal de trabajo con objetos pesados. El diseño de una mesa elevadora tiene como fin mejorar el proceso de manejo de cargas del personal que se encuentra en esta situación. En la mayoría de casos la utilización de estas máquinas, son para beneficiar el proceso de fabricación y/o almacenamiento de productos que dispone una empresa. Por otro lado, la construcción de los mismos, van dirigido a fines de mantenimiento, en lo cual se tienen equipos que apoye en esta actividad tal como lo menciona autores como Carlos Almeida y José García. De igual forma, se tiene presente este tipo de mesas elevadoras, en sectores pequeños con manejo de cargas moderadas, mayormente para la despaletización de productos, en donde la capacidad de carga de estos equipos es de 200 a 500 kg.

El diseño estructural de una plataforma giratoria móvil con elevación viene a estar conformado mediante perfiles de acero con valores estandarizados, el material utilizado es el acero S460N que presenta una buena resistencia con un menor peso. Así mismo, las piezas que conforman las uniones, fueron diseñadas a base del acero ASTM A36. Para ello se siguió el proceso de diseño empezando con la conceptualizó de la máquina mediante una matriz morfológica obteniendo la solución más adecuada. Mediante un cálculo ingenieril se dimensionó y seleccionó los elementos y mecanismos que conforman la máquina y posterior a ello se validaron los resultados mediante un software CAD/CAE. La máquina en conjunto puede soportar una carga de 1500 kg, permitiendo su elevación a una altura de 1,5 m con un giro en su plataforma de 360°.

1.1.- SITUACIÓN PROBLEMÁTICA

En nuestro país, se ha visto un crecimiento muy importante en las industrias a nivel nacional. Este desarrollo viene acompañado con la implementación de nuevas tecnologías cuyo fin es disminuir costos y generar una mayor productividad en las empresas. La tecnología que ocupe una industria, influirá mucho en el beneficio y el desempeño de sus actividades, así, podrá adquirir una mayor seguridad, el aumento de la calidad, así como el alcance y superación de las metas de producción que, como consecuencia, generará un mayor retorno de inversión. Dentro de las tareas más demandadas en las industrias metalmecánicas, se encuentra el manejo de cargas. Para ello es necesario contar con un tipo de máquina que sea segura, óptima y eficiente a fin de realizar dicha actividad.

En la región Lambayeque, existen alrededor de 2 000 talleres dedicados al sector metalmecánico entre micro y macro empresas, distribuidos en todo Chiclayo, JLO y el distrito de la Victoria, en donde solo un 40% de todos ellos son empresas formales según las estimaciones del Comité Gremial de Metal Mecánica de la Cámara de Comercio y Producción de Lambayeque. [10] En la mayoría de estos lugares, constantemente el personal está en interacción con algún material pesado. Pocas de estas empresas cuentan con una máquina destinada a la manipulación de cargas, pero con rangos inferiores a los 500 kg y la mayoría no cuenta con una, haciendo uso así de la fuerza física del trabajador. La manipulación de cargas realizada de esta forma, genera una gran demanda de tiempo en una empresa. Pues las operaciones más usuales son las de traslado de productos, así como el almacenamiento de los mismos. Esta interacción repetitiva hace que el rendimiento de la producción baje y se suma el daño físico que se pueda ocasionar al personal de trabajo.

Una posible solución sería una máquina que facilite al trabajador el manejo de objetos pesados con la mínima intervención de esfuerzo físico. Existen diferentes máquinas utilizadas para este fin, como son los montacargas, las grúas entre otros. En ese sentido, esta investigación será orientada al diseño de una plataforma giratoria móvil con elevación.

1.2.- FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿De qué manera se puede mejorar el manejo de cargas en las empresas metalmecánicas?

1.3.- OBJETIVOS

1.3.1.- GENERAL

Desarrollar el diseño estructural de una plataforma giratoria móvil con elevación para el manejo de cargas en las empresas metalmecánicas.

1.3.2.- ESPECÍFICOS

1. Determinar los parámetros de funcionamiento de la plataforma giratoria móvil con elevación.
2. Seleccionar el diseño conceptual adecuado a través de una matriz morfológica
3. Dimensionar la estructura y los mecanismos de la máquina basados en los requerimientos de ingeniería.
4. Analizar la simulación estático estructural a través de un software CAD/CAE.

1.4.- JUSTIFICACIÓN

Social

Los talleres e industrias metalmecánicas de la región Lambayeque podrán acceder a la adquisición de la plataforma giratoria móvil con sistema de elevación logrando una optimización de sus tiempos en la manipulación de cargas, mejor desempeño en su producción y por ende salvaguardando al personal de trabajo.

Económico

Las empresas se podrán beneficiar con un decremento en los costos y gastos que genera el proceso productivo o de servicio. De la misma manera a nivel de la máquina, su sencillez y bajo costo permitirá un fácil acceso tanto en el mercado nacional como para la compra de equipos y accesorios.

Ambiental

La sencillez del diseño permite que esta máquina sea amigable con el medio ambiente puesto que no emitirá ningún tipo de contaminante permitiendo así el cuidado del mismo y su uso continuo por largas horas.

Tecnológico

Garantizando la innovación, el diseño de la plataforma giratoria móvil con elevación facilitará una mejor maniobra y ergonomía al personal de las industrias metalmecánica, durante las horas de trabajo. Solo se requerirá el mínimo esfuerzo de intervención por parte del operario para el control de la máquina.

II.- MARCO TEÓRICO

2.1.- ANTECEDENTES

Durante el diseño, se debe considerar el material a utilizar, no solamente por razones de resistencia de la estructura sino también por la influencia que tiene su peso durante el funcionamiento. En una estructura tipo tijera con sistema hidráulico, el propio peso desempeña un factor importante a la hora del dimensionamiento de las piezas y mecanismos que componen esta máquina, pues puede perjudicar los resultados finales. Inicialmente se planteaba como objetivo una capacidad de carga de 3 000 kg, pero en base a lo anterior se optó por disminuir este número a la mitad. A través de una evaluación se definió que la carga máxima que se podrá elevar es de 500 kg pues el peso de la estructura de la plataforma es de 1 000 kg.[4]

Se debe de tomar en cuenta tres parámetros principales en el diseño de una plataforma elevadora, la elevación máxima, estabilidad y movilidad. Esto nos permitirá poder hacer la selección del tipo de elevador a diseñar detallando las especificaciones técnicas y los componentes principales que va a ocupar el elevador. La máquina debe estar construida con mecanismo simples y materiales que se encuentren en el mercado nacional lo cual permita un fácil mantenimiento.[5]

Dentro del área industrial, el tipo de elevador más usado es de tijera hidráulica. A simple vista puede parecer un diseño muy complicado, pero en realidad cuenta con una esquematización muy simple. Una de las funcionalidades de este dispositivo, es permitir que la mesa sea ajustable a una altura deseada permitiendo así la elevación de algún objeto pesado o alguna carga. Su tecnología puede estar conformada con un sistema en neumática, hidráulica o mecánica, así mismo la mesa elevadora presenta un diseño de plataforma giratoria y esta puede ser accionada de forma manual o motorizada. Como el principal funcionamiento de la máquina es levantar objetos pesados, se debe tomar en consideración las deformaciones y las tensiones que puede sufrir el bastidor del elevador hidráulico, y como la carga y descarga se repite se puede generar un fallo por fatiga afectando la vida útil del ascensor. El uso del elevador industrial mayormente abarca establecimientos pequeños y almacenes, pero mediante un rediseño se podría utilizar para diferentes actividades.[6]

Es fundamental analizar el mecanismo de una plataforma elevadora mediante las cargas que va a estar sometida de forma estática, dinámica y de fatiga. Esto con el fin de observar sus puntos más críticos durante su funcionamiento y estimar su vida útil. Se debe considerar también realizar un análisis estructural en sus condiciones más desfavorables y un análisis de las soldaduras que pueda presentar la estructura. Otro punto interesante de investigación, es analizar el momento en donde el pistón hidráulico rompe la inercia del mecanismo. Para estructuras de esta índole, es necesario tomar medidas de seguridad durante el funcionamiento del sistema de tijeras, ya sea mediante topes, frenos, entre otros, que asegure la altura a la cual se quiere trabajar.[11]

2.2.- BASES TEÓRICAS

2.2.1.- PRIMERA LEY DE NEWTON

También conocido como principio de inercia. Este apartado hace referencia que un cuerpo no puede cambiar de un estado en reposo a otro en movimiento por sí mismo, esto solo sería posible si se le aplica una fuerza diferente de cero.[12]

2.2.1.1.- EQUILIBRIO ESTÁTICO

El equilibrio estático hace referencia a la situación en reposo de un sistema. Se definirá como sistema, a la estructura en su totalidad que ocupe una máquina. En este caso, cuando se habla de equilibrio, se entiende que las fuerzas que actúan sobre la máquina y los momentos generados, se sumarán obteniendo como resultado un valor de cero, lo cual indica un balance en el sistema. [13]

$$\begin{aligned} \sum F &= 0 \\ \sum M &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

La ecuación (1) hace referencia a la primera ley de Newton, esta menciona que la sumatoria de fuerzas y momentos que actúen sobre una estructura en equilibrio es cero.

2.2.1.2.- DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE

El análisis estructural de algunas máquinas se puede realizar a través de un método simplificado. Este consiste en el aislamiento de cada componente de forma sucesiva para su posterior análisis. Una vez realizado ese procedimiento, los resultados obtenidos se unifican para generar una valoración del sistema total. [13] Esta herramienta es de gran ayuda pues nos facilita el análisis a sistema que cuenta con numerosas piezas o componentes dentro de sus sistemas. Un DCL, representa las fuerzas que se aplican sobre un objeto de forma externa, se debe verificar la correcta esquematización antes de aplicar alguna operación estática o dinámica. [14]

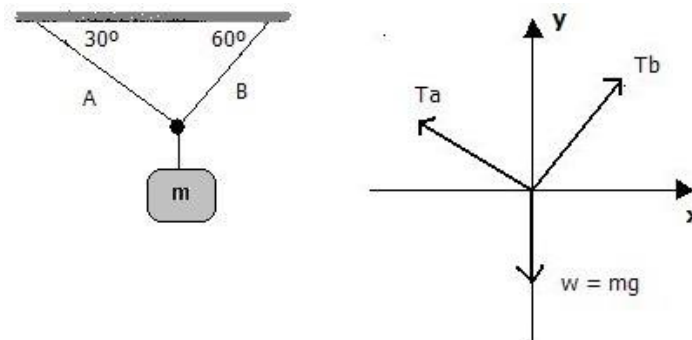


Fig. 1. Representación del DCL de un sistema [15]

2.2.1.3.- MOMENTO DE INERCIA

También es conocido como el segundo momento del área, esta propiedad geométrica hace referencia a la sección transversal que presentan los elementos estructurales. Mediante la inercia, se analiza la como se reparte la masa en un sistema respecto a un eje. Mientras más alejado se esté de este eje, mayor será es el momento de inercia. [16]

$$I = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2 \quad (2)$$

La ecuación (2), indica la definición matemática del momento de inercia de un sistema (I), que es igual a la sumatoria de la masa (m) por la distancia (r) de cada objeto.

CENTRO DE MASA

Definido como la ubicación que ocupa la relación de uno o varios objetos, es decir, el promedio de las masas presentes. Una simplicidad en el análisis a considerar es que el centro de masa de figuras conocidas se encuentra en su centroide, y en algunas que tienen cavidades o vacíos se encuentran en donde no hay material. En un análisis mecánico, esto es de gran ayuda pues se tiene, que, si aplicamos sobre un objeto una fuerza de empuje en su centro de masa, este solo se moverá como una masa puntual, no existirá rotación sin importar la geometría que tenga. Caso contrario ocurrirá si se aplica una fuerza en otro lugar de su geometría, entonces el objeto rotará.[17]

$$\vec{r}_{cm} = \frac{\sum_i^n \vec{r}_i \cdot m_i}{m_T} \quad (3)$$

La ecuación (3) hace referencia a la expresión vectorial para el centro de masa de un objeto o conjunto de objetos, donde el vector posición del centro de masas (r_{cm}) es igual a la sumatoria del vector posición (r_i) multiplicado por la masa (m_i) entre la masa total (m_T) del sistema.

El estudio del centro de masa nos permite obtener como aplicación, el ángulo máximo antes de volcarse de un objeto.[17]

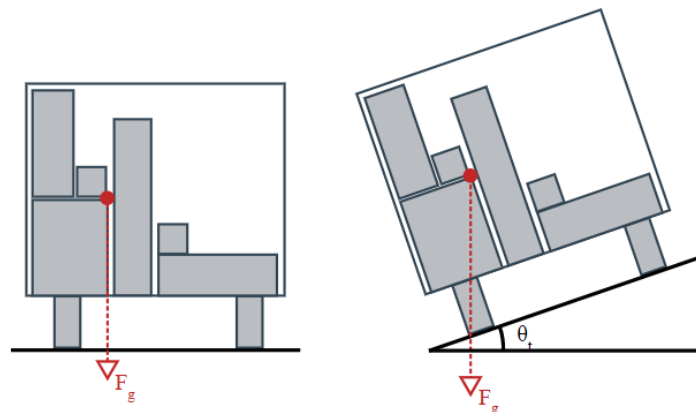


Fig. 2. Inclinación máxima de un camión erróneamente cargado [17]

CENTRO DE GRAVEDAD

Definido como el punto en donde sobre un sistema actúa la fuerza gravitatoria. Comúnmente, en un estudio mecánico se entiende que la fuerza de gravedad es uniforme. Por lo tanto, el centro de gravedad se ubica en el mismo punto del centro de masa.[17]

2.2.2.- SEGUNDA LEY DE NEWTON

Este apartado hace referencia al estudio del movimiento que presenta un objeto o una estructura, cuando se le aplica una fuerza externa, en donde sus aceleraciones que experimenta son proporcionales. Formalmente, la ecuación fundamental nos dice, que la fuerza que se aplica sobre un objeto es diferente de cero, por lo tanto, se experimenta una aceleración que lleva a realizar un cambio de un estado de reposo a movimiento.[18]

$$\sum \vec{F} = m \cdot \vec{a} \quad (4)$$

La ecuación (4) representa la fuerza total que se ejerce sobre un objeto, será igual a su masa, asumida constante, por la aceleración que presenta el cuerpo.

Newton, durante su estudio de esta ley, afirmó que, una misma fuerza ejercida sobre dos objetos de diferente masa nos da como resultado aceleraciones diferentes. Entonces la aceleración viene a ser directamente proporcional a la fuerza que se le aplica a un objeto.

TEORÍA DE MECANISMOS

Un mecanismo está compuesto por partes individuales llamadas piezas. Las piezas a su vez en conjunto forman miembros que según la disponibilidad del diseño se puede diferenciar entre miembros conductores, miembros conducidos y bastidores. Cuando nos referimos a mecanismos, se presenta la definición de par, que son la agrupación de un par a más elementos que se encuentran en contacto generando un movimiento.[19]

GRADOS DE LIBERTAD

Definido como la cantidad de parámetros necesarios para afirmar una configuración geométrica de un objeto, es decir la posición que puede realizar cada miembro estructural.[19]

$$G = 3(N - 1) - 2PI - PII \quad (5)$$

La ecuación (5), es conocida como la fórmula de Grübler y nos ayuda a calcular los grados de libertad de un sistema. Aquí se tiene los grados de libertad (G), el número de miembros del mecanismo (N), los números de pares binarios en un grado de libertad (PI) y el número de pares binarios de dos grados de libertad (PII).

Los valores obtenidos son de suma importancia pues nos ayudan a distinguir el tipo de mecanismo o estructura que estamos trabajando. [19]

Así tenemos:

- $G=1$, mecanismo desmodrómico
- $G=2$, mecanismo no desmodrómico
- $G=0$, estructura estáticamente determinada (isostática)
- $G=-1$, estructura estáticamente indeterminada (hiperestática)

2.2.3.- TEORÍA DE FATIGA

El proceso de fatiga, se conoce como la degradación de un material que está sometido a cargas cíclicas. Debido a la constante interacción, se tiene la aparición de una grieta, la cual al no darse una solución inmediata podrá ocasionar una ruptura del material, debido a las deformaciones plásticas que sufre la estructura.[20] Los regímenes de fatiga que se puede presentar en una pieza dependerán mucho de su ciclaje.

Fatiga de bajo ciclaje (Low Cycle Fatigue: LCF)

$$n_c < 10^2 \text{ a } 10^4 (n_c < \sim 10^3)$$

Fatiga de alto ciclaje (High Cycle Fatigue: HCF)

$$n_c > 10^2 \text{ a } 10^4 (n_c > \sim 10^3)$$

Para analizar una pieza por fatiga, existen varios modelos a seguir entre ellos tenemos:

- Procedimiento vida – esfuerzo, el ideal para diseñar elementos de HCF, con variación de esfuerzos consistentes y conocidos.
- Método vida – deformación, predice el inicio de las grietas en LCF. (Se requiere el uso de un computador)
- Mecánica de fractura, es el más usado para el análisis de la vida útil LCF cuando se encuentra en la propagación de grietas. (Predice en los elementos agrietados su duración) [21]

2.2.4.- FACTOR DE SEGURIDAD

Hace referencia a un número mayor que la unidad, que no indica la capacidad de exceso que puede tener un sistema según sus requerimientos. [22]

$$\text{Factor de seguridad} = F.S = \frac{\text{resistencia real}}{\text{resistencia requerida}} \quad (6)$$

La ecuación (6), la formula general de factor de seguridad dado por la división de la resistencia real y la adquirida.

2.2.5.- DISEÑO PARA DIFERENTES TIPOS DE CARGAS

Para calcular el esfuerzo de diseño de un elemento, se debe considerar el tipo de carga aplicada, entre los cuales tenemos:

- Estática
- Repetida e invertida
- Fluctuante
- Choque o impacto
- Aleatoria

De la misma forma, se debe tomar en cuenta el tipo de material a utilizar. Los materiales, comúnmente se clasifican en dúctiles y frágiles. [25]

FACTORES DE DISEÑO PARA MATERIALES DÚCTILES

Con frecuencia, para la selección del factor de diseño adecuado se recurre a códigos establecidos dados por organizaciones que normalizan esta variable. Cuando se refiere a estructuras, se acude a los reglamentos de construcción del lugar en donde se va desarrollar el proyecto. En ambos casos, nos indican los factores de diseño o los esfuerzos de diseño que se pueden aplicar.

Para el caso en donde existen muchas incógnitas en el proceso o se conoce poco o nada acerca de las condiciones de nuestro diseño se podrán considerar los siguientes valores:

$N = 1.25$ a 2.0 .- El diseño soporta cargas estáticas en donde se tiene un alto grado de confianza en los elementos de la máquina.

$N = 2.0$ a 2.5 .- Considerado para el diseño de elementos bajo cargas dinámicas con una certeza en todos los datos de entrada.

$N = 2.5$ a 4.0 .-Ocupado para estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con cierto grado de incertidumbre en las cargas, esfuerzos, materiales e influencia del ambiente.

$N = 4$ o más. – Enfocado para estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, sin certeza en la combinación de cargas, material, esfuerzo e influencia del ambiente. [25]

MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DISEÑO

Los métodos para el análisis de diseño se basan principalmente en reconocer el tipo de carga presente, el material que se está usando y el tipo de esfuerzo que se genera ya sea este uniaxial o biaxial. Para ello se presenta un diagrama lógico del tipo de método más adecuado a utilizar de acuerdo a la situación.

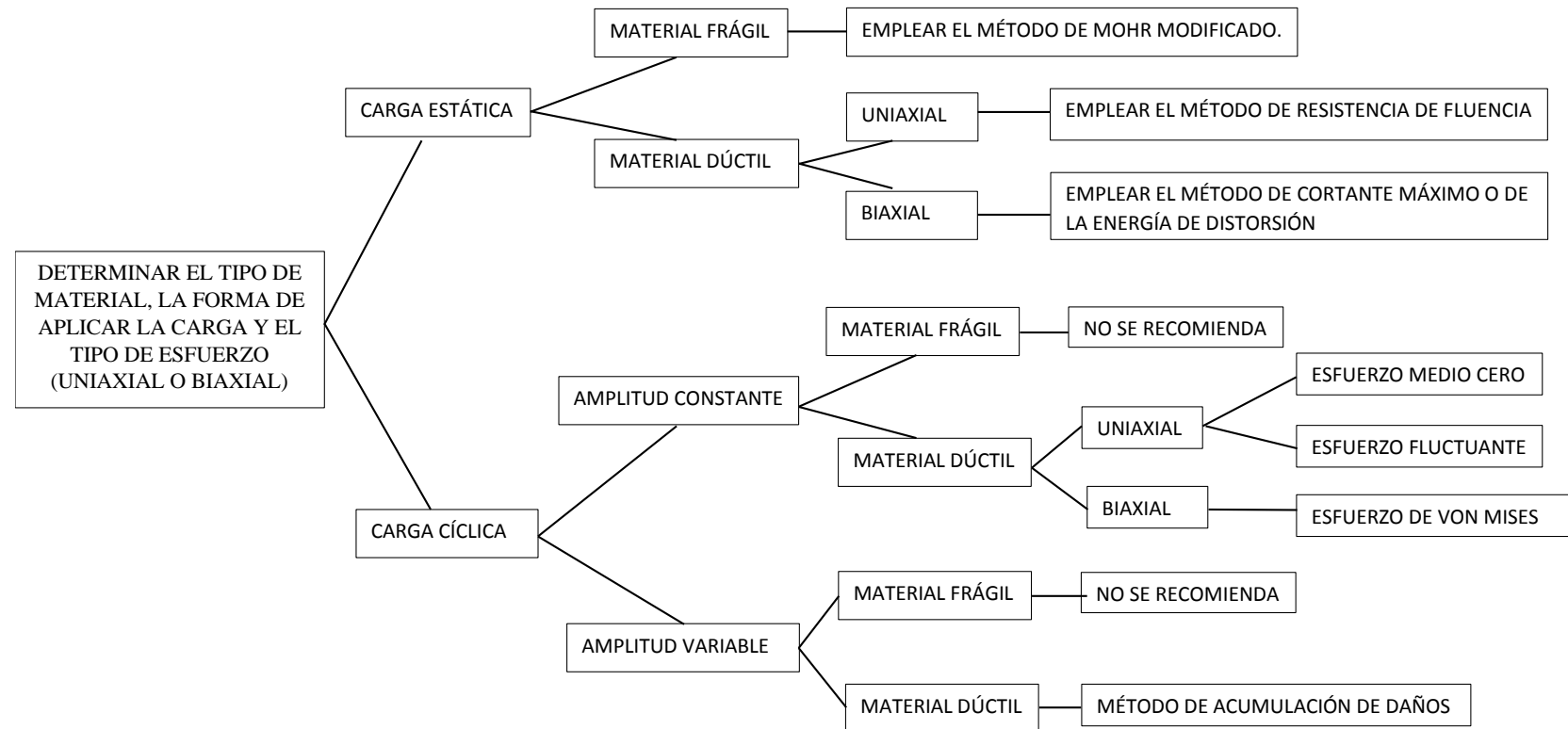


Fig. 3.- Diagrama lógico de los métodos de análisis de diseño [25]

De esta forma, para el tema de investigación se seguirá la ruta de carga axial, aplicado a un material dúctil con esfuerzos biaxiales. Así emplearemos el método del cortante máximo o de la de la energía de distorsión

- **Método del esfuerzo cortante máximo**

$$\tau_{m\acute{a}x} < \tau_d = \frac{S_y}{N} = 0.50 \frac{S_y}{N} \quad (7)$$

La ecuación (7), realiza la comparación del esfuerzo cortante máximo e indica que es menor a la de diseño. Esto relacionando el esfuerzo de fluencia del material sobre el factor de diseño.

- **Método de la energía de distorsión**

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

Aplicado para diseño:

$$\sigma' < \sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad (8)$$

La ecuación (8), compara el esfuerzo de von Mises máximo con el esfuerzo de diseño, donde este último es mayor. De igual forma, relaciona el esfuerzo de fluencia del material sobre el factor de diseño.

MÓDULO DE SECCIÓN EN PERFILES

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_d} \quad (9)$$

La ecuación (9), permite determina el módulo de sección de los perfiles a utilizar mediante la división del momento máximo entre el esfuerzo de diseño. Se considera apoyarse de tablas estandarizadas para la correcta selección de los mismos.

DISTANCIAS DE SOPORTES DE ANCLAJES

Es necesario conocer las condiciones de trabajo en los soportes de anclajes, porque muchos de los cuales estarán soportando pernos o pasadores. Es necesario determinar las distancias mínimas necesarias a la cual se debe diseñar para evitar posibles fallos por aplastamiento. [35]

Así se especifica las siguientes fórmulas a considerar:

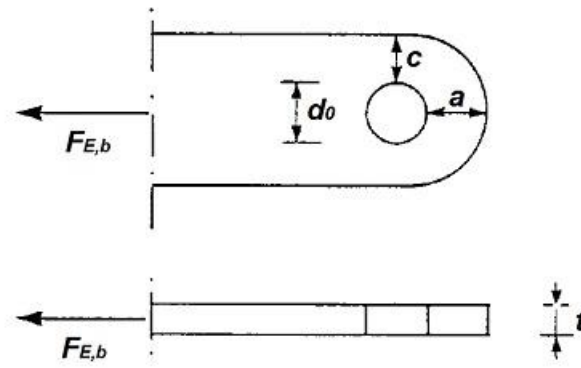


Fig. 4. Representación de los soportes de anclaje para las ruedas [35]

$$a \geq \frac{F_{E,b} \cdot YM0}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{2 \cdot d_0}{3} \quad (10)$$

$$c \geq \frac{F_{E,b} \cdot YM0}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{d_0}{3} \quad (11)$$

Las ecuaciones (10) y (11), nos indican la forma para encontrar las distancias mínimas requeridas para el diseño del soporte de anclaje. Se considera la fuerza cortante aplicada $F_{E,b}$, el factor de fluencia del material f_y así como el coeficiente del acero en forma parcial $YM0$ que es 1,25.

III.- METODOLOGÍA

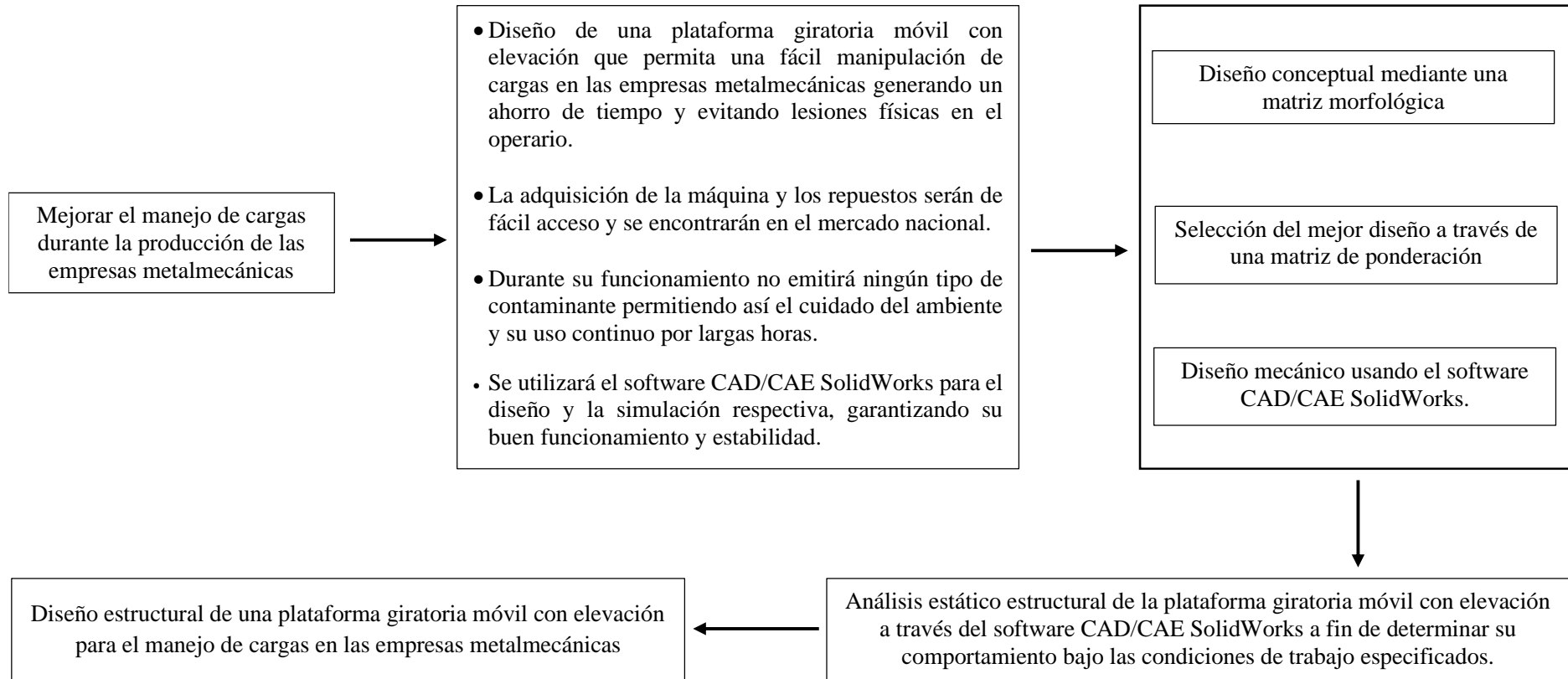


Fig. 5. Proceso metodológico de la investigación

3.1.- MATRIZ DE CONSISTENCIA

TABLA I
MATRIZ DE CONSISTENCIA DE LA INVESTIGACIÓN

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	METODOLOGÍA
¿De qué manera se puede mejorar la manipulación de cargas en las empresas metalmecánicas?	GENERAL	GENERAL	<p>VARIABLE INDEPENDIENTE</p> <p>El manejo de cargas en las empresas metalmecánicas</p> <p>Indicadores:</p> <p>Peso Altura Elevación Traslado</p> <p>VARIABLE DEPENDIENTE</p> <p>Diseño estructural de una plataforma giratoria móvil con elevación</p> <p>Indicadores:</p> <p>Esfuerzos Centro de masa y gravedad Desplazamientos Energía de deformación unitaria Factor de seguridad</p>	<p style="text-align: center;">DISEÑO DE INVESTIGACIÓN</p> <p>Tipo aplicada-correlacional con utilización del software CAD/CAE SolidWorks.</p> <p style="text-align: center;">TÉCNICA DE RECOLECCIÓN DE DATOS</p> <p>En este proyecto de investigación se usará la observación a través de archivos audiovisuales.</p> <p style="text-align: center;">POBLACIÓN Y MUESTRA</p> <p>La unidad de estudio es la plataforma giratoria móvil con sistema de elevación</p> <p>La población serán las máquinas elevadoras para trabajo en altura. Esto queda delimitado por el problema y por los objetivos de la investigación.</p>
	Efectuar el diseño estructural de una plataforma giratoria móvil con elevación para el manejo de cargas en las empresas metalmecánicas.	Si se diseña una plataforma giratoria móvil con elevación para el manejo de cargas en las empresas metalmecánicas, entonces, se entenderá su funcionamiento bajo las condiciones de trabajo dadas.		
	ESPECÍFICOS	ESPECÍFICOS		
	1.- Identificar los parámetros de funcionamiento de la plataforma giratoria móvil con elevación.	1.- Si se identifica los parámetros de funcionamiento de la plataforma giratoria móvil con elevación, entonces, se determinará las condiciones de trabajo que estará sometido la máquina.		
	2.- Realizar el diseño conceptual de a través de una matriz morfológica.	2.- Si se realiza el diseño conceptual a través de una matriz morfológica, entonces, el diseño final cumplirá los requerimientos solicitados.		
3.- Dimensionar la estructura y los mecanismos de la máquina en base a su altura y capacidad de carga.	3.- Si se dimensiona la estructura y los mecanismos de la máquina en base a su altura y capacidad de carga, entonces, el diseño cumplirá con los requisitos mínimos establecidos para su buen desempeño			
4.- Realizar la simulación del análisis estático estructural a través del software CAD/CAE Solid Works	4.- Si se realiza la simulación del análisis estático estructural a través del software CAD/CAE Solid Works, entonces, se evaluará los esfuerzos, desplazamientos, energía de deformación unitaria y factor de seguridad del diseño.			

3.2.- METODOLOGÍA DEL DISEÑO

Para la creación de este diseño mecánico, se tomará como guía el modelo de French. Este, nos indica una serie de pasos en donde primero se parte de una necesidad. Como resultado se obtiene el planteamiento del problema y como se va a resolver. De esta forma van apareciendo restricciones enfocadas al nuevo diseño que se busca realizar. La flexibilidad de este modelo radica en que, si se llega a una etapa en donde se observa que la máquina diseñada necesita o debería sufrir algunos cambios, el modelo de French te permite regresar a etapas anteriores y realizar los cambios correspondientes, esto se conoce como retroalimentación. [26]

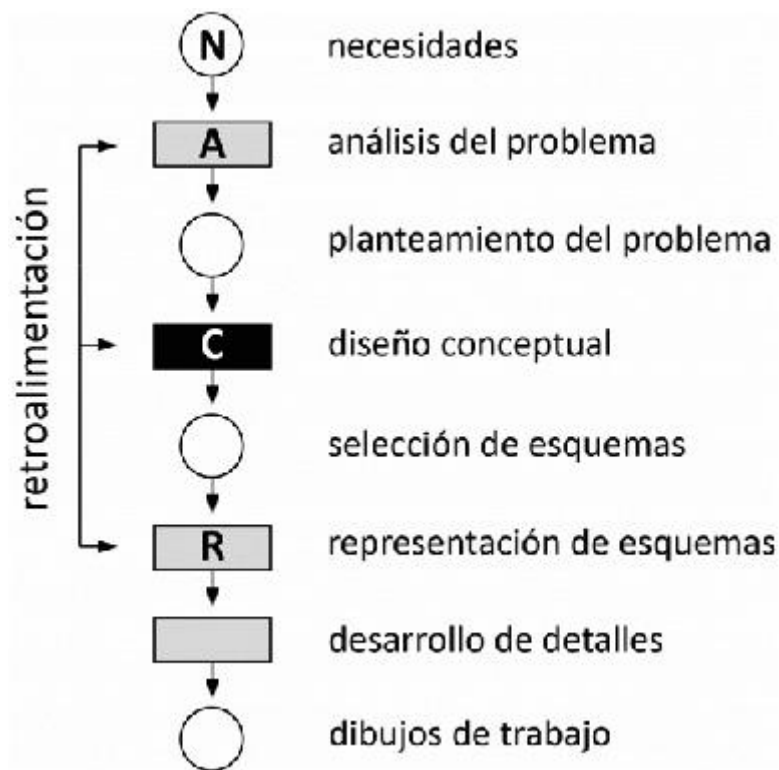


Fig. 6. Proceso de diseño del Modelo de French [26]

Guiándonos del modelo de French para realizar el proceso de diseño se tiene que identificar lo siguiente:

- **Necesidad:** Transportar y elevar objetos con masas que superan la capacidad física de las personas.
- **Análisis del problema:** Se tomará en cuenta la infraestructura del diseño para cumplir con las condiciones establecidas en base a la necesidad y las limitaciones que se impone a la solución.
- **Planteamiento del problema:** Se necesita contar una máquina que pueda mejorar el manejo de cargas en condiciones de trabajo referentes al trabajo metalmecánico.
- **Diseño Conceptual:** En esta etapa se brinda posibles diseños de solución a la necesidad. Aquí se especifica los elementos y mecanismo que puede tener la máquina para que cumpla las funciones requeridas. Abarca el aspecto de diseño estructural, sistema de control, accesorios adicionales, etc.
- **Representación de los esquemas:** En esta etapa nos apoyaremos un el dibujo asistido por computadora CAD, mediante el software SOLIDWORKS y AutoCAD para simular y realizar un análisis estático estructural a fin comprobar que el diseño es el idóneo para cubrir la necesidad dada. En caso que se presente una falla diferente a la que suponía que pasaría en el análisis del problema, se hará una retroalimentación, donde posiblemente se plantee un nuevo problema y alternativas de solución que quizás cambien algunos procesos ya realizados con anterioridad, como, el diseño de la plataforma o su sistema de elevación.
- **Desarrollo de detalles:** Se especificará los detalles del diseño que brinde la solución al problema, a través de planos ingenieriles.

IV.- DISEÑO DE PLATAFORMA GIRATORIA MÓVIL CON ELEVACIÓN

Los elevadores son máquinas cuya función principal es subir, bajar o ajustar a cierta altura una carga. Su diseño puede ser dado por un sistema de tijera o de columna del tipo estacionario o móvil y son utilizados comúnmente en talleres y garajes para actividades de paletización o despaletización manual de cajas.[27]

4.1.- PARTES BÁSICAS

- **Base:** Es la unidad en donde se apoya los demás elementos que forman parte de la estructura, esta debe ser estable y resistente. Mayormente su diseño es apoyado en el suelo, pero en otros casos puede estar montada sobre ruedas.
- **Tijeras:** Esta parte estructural de la máquina, está acoplada a la base permitiendo el desplazamiento en vertical de la plataforma la cual está sujeta a ella mediante ejes en los extremos.
- **Plataforma:** Es un elemento que debe ser compatible con las tijeras y la base que nuestra máquina. Puede ser implementada con rodillos, de forma giratoria, basculantes, entre otros según el requerimiento que se desee.
- **Grupo hidráulico:** Es aquel que está conformado por una serie de equipos que permiten el movimiento del pistón, el cual está acoplado a las tijeras. A través de la unidad de control se maneja tanto la subida como la bajada del pistón permitiendo así el movimiento vertical de la plataforma.
- **Unidad de control:** Aquel que nos permite el manejo de las funciones de la plataforma y puede estar dado por accionamiento mecánico o electrónico. [24]

4.2.- CONDICIONES DE TRABAJO

La metalmecánica es todo aquel proceso en donde se transforma los metales para la producción de nuevas piezas y objetos. Para ello se ejecutan actividades de soldadura, mecanizado, tratamientos térmicos, entre otros. Así mismo, el sector metal mecánico ocupa mantenimientos en metal dirigido al área mecánica. [29]

La mayoría de las empresas orientadas al sector producción, para el manejo de objetos pesados, utilizan montacargas, cabrestantes, grúas y elevadores de vacío. Todos pertenecientes a equipos de trabajo pesado. Cada máquina cuenta con una función específica, algunos solo mueven la carga hacia arriba y abajo, otros de un lado a otro, así como la combinación de ambos movimientos. Comúnmente, una empresa adquirirá una máquina en base a las necesidades que desea suplir. Para definir las condiciones de trabajo a la cual va a estar sometida nuestra plataforma giratoria móvil con sistema de elevación, se debe tener en cuenta los siguientes parámetros:

4.2.1.- CAPACIDAD DE CARGA

Este parámetro estará ligado al tipo de objeto que se tendrá que elevar y mover, influenciado por la masa como las dimensiones del mismo. Para ello se ha tomado como referencia, los productos que más se comercializa en la Ciudad de Chiclayo.

La industria Metal mecánica Arturo Ayala, se dedica a la fabricación de trapecios de motos Wanxin. La empresa Aceros del norte S.A.C distribuye su producción entre artículos de oficina, perfiles, planchas y accesorios para el hogar. Los negocios informales en el rubro metalmecánico, enfocan su trabajo en la fabricación de puertas y ventanas, así como mesas y otras estructuras que solicite el cliente.

En promedio una puerta de acero pesa entre 40-70 kg, y mide 1,95 x 0,85 m, los accesorios pequeños como los trapecios, tiene una masa inferior a los 20 kg y con medidas de 0,50 x 0,25 m. No obstante, existen empresas en Lima donde su producción se enfoca en gabinetes (Grupo Telepartes), la masa de este producto es 200 kg con medidas entre 2,3 x 0,89 x 1,45 m.

Tomando como referencia las piezas antes mencionadas, se decide que la máquina deberá soportar una carga de 1 500 kg y su plataforma tendrá una dimensión simétrica de 2 x 2 m.

4.2.2.- ALTURA DE ELEVACIÓN

En este apartado, las consideraciones que se toma para definir la elevación de la plataforma, se verán influenciado por el uso que se le vaya a dar. Se asume que si se usa está máquina para un almacén, la elevación que tenga debe ser la mínima requerida para llegar a un segundo nivel de las estanterías. De igual forma, la altura de la mesa de la máquina debe permitir al operario una buena postura y ergonomía en el trabajo de pie, si en caso se necesite realizar alguna actividad sobre la plataforma.

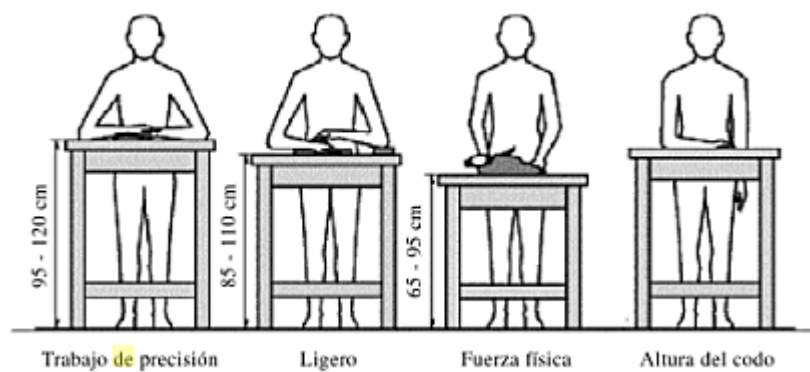


Fig. 7. Puesto de trabajo en pie [27]

Considerando que la máquina será ajustable a la altura deseada, cumpliremos con todas las posiciones de trabajo en pie si en algún momento se requiere, así mismo, tomando en cuenta las dimensiones de los elementos que va a tener el diseño, se define una altura de elevación de 1,5 metros desde la base de la plataforma hasta la mesa superior.

4.2.3.- GIRO DE LA PLATAFORMA

El diseño de la plataforma contará con una mesa superior, la cual se podrá girar 360° esto a fin de ayudar al operario en la carga y descarga de productos.

4.2.4.- AMBIENTE DE TRABAJO

Las condiciones del ambiente que se presenta en una industria metalmeccánica se definen en el siguiente esquema:

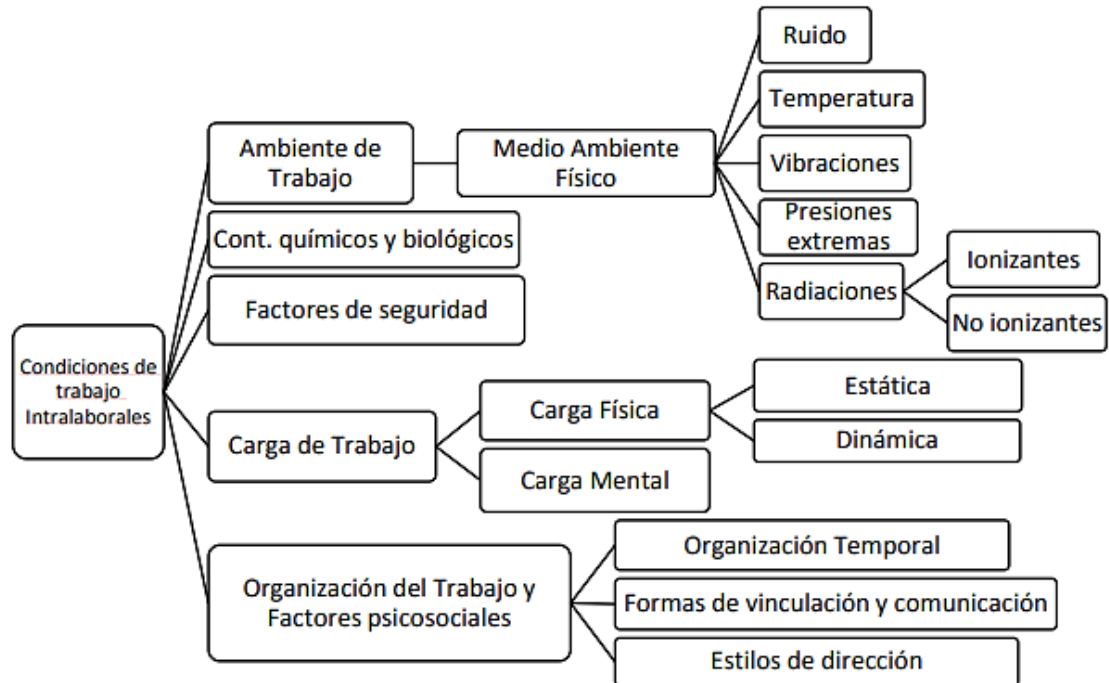


Fig. 8. Condiciones de trabajo en una industria metalmeccánica [28]

Para este estudio se considerará un ambiente de trabajo que no esté expuesto a la intemperie, considerando el ruido, zonas del local con aumento de temperatura y vibraciones. Se despreciará la velocidad del aire pues la altura de elevación de la máquina no será mucha y además el área de trabajo será dentro de una zona cerrada. Añadido a eso, se tendrá en cuenta la suciedad que pueda haber presente y la oxidación que pueda genera una pieza expuesta por contacto con la plataforma de la máquina. Se desprecia el efecto del aire.

El uso de la plataforma no se restringe para una pieza en específico, pues una empresa metalmeccánica produce variedades de piezas para distintos sectores. La limitación de la máquina queda en base a los objetos que podrá levantar las cuales no deberán superan la capacidad de carga y las dimensiones que presenta la máquina.

4.3.- REQUISITOS DE DISEÑO

- **Practicidad**
Es conveniente facilitar las funciones de operación al operario.
- **Seguridad**
Por seguridad del operario de las demás personas, debe ser obligatorio la seguridad de la plataforma durante su funcionamiento, así mismo la utilización de equipos de protección personal, cuando este en operación.
- **Mantenimiento**
Se debe considerar un mantenimiento de acuerdo al tiempo de operación de la plataforma, tanto para el sistema hidráulico y de tijeras.
- **Reparación**
En el caso de que exista una falla, debe considerarse una fácil obtención de los repuestos.
- **Manipulación**
El operario debe tener bien claro las restricciones del diseño de la máquina (capacidad y altura de elevación).
- **Ergonomía**
Es conveniente que la plataforma influya una buena ergonomía en el operario a la hora de realizar las actividades diarias sin poner en riesgo la integridad del mismo operario y a terceros.

4.4.- REQUERIMIENTO DE FUNCIÓN

- **Mecanismos**
El diseño seleccionado debe constar de componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos.
- **Confiabilidad**
Se desea que cuando la plataforma esté operando no represente un peligro para el operador y a terceros, así mismo que no falle durante un día de trabajo.
- **Versatilidad**
Dentro de las posibilidades de que la plataforma solo levante algún peso determinado, se desea que al mismo tiempo se desplace sin quitárselo. De la misma forma que la plataforma logre un giro alrededor de su eje de 360 °.
- **Resistencia**
Se espera un diseño sólido, donde las estructuras tanto mecánicas como hidráulicas soporten los esfuerzos ocasionados por la carga impuesta durante su trabajo.

4.4.1.- Requerimientos estructurales

- **Número de componentes**
Se desea un diseño con un número pequeño de componentes, sin afectar la confiabilidad y resistencia del diseño.
- **Unión**
Se ha previsto que los sistemas de elevación estén unidos a la estructura de la plataforma mediante, pernos, soldaduras, bridas previa evaluación del diseño.
- **Centro de gravedad**
Mediante el diseño seleccionado se desea que el producto a elevar o desplazar, no corra el riesgo de caerse de la plataforma debido a su estabilidad.

4.5.- MATRIZ DE NECESIDADES Y MÉTRICAS

TABLA II
NECESIDADES VS LA MÉTRICA DEL DISEÑO

NECESIDADES		MÉTRICAS								
		1	2	3	4	5	6	7	8	
		Alta rigidez y estabilidad								
		El sistema de control electromecánico								
		Resistencia a la tensión								
		Repuestos de fácil acceso en el mercado nacional								
		Centro de gravedad								
		Ruedas de desplazamiento								
		Factor de seguridad del diseño								
		Corriente continua								
1	Permite cargar 1 500 kg en peso	x	x	x		x		x		
2	Cuenta con un sistema de elevación	x	x			x		x		
3	Permite el giro de la plataforma 360°	x	x			x		x		
4	Tiene un fácil manejo		x							
5	Es ergonómico		x							
6	Brinda seguridad	x						x		
7	Es de fácil mantenimiento				x					
8	Permite movilizar carga		x					x	x	x

4.6.- DESEOS Y EXIGENCIAS

**TABLA III
DESEOS Y EXIGENCIAS DEL DISEÑO**

PLATAFORMA GIRATORIA MÓVIL CON ELEVACIÓN		
FUNCIÓN PRINCIPAL		Elevar cargas de 1 500 kg a una altura de 1,5 m y permitir el giro de la plataforma
ÍTEMS	DESEO / EXIGENCIA	DESCRIPCIÓN
Ergonomía	Exigencia	Dimensiones del producto se ajustan a las dimensiones antropométricas promedio de una persona (trabajador) mayor de 18 años.
Geometría	Exigencia	Ensamble de piezas estándares, fáciles de hallar en el mercado nacional
Funcionalidad	Exigencia	Las funciones de los mecanismos de la máquina serán controladas por un sistema de control de fácil entendimiento y utilización
Seguridad	Exigencia	La máquina no pondrá en riesgo al operario o personal que se encuentre cerca, esto comprende la integridad física y emocional de la persona. Además el sonido de la máquina no puede exceder los estándares permisibles permitidos.
Sostenibilidad	Exigencia	La máquina no tendrá ningún tipo de emisión contaminante hacia el medio ambiente
Materiales	Exigencia	La estructura de la máquina deben contar con partes que sean fabricadas con material anticorrosivo
Mantenimiento	Deseo	La máquina contará con un fácil mantenimiento y acceso a sus componentes, además el tiempo de ensamble/desensamble para mantenimiento será el más corto posible

4.7.- MATRIZ MORFOLÓGICA

FUNCIÓN PARCIAL	PORTADOR DE FUNCIONES			
ABASTECIMIENTO DE ENERGÍA				
SISTEMA DE ELEVACIÓN				
MECANISMO ELEVADOR				
TIPO DE PLATAFORMA				
DISPOSITIVO DE GIRO				
SEGURO DE PLATAFORMA				
GUÍAS Y/O RIELES				
RODILLOS				
SISTEMA DE DIRECCIÓN				
ACCESORIO PARA DESPLAZAMIENTO				
BOTONES DE ACCESO A LAS FUNCIONES				
SISTEMA DE CONTROL				
SOLUCIONES	SOLUCIÓN 01	SOLUCIÓN 02	SOLUCIÓN 03	SOLUCIÓN 04

Fig. 9. Matriz morfológica – Solución 01

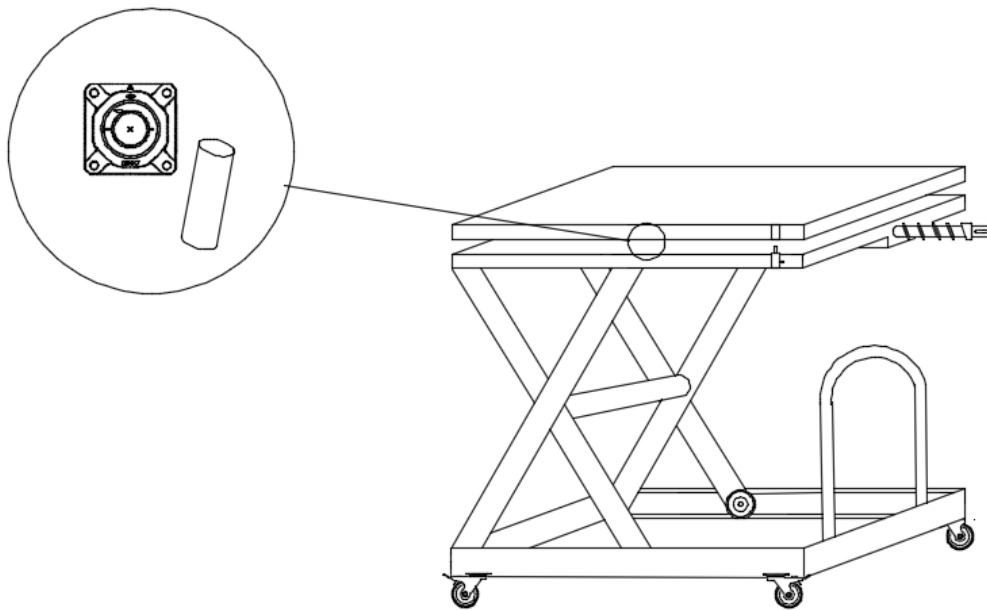
Solución 01:

Fig. 10. Elevador de tijera por accionamiento mecánico

En la solución 01, se puede apreciar una plataforma giratoria móvil con un sistema de elevación mecánico por tijeras.

Se considera:

- Una placa fija y otra placa giratoria la cual se acoplará a la anterior mediante un eje y chumaceras de pared. El eje estará sujeto a las chumaceras a través de unos seguros llamados prisioneros.
- La acción de elevación se realizará a través de la manipulación de un tronillo sin fin el cual permitirá elevar la carga a la altura deseada, donde se requerirá de la intervención de un operario.
- La tijera podrá subir y bajar puesto que su base contará con guías en los cuales irán unos rodajes sujetos a cada brazo a fin de permitir su desplazamiento.
- La acción de giro de la plataforma será de forma manual, en la imagen se aprecia un seguro el cual permitirá que la placa ya no gire cuándo esté en desuso. Caso contrario con la carga encima permitirá quitar el seguro y darle movimiento a la placa superior si así se desea
- Añadido a eso se muestra una baranda la cual permitirá el manejo y/o empuje de la máquina.








































FUNCIÓN PARCIAL	PORTADOR DE FUNCIONES			
ABASTECIMIENTO DE ENERGÍA				
SISTEMA DE ELEVACIÓN				
MECANISMO ELEVADOR				
TIPO DE PLATAFORMA				
DISPOSITIVO DE GIRO				
SEGURO DE PLATAFORMA				
GUIAS Y/O RIELES				
RODILLOS				
SISTEMA DE DIRECCIÓN				
ACCESORIO PARA DESPLAZAMIENTO				
BOTONES DE ACCESO A LAS FUNCIONES				
SISTEMA DE CONTROL				
SOLUCIONES	SOLUCIÓN 01	SOLUCIÓN 02	SOLUCIÓN 03	SOLUCIÓN 04

Fig. 11. Matriz morfológica - Solución 02

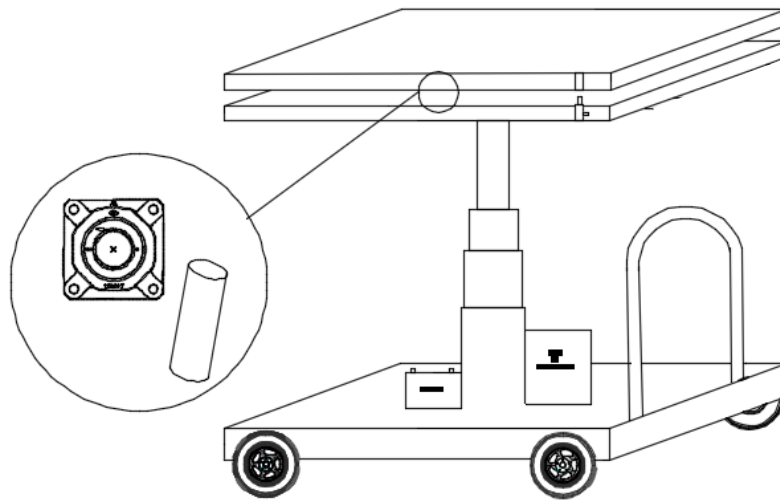
Solución 02:

Fig. 12. Plataforma elevadora con pistón multientálpico

En la solución 02, se puede apreciar una plataforma giratoria móvil con sistema de elevación multientálpico.

Se considera:

- Una de las mejoras de este diseño es el sistema de elevación hidráulico que presenta a través de un solo eje multientálpico puesto en la parte céntrica de la placa el cual permite la elevación de la misma asegurada a la base inferior a través de pernos.
- Una placa fija y otra placa giratoria que se acoplará a la placa fija mediante un eje y chumaceras de pared. El eje estará sujeto a las chumaceras a través de unos seguros llamados prisioneros.
- La acción de elevación, se realizará mediante un controlador eléctrico de sistema hidráulico, todas estas acciones las realizará un operario a través de un control de mando.
- La utilización de una fuente de corriente continua a modo de batería para el funcionamiento de todo el sistema.
- Una baranda la cual permitirá el manejo y/o empuje de la máquina.



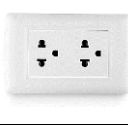




































FUNCIÓN PARCIAL	PORTADOR DE FUNCIONES			
ABASTECIMIENTO DE ENERGÍA				
SISTEMA DE ELEVACIÓN				
MECANISMO ELEVADOR				
TIPO DE PLATAFORMA				
DISPOSITIVO DE GIRO				
SEGURO DE PLATAFORMA				
GUIAS Y/O RIELES				
RODILLOS				
SISTEMA DE DIRECCIÓN				
ACCESORIO PARA DESPLAZAMIENTO				
BOTONES DE ACCESO A LAS FUNCIONES				
SISTEMA DE CONTROL				
SOLUCIONES	SOLUCIÓN 01	SOLUCIÓN 02	SOLUCIÓN 03	SOLUCIÓN 04

Fig. 13. Matriz morfológica – Solución 03

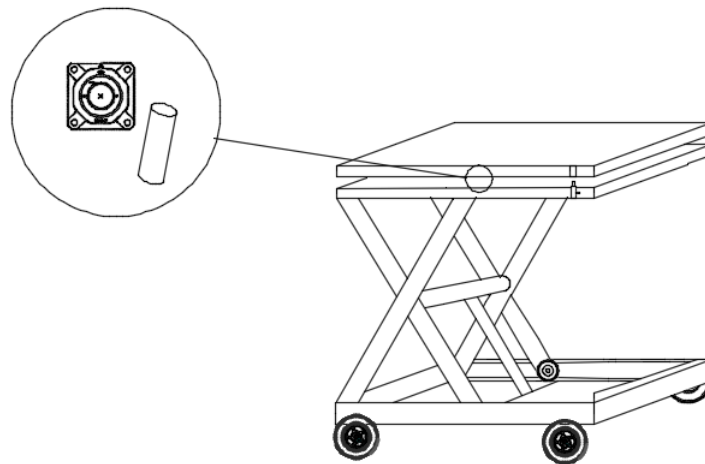
Solución 03:

Fig. 14. Plataforma elevadora con sistema mixto

En la solución 03, se puede apreciar una plataforma giratoria móvil con sistema de elevación mixto. Este diseño viene a ser la unión de los dos bosquejos anteriores añadiendo algunas mejoras.

Se considera:

- El elevador está formado por una placa fija y otra placa giratoria que se acoplará a la placa fija mediante un eje y chumaceras de pared los cuales estarán asegurados a través de prisioneros y se busca la acción de giro de la plataforma.
- Las acciones de giro de la placa superior se realizarán mediante un controlador eléctrico y para elevación de la plataforma se realizará a través de un sistema hidráulico controlado de la misma forma.
- Un sistema de tijeras con pistones hidráulicos, para una mejor distribución del peso y estabilidad.
- Algunos comandos al tablero de control como lo es un botón de frenado y botones de dirección pensando en la comodidad y seguridad del operario al controlar esta máquina.
- Se plantea usar un sistema de alimentación de acuerdo a los requerimientos de los dispositivos que utilice.

4.7.1.- EVALUACIÓN DE LOS CONCEPTOS DE SOLUCIÓN

**TABLA IV
EVALUACIÓN DE CONCEPTOS DE SOLUCIÓN**

CRITERIOS DE SELECCIÓN	CONCEPTOS		
	A ELEVADOR CON SISTEMAS DE TIJERAS	B ELEVADOR CON PISTÓN MULTIETAPAS	C ELEVADOR CON SISTEMA MIXTO (REFERENCIA)
FACILIDAD DE MANEJO	-	-	0
FACILIDAD DE MANUFACTURA	+	+	0
ERGONOMÍA	-	-	0
GEOMETRÍA	0	0	0
SEGURIDAD	-	0	0
FUNCIONALIDAD	-	-	0
MATENIMIENTO	+	+	0
SUMA +	2	2	0
SUMA 0	1	2	7
SUMA -	4	3	0
EVALUACIÓN NETA	-2	-1	0
LUGAR 1	3	2	2
¿CONTINUAR?	NO	SI	SI

4.7.2.- EVALUACIÓN DE CONCEPTO DE DISEÑO

TABLA V
EVALUACIÓN DE CONCEPTOS DE DISEÑO

CRITERIOS DE SELECCIÓN	PESO (%)	A ELEVADOR CON PISTÓN MULTIETAPAS (REFERENCIA)		B ELEVADOR CON SISTEMA MIXTO	
		CALIFICACIÓN	EVALUACIÓN PONDERADA	CALIFICACIÓN	EVALUACIÓN PONDERADA
FACILIDAD DE MANEJO	20	3	0,6	5	1
FACILIDAD DE MANUFACTURA	20	4	0,8	3	0,6
ERGONOMÍA	10	3	0,3	5	0,5
GEOMETRÍA	5	3	0,15	3	0,15
SEGURIDAD	25	5	1,25	4	1
FUNCIONALIDAD	15	3	0,45	5	0,75
MANTENIMIENTO	5	3	0,15	2	0,1
	TOTAL DE PUNTOS		3,7		4,1
	LUGAR		2		1
	¿CONTINUAR?	NO		DESARROLLAR	

V.- DIMENSIONAMIENTO ESTRUCTURAL Y SELECCIÓN DE MECANISMOS

5.1.- ALCANCE DEL DISEÑO

**TABLA V
PARÁMETROS DE ENTRADA DEL DISEÑO**

PLATAFORMA GIRATORIA MÓVIL CON ELEVACIÓN	
Capacidad de carga	1 500 kg
Altura de elevación	1,5 m
Giro de la plataforma	360 °
Dimensiones	2 x 2 m

Para el dimensionamiento, se consideró trabajar con un acero estructural del tipo S460 N.

El acero estructural S460N es un material que se fabrica mediante un proceso de laminación termo mecánica, este presenta varias ventajas en los perfiles estructurales pues se obtiene un tamaño más reducido, más ligero, pero con la misma seguridad. También presenta un óptimo grado de soldabilidad creando una buena relación de coste y eficiencia.

Se presentan algunas de sus propiedades:

Límite elástico mínimo y Resistencia a tracción (N/mm²)				
Tipo	Espesor nominal de la pieza, t (mm)			
	t ≤ 40		40 < t ≤ 80	
	Límite elástico, <i>f_y</i>	Resistencia a tracción, <i>f_u</i>	Límite elástico, <i>f_y</i>	Resistencia a tracción, <i>f_u</i>
S 275 N/NL	275	370 < <i>f_u</i> < 510	255	370 < <i>f_u</i> < 510
S 355 N/NL	355	470 < <i>f_u</i> < 630	335	470 < <i>f_u</i> < 630
S 420 N/NL	420	520 < <i>f_u</i> < 680	390	520 < <i>f_u</i> < 680
S 460 N/NL	460	540 < <i>f_u</i> < 720	430	540 < <i>f_u</i> < 720

Fig. 15. Aceros soldables de grano fino normalizado [30]

Los perfiles a seleccionar, estarán influenciados por los resultados obtenidos en los cálculos numéricos. Se utilizará una tabla estándar de perfiles. De igual forma se utilizará un factor de seguridad de 2.5 para todos los cálculos teóricos en base a la teoría expuesta con anterioridad.

5.1.1.- DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA MÁQUINA

A continuación, se presenta el diagrama de cuerpo libre simplificado en donde se indican las fuerzas aplicadas y las reacciones que presenta la máquina durante su funcionamiento.

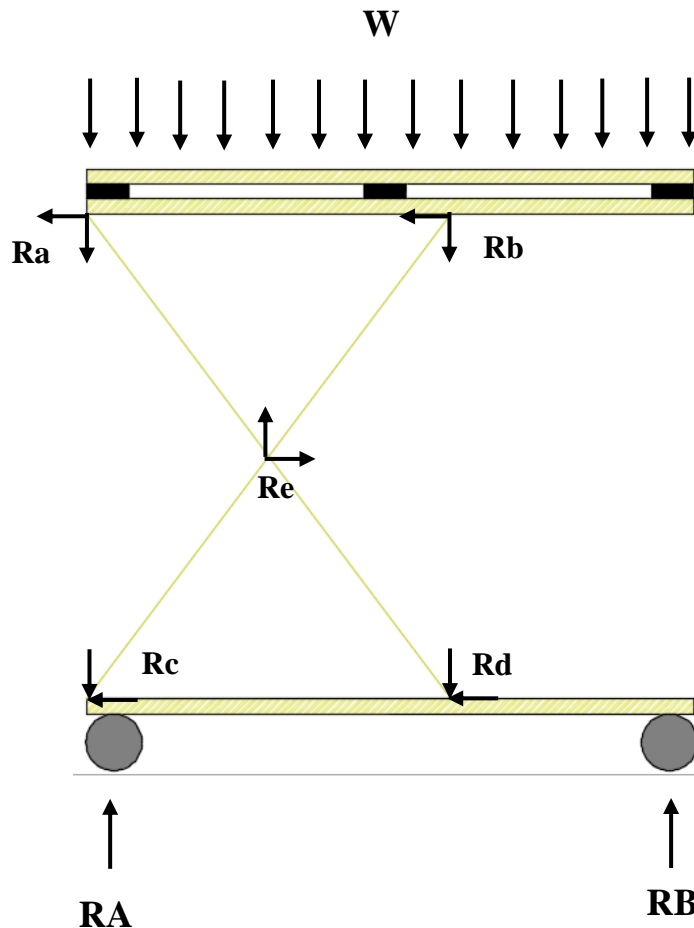


Fig. 16. Diagrama de cuerpo libre de la plataforma giratoria móvil con elevación

Se toma en consideración la fuerza distribuida **W** que actuará a lo largo de toda la plancha superior. Del mismo modo, las reacciones **RA** Y **RB**, las cuales mantendrán a toda la estructura en equilibrio. Los elementos de tijeras y uniones generarán reacciones que en la imagen se denotan con las letras **Ra**, **Rb**, **Rc**, **Rd** y **Re**. Cabe decir que las reacciones descritas con anterioridad son referenciales a nivel estructural y pueden cambiar de acuerdo a la pieza que se quiere analizar, es decir se tendrá que realizar un diagrama de cuerpo libre más detallado solamente de la pieza que se desea y no de toda la estructura.

5.1.- ANÁLISIS DE SITUACIONES

Durante el funcionamiento de la máquina, se tendrá varios posicionamientos debido a la altura regulable que va a tener la plataforma. Para este caso se analiza solo dos puntos, cuando está plegado y cuando está en funcionamiento. Con esto se busca poder tener un valor aproximado de las medidas de la máquina.

SITUACIÓN 01 – DESPLEGADO

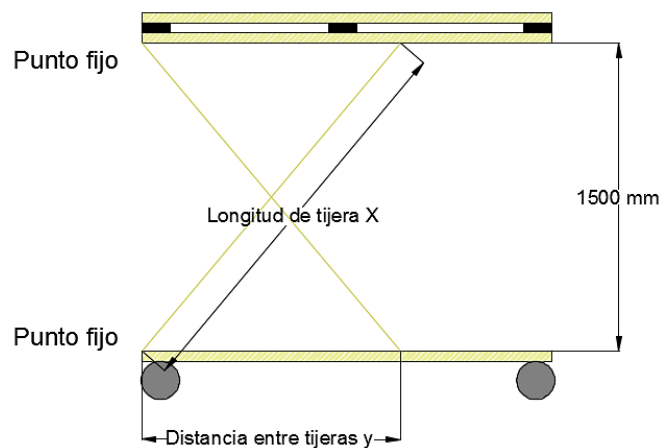


Fig. 17. Plataforma giratoria móvil con elevación desplegado

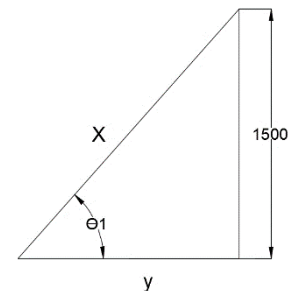
Aplicando la ecuación de Pitágoras, tabulamos valores para hallar X e Y

$$a^2 + b^2 = c^2$$

$$(1,5)^2 + y^2 = x^2$$

Valores próximos:

$$x = 2000 \text{ mm} \quad y = 1200 \text{ mm} \quad \theta_1 = 51,34^\circ$$



SITUACIÓN 02 – PLEGADO

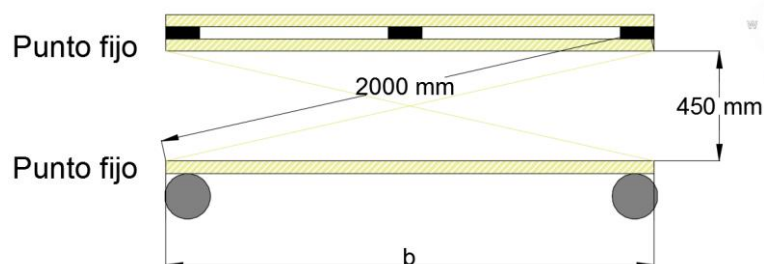


Fig. 18. Plataforma giratoria móvil con elevación plegado

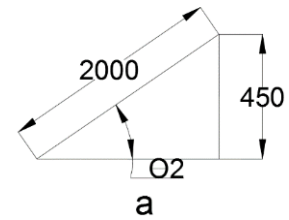
Aplicando la ecuación de Pitágoras, hallamos a:

$$a^2 + b^2 = c^2$$

$$(450)^2 + b^2 = (2\,000)^2$$

Valores próximos:

$$a = 1950\text{ mm} \quad \theta_2 = 12,99^\circ$$



- **MEDIDAS DE LA PLATAFORMA**

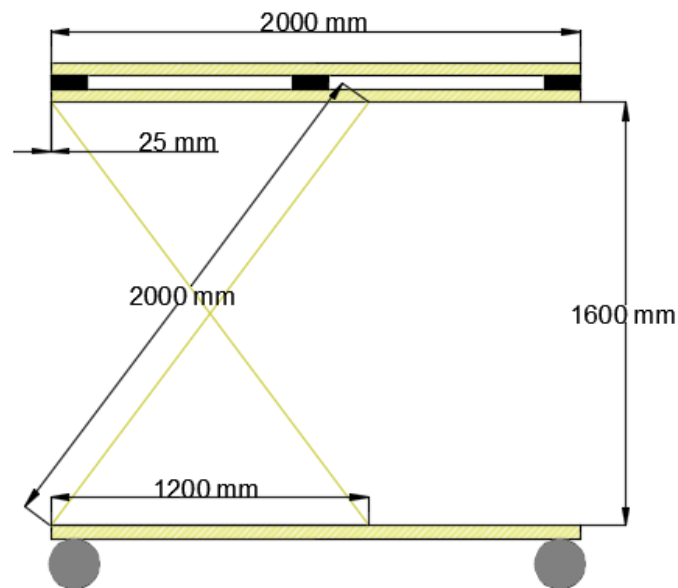


Fig. 19. Medidas de la plataforma giratoria móvil con sistema de elevación

Se aproxima que los valores utilizables que contará la plataforma será una elevación de 1,6 m, el mecanismo de tijera debe tener un dimensionamiento 2 metros, así mismo la distancia entre las tijeras cuando están plegadas es de 1,95 m y cuando están en funcionamiento es de 1,2 m.

Con estos se procederá al diseño estructural de la plataforma giratoria móvil con elevación.

5.2.- ELEMENTOS ESTRUCTURALES

Para el dimensionamiento de los elementos estructurales que forman parte de la máquina, se tomará en cuenta el peso muerto de los mismos, pues estos generan una carga por acción de la gravedad en los elementos de soporte inferiores. Por ello, se comenzará a dimensionar cada elemento desde la parte superior hasta la inferior, tomando en cuenta la masa de cada uno de ellos. Así mismo, se seguirá un orden en el análisis y mediante el uso del software CAD/CAE SolidWorks se podrá obtener ciertos datos, como forma, peso, y ubicación. También, se recurrirá a catálogos de empresas dedicadas al rubro ingenieril a fin de seleccionar ciertos componentes que necesita la plataforma.

El proceso estudio que se tomará, al contar con una geometría simétrica, será la división de la carga presente en cada estructura entre los apoyos existentes en esa ubicación. Esto con la finalidad de poder llevar el análisis a un plano de dos dimensiones para luego replicar los resultados obtenidos en los demás elementos. Se considera también, que para el cálculo se tomará el elemento que esté sometido a situaciones más críticas.

A.- PLATAFORMA GIRATORIA

Esta parte de la máquina, contará con una plancha sólida que será apoyada en un primer marco cuadrado con travesaños entrecruzados. Luego, este, estará apoyado sobre soportes en cruz.

- **PLANCHA SÓLIDA**

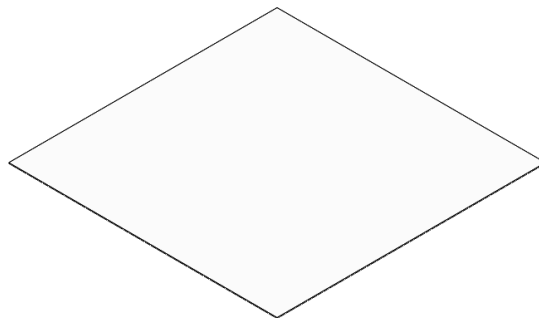


Fig. 20. Plancha Sólida de plataforma

Dimensiones: 1 980 x 1 980 x 5 mm

Acero S460N

Masa=152,90 kg

- **ESTRUCTURA GIRATORIA**

SUPERIOR

INDICADOR	VALOR APLICADO	UNIDAD
Masa	1 652,9	kg
Fuerza	16 214,95	N
Puntos de apoyo	5	
Carga Puntual	3 242,99	N
Carga distribuida	1 621,5	N/m

ANÁLISIS DE REACCIONES, FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

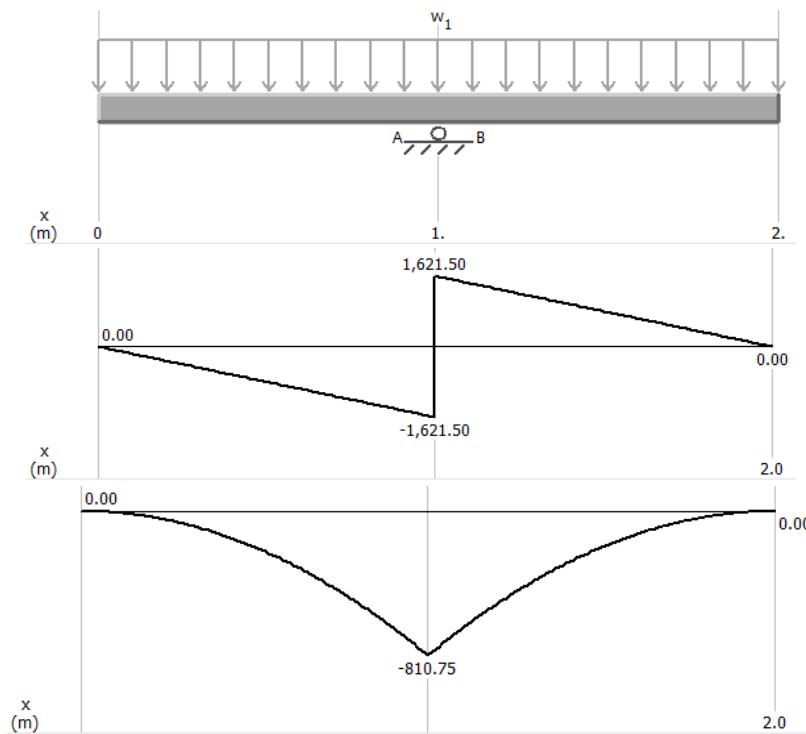


Fig. 21. Simulación de viga 01 en MD SOLID

Resultados:

$$R_{A-B} = 3243 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 810,75 \text{ N.m}$$

Selección del perfil: Material Acero S460N

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = 184 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_d} = 4,40 \text{ cm}^3$$

Tubo hueco cuadrado de 45x45x4 mm

INFERIOR

INDICADOR	VALOR APLICADO	UNIDAD
Masa	1 724,32	kg
Fuerza	16 915,57	N
Puntos de apoyo	5	
Carga Puntual	3 383,11	N

ANÁLISIS DE REACCIONES, FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

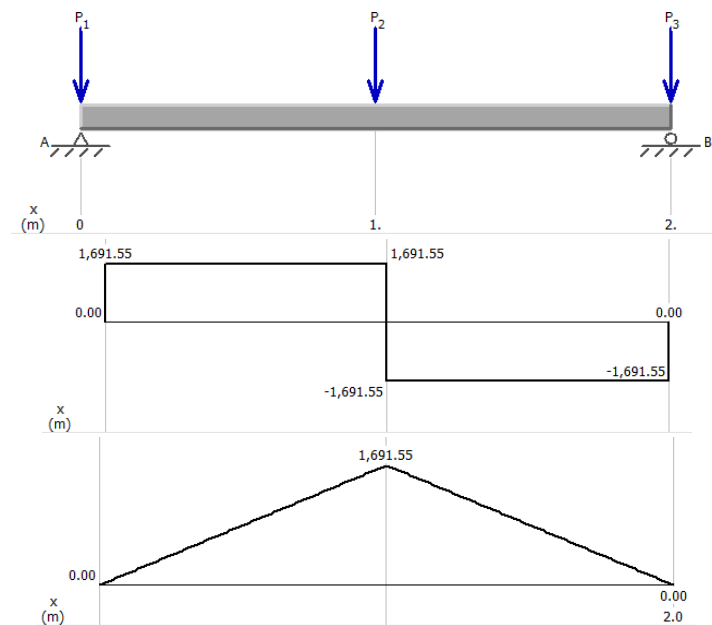


Fig. 22. Simulación de viga 02 en MD SOLID

Resultados:

$$R_A = R_B = 5\,074,66 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 1\,691,55 \text{ N.m}$$

Selección del perfil: Material Acero S460N

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = 184 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_d} = 9,19 \text{ cm}^3$$

Tubo hueco cuadrado de 70x70x3 mm

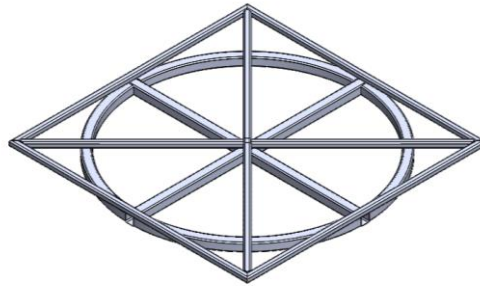


Fig. 23. Estructura de plataforma giratoria

Masa de la estructura = 132,16 kg.

B.- PLATAFORMA FIJA

Como demanda del diseño, se busca que la plataforma superior pueda realizar giros de 360°. Para ello se usará un acople entre la plataforma fija y la plataforma giratoria. El mecanismo prácticamente está orientado al uso de un eje ubicado en el centro de ambas plataformas, apoyado de un rodamiento. A sus extremos se ubicarán dos ruedas por punto de unión para dar estabilidad al diseño y de esta forma permitir el giro de una manera libre.

Se procede con el dimensionamiento:

• RODAMIENTO

El rodamiento a utilizar es del tipo axial con cilindros de simple efecto, esto por las propiedades de resistencias que cuenta para soportar cargas axiales elevadas. Se considerará la mayor carga total.

INDICADOR	VALOR APLICADO	UNIDAD
Masa	1 785,06	kg
Fuerza	17,51	kN

Selección de rodamiento

RODAVIGO S.A, nos proporciona un catálogo de rodamientos axiales FAG. Como fabricante detalla una fórmula para poder encontrar la carga mínima axial que puede soportar los rodamientos fabricación la cuál usaremos para este apartado.

$$F_{min} = \frac{C_0}{220} + A \left(\frac{D_g \cdot H \cdot n}{10^6} \right)^2 \quad (10)$$

La ecuación (10), describe el cálculo para encontrarla carga mínima axial de un rodamiento tipo axial Aquí se encuentra: C_0 = Capacidad de carga estática [kN], A = factor en función de las series, D_g = Diámetro exterior del aro de alojamiento [mm], H =Altura total [mm], n = Velocidad máxima de giro [min⁻¹].

Reemplazando los datos en la fórmula (10) tenemos:

$$F_{min} = 19,53064 \text{ kN}$$

Rodamiento FAG 81160MB
Masa = 18,2 kg

Capacidad de carga		Velocidad límite	Velocidad de referencia	Denominación abreviada	Medidas auxiliares		
din. C	estát. C ₀				Rodamiento	D ₁ min mm	D ₂ max
kN		min ⁻¹		FAG			
610	2360	1100	340	81148MPB	288	252	1,5
1220	4250	1100	300	81248MB	322	258	2,1
655	2650	1100	300	81152MPB	308	272	1,5
1370	4650	1000	260	81252MB	342	278	2,1
880	3450	1000	260	81156MPB	337	293	1,5
1320	4900	950	260	81256MB	362	298	2,1
980	4000	900	260	81160MB	365	315	2
1830	6200	850	240	81260MB	398	322	2,5

Fig. 24. Tabla de rodamientos FAG [31]



Fig. 25. Rodamiento Axial tipo cilindro de simple efecto [36]

• SOPORTE DE RODAMIENTO

Para el diseño del soporte de rodamiento se toma en cuenta las medidas del rodamiento seleccionado anteriormente.

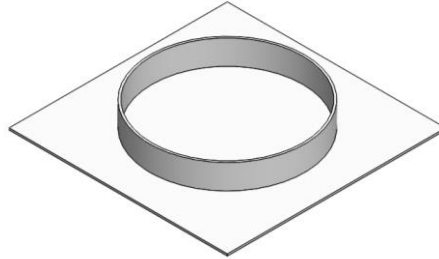


Fig. 26. Soporte de rodamiento axial FAG 81160MB

Material: Acero S460N

Masa: 14,72 kg

• RUEDAS GUÍA

INDICADOR	VALOR APLICADO	UNIDAD
Masa	1 817,98	kg
# ruedas	8	
Masa c/u	227,24	kg

Selección de ruedas

En base al catálogo de la empresa Alex, se ha elegido una rueda del tipo DE con goma elástica de la serie HLB, Código 2-1442.

Serie HLB 

Rueda DE  Goma elástica  -20° a +70°
Más información en página 236

250-500 kg 

Cajinete Eje		Código	kg	Código	kg	Código	kg	Código	kg
125	40	2-1453	250	2-1442	250	-	-	2-3349	250
160	50	2-0449	350	2-0451	350	-	-	2-3350	350
200	50	2-0450	450	2-0452	450	2-1525	450	2-3351	450
250E	50	2-2285	500	2-2286	500	2-2287	500	2-3352	500
250H	50	4-1049	500	4-1058	500	2-1526	500	2-3353	500

Fig. 27. Catálogo de ruedas de la empresa Alex [32]

Masa en #8 ruedas = 1,8 kg

- **EJE**

Para diseñar el eje se debe tomar en consideración la distancia entre los dos soportes ubicados tanto en la plataforma giratoria como en la plataforma fija a su vez considerar el tamaño de las ruedas seleccionadas anteriormente. Longitud del eje = 145 mm

Para una mejor optimización del peso del eje, se trabajará con el Acero ASTM A36 de perfil circular hueco con un espesor de 5 mm en la parte superior y 5 mm en la parte inferior.



Fig. 28. Eje de perfil circular hueco

Material: Acero ASTM A36

Masa = 6,37 kg

- **SOPORTE DEL EJE**

Para el diseño del soporte del eje inferior, se toma en cuenta las dimensiones que presenta el rodamiento axial elegido con anterioridad, pues el eje tendrá que apoyarse en el rodamiento. Este soporte contará con pernos de sujeción en ambos extremos.

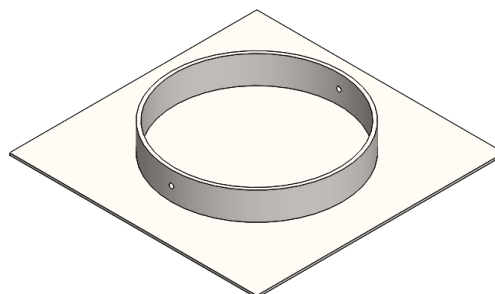


Fig. 29. Soporte del eje inferior central

Material: Acero S460N

Masa = 14,72 kg

- **ESTRUCTURA FIJA**

Se sigue un procedimiento similar a la de la estructura móvil

SUPERIOR

INDICADOR	VALOR APLICADO	UNIDAD
Masa	1 840,87	kg
Fuerza	18 058,93	N
Puntos de apoyo	5	
Carga Puntual	3 611,78	N

ANÁLISIS DE REACCIONES, FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

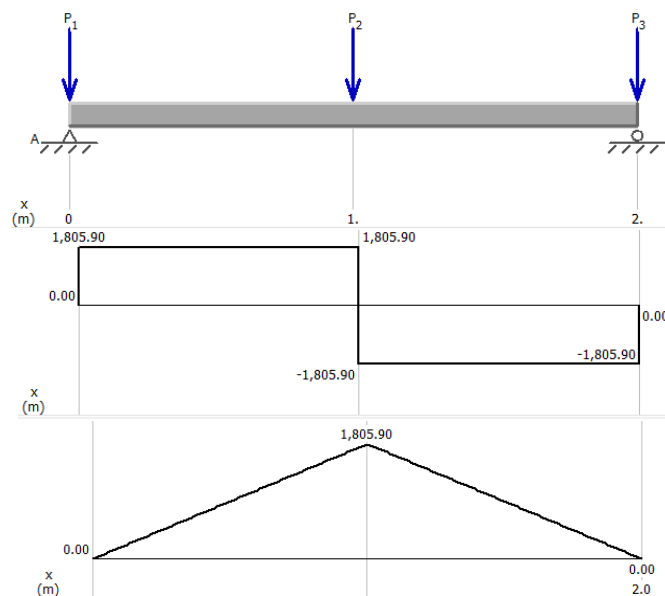


Fig. 30. Simulación de viga 03 en MD SOLID

Resultados:

$$R_A = R_B = 5\,417,68 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 1\,805,90 \text{ N.m}$$

Selección del perfil: Material Acero S460N

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = 184 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_d} = 9,81 \text{ cm}^3$$

Tubo hueco cuadrado de 70x70x4 mm

INFERIOR

INDICADOR	VALOR APLICADO	UNIDAD
Masa	1 920,06	kg
Fuerza	18 835,78	N
Puntos de apoyo	4	
Carga Puntual	4 708,94	N

Para el cálculo de la sección del perfil se evaluará dos posiciones con la finalidad de poder evaluar cuál es la posición más crítica en el funcionamiento de la plataforma. Tomando los puntos de apoyo de acuerdo a las medidas especificadas inicialmente, tenemos:

Plataforma plegada

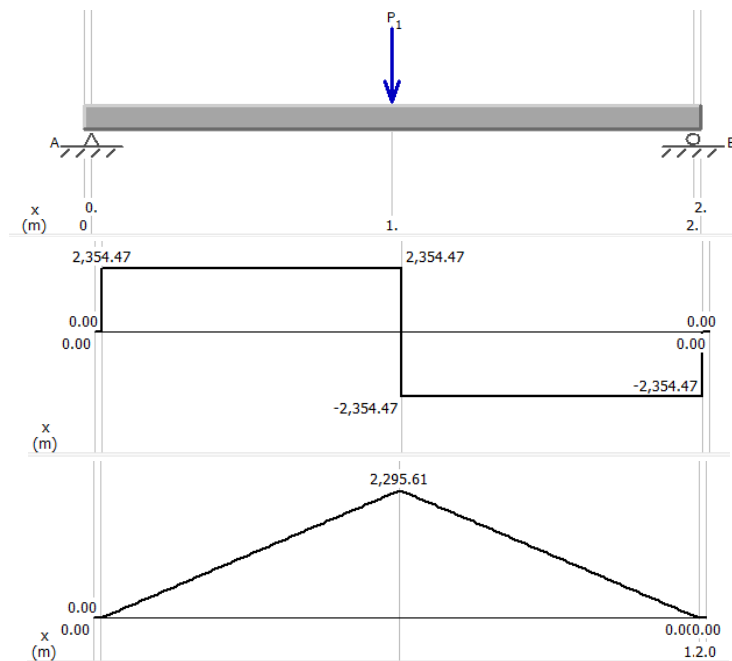


Fig. 31. Resultados de la simulación en la posición plegada de la plataforma

Plataforma desplegada

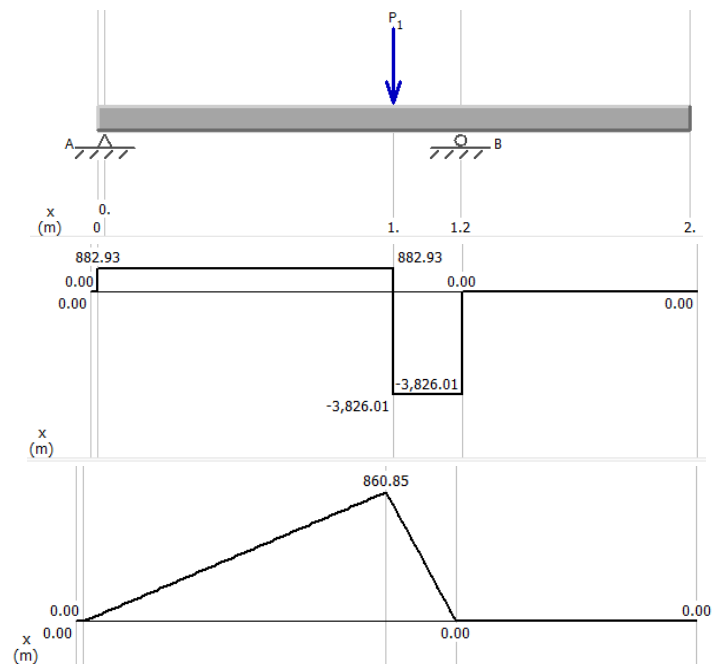


Fig. 32. Resultados de la simulación en la posición desplegada de la plataforma

Valores a considerar:

$$R_A = R_B = 2\,354,47 \text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 2\,295,61 \text{ N.m}$$

Selección del perfil: Material Acero S460N

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = 184 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_d} = 12,47 \text{ cm}^3$$

Tubo hueco cuadrado de 80x80x3 mm

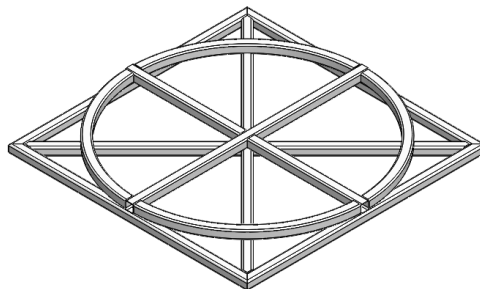


Fig. 33. Estructura de plataforma fija

Masa total de la estructura: 171,22 kg

• PERNOS PARA RUEDAS GUÍA

Cómo se está trabajando con perfiles huecos se tomará como decisión usar insertos roscados ciegos los cuáles serán seleccionados por el catálogo de la empresa Atlas. Las consideraciones para la elección de estos, se basa en la ubicación del orificio y el grosor que se haga a la pieza las cuáles deben estar en el rango del perno especificado. La utilización de este sujetador no se limita por la dureza o tipo de material.

Se considera el espesor de 5 mm de los soportes de las ruedas y 5 mm de espesor de los perfiles, considerando el tamaño de cara de apoyo, el espesor y la profundidad de los perfiles.

Tamaño de la rosca x ángulo (1)	Número de parte (2)	Rango de agarre (3)	Abierto						Cerrado						Tamaño del orificio en la lámina +0.15	
			A ±0.38	B ±0.38	C Nom.	ØD Máx.	M Ref.	Peso kg/1000	A ±0.38	B ±0.38	C Nom.	ØD Máx.	K Mín.	M Ref.		Peso kg/1000
M4 x 0.7	AELS8-470-2.0	0.5 - 2	10.67	9.91	0.76	6.73	7.75	1.73	18.8	9.91	0.76	6.73	11.6	16.26	3.37	6.75
M4 x 0.7	AELS8-470-3.3	2 - 3.3	11.94	9.91	0.76	6.73	7.75	1.56	18.8	9.91	0.76	6.73	11.6	14.73	3.3	6.75
M5 x 0.8	AELS8-580-3.3	0.5 - 3.3	12.07	10.54	0.76	7.52	8	2.19	25.15	10.54	0.76	7.52	15.6	21.46	5.38	7.6
M5 x 0.8	AELS8-580-5.7	3.3 - 5.7	14.86	10.54	0.76	7.52	8	2.16	25.15	10.54	0.76	7.52	15.6	18.67	4.86	7.6
M6 x 1	AELS8-610-4.2	0.7 - 4.2	14.73	12.7	0.76	9.91	9.65	3.97	30.23	12.7	0.76	9.91	17.5	25.53	11.3	10
M6 x 1	AELS8-610-6.6	4.2 - 6.6	17.27	12.7	0.76	9.91	9.65	4.29	30.23	12.7	0.76	9.91	17.5	22.99	10.24	10
M8 x 1.25	AELS8-8125-3.8	0.7 - 3.8	17.53	17.4	0.89	13.46	11.94	8.5	35.31	17.4	0.89	13.46	20.2	29.85	24.35	13.5
M8 x 1.25	AELS8-8125-7.9	3.8 - 7.9	20.45	17.4	0.89	13.46	10.8	9.13	35.31	17.4	0.89	13.46	20.2	26.04	23.93	13.5
M10 x 1.5	AELS8-1015-3.8	0.7 - 3.8	17.53	17.4	0.89	13.46	11.94	7.13	35.31	17.4	0.89	13.46	20.8	29.85	20.62	13.5
M10 x 1.5	AELS8-1015-7.9	3.8 - 7.9	20.45	17.4	0.89	13.46	10.8	8.11	35.31	17.4	0.89	13.46	20.8	26.04	20.48	13.5
M12 x 1.75	AELS8-12175-5.1	1.6 - 5.1	29.21	21.97	1.19	17.4	21.59	21.78	49.78	21.97	1.19	17.4	17.94	42.29	22.97	17.47
M12 x 1.75	AELS8-12175-8.9	5.1 - 12.7	33.02	21.97	1.19	17.4	21.59	23.43	49.78	21.97	1.19	17.4	27.94	38.48	24.66	17.47

Fig. 34. Catálogo de insertos roscados ciegos de la empresa ATLAS [33]

El sujetador seleccionado es de CABEZA DE PERFIL BAJO TIPO AEL con extremo abierto con un tamaño de rosca de M12X 1.75. El perno a utilizar será de 12 mm y se empleará en todos los puntos identificados.



Fig. 35. Instalación de insertos roscados en perfiles [33]

- **SOPORTE DE NIVELACIÓN**

Este elemento permitirá la nivelación de dos de los brazos de tijera con la plataforma fija, de esta forma la movilidad lineal de las tijeras será uniforme y estará soldada en uno de los perfiles de la plataforma fija.

Material: Acero S460N

Masa = 60,08 kg

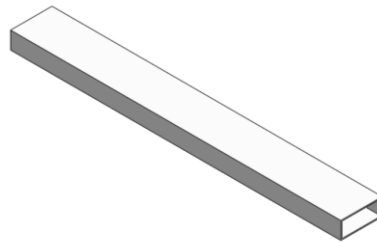


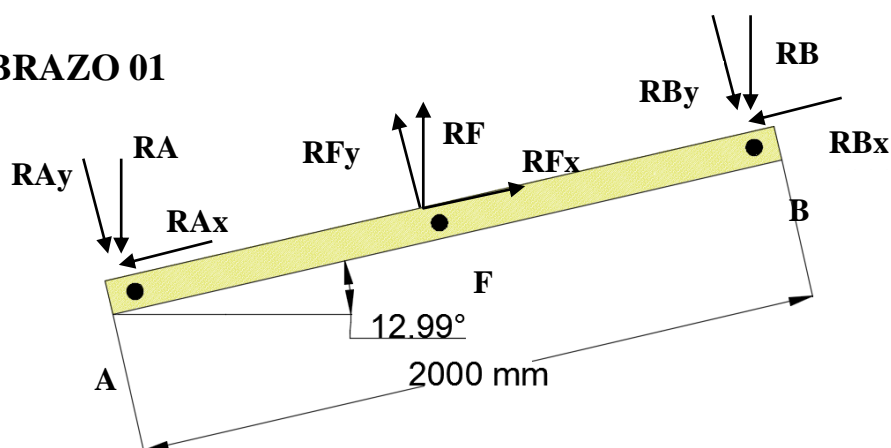
Fig. 36. Estructura de nivelación

C.-BRAZOS DE TIJERAS

El análisis se hará en la situación más crítica de la plataforma, que es cuando está las tijeras están plegadas.

INDICADOR	VALOR APLICADO	UNIDAD
Masa	2 072,17	kg
Fuerza	20 327,98	N
Puntos de apoyo	4	
Carga Puntual	5 081,99	N

- **BRAZO 01**



Sabiendo que α es igual a 77.01°

Se tiene:

$$RB = 5\,081,99\text{ N}$$

$$R_{By} = RB \operatorname{Sen} \alpha = 4\,951,93\text{ N}$$

$$R_{Bx} = RB \operatorname{Cos} \alpha = 1\,142,33\text{ N}$$

Mediante la sumatoria de fuerzas obtenemos

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{Ay} + R_{Fy} - R_{By} = 0$$

$$R_{Fy} - R_{Ay} = 4\,951,93\text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-R_{By}(2) + R_{Fy}(1) = 0$$

$$R_{Fy} = 9\,903,86\text{ N}$$

Reemplazando:

$$-R_{Ay} = -9\,760,3 + 4\,951,93\text{ N}$$

$$R_{Ay} = 4\,951,93\text{ N}$$

Modelamos el brazo con las reacciones obtenidas:

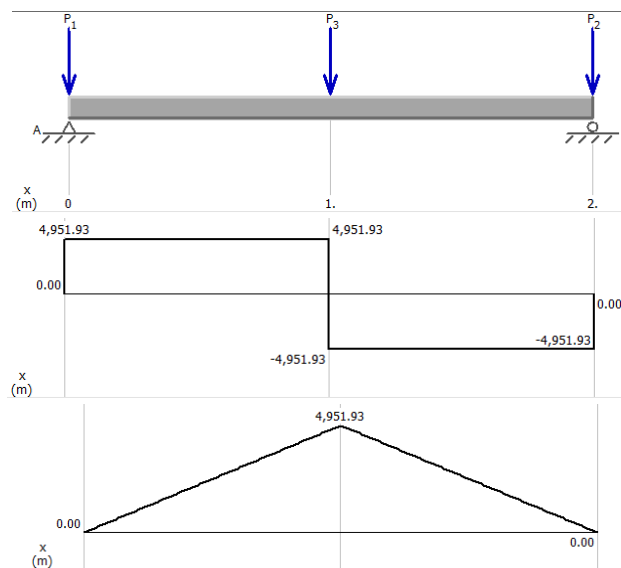


Fig. 37. Simulación del brazo de tijera en MD SOLID

Resultados:

$$M_{\text{máx}} = 4\,951,93 \text{ N.m}$$

Selección del perfil: Material Acero S460N

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = 184 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_d} = 26,91 \text{ cm}^3$$

Tubo hueco rectangular de 100x80x6 mm

Masa total = 125,8 kg

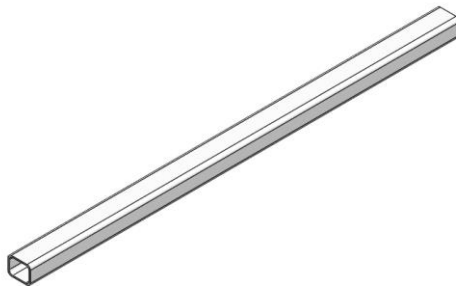


Fig. 38. Brazos de tijeras

Se considera la modificación de la longitud de los brazos de tijera, según la disposición del ensamblaje. Esto no afecta el diseño, pues el momento flector es menor mientras más corta sea la distancia en una estructura.

DIMENSIONAMIENTO DE PASADORES DE TIJERAS

- **PASADOR CENTRAL**

Para este caso se tomará la fuerza cortante que actúa entre las uniones de ambas tijeras. Así tenemos una fuerza de 20 033, 26 N.

Análisis de fallo por cortante máxima

Material: ACERO ASTM A36

$$S_y = 250 \text{ MPa} \quad N = 3,5$$

$$\tau_{\text{máx}} = 0,50 \frac{S_y}{N} = 35,71 \text{ MPa}$$

El pasador estará sometido a una cortante doble, por lo tanto:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{F}{2A}, \text{ donde el \acute{a}rea ser\acute{a} } 280,50 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} (D)^2, \text{ donde } D \text{ ser\acute{a} } 18,89 \text{ mm}$$

Se usar\acute{a} un pasador de 20 mm por temas de seguridad

An\acute{alisis de fallo por aplastamiento

Se evalúa la zona donde ser\acute{a} apoyado el pasador y el cual recibir\acute{a} toda la fuerza ejercida.

$$\tau_{admi} = \frac{S_y}{N} = 71,42 \text{ MPa}$$

$$A_{Aplastamiento} = \frac{F}{\tau_{admi}} = 280,50 \text{ mm}^2$$

$$A_{Aplastamiento} = \text{d\acute{ia}metro del perno (espesor } t)$$

$$t = 14,025 \text{ mm}$$

Al ser nuestros perfiles de 6 mm de espesor se deber\acute{a} usar un buje de 14,2 mm de espesor para evitar el fallo por aplastamiento.

D.-RODILLOS

La masa que debe soportar los rodillos ser\acute{a} de 510,53 kg. Con este antecedente, seleccionamos la rueda m\acute{a}s propicia en base al cat\acute{logo de ruedas Alex.

Serie KI: N\acute{ucleo de nylon y banda de poliuretano inyectado -25° a +80°












	4-1538	82	450	60	20	60		Marr\acute{o}n	-
	4-1539	82	450	60	25	60		Marr\acute{o}n	-
	4-1540	82	500	70	20	70		Marr\acute{o}n	-
	4-1541	82	500	70	25	70		Marr\acute{o}n	-
	4-1542	82	550	80	20	80		Marr\acute{o}n	-
	4-1543	82	550	80	25	80		Marr\acute{o}n	-
	4-1544	82	650	90	20	90		Marr\acute{o}n	-
	4-1545	82	650	90	25	90		Marr\acute{o}n	-
	4-1546	82	750	100	20	100		Marr\acute{o}n	-
	4-1547	82	750	100	25	100		Marr\acute{o}n	-

Fig. 39. Cat\acute{logo de ruedas de la empresa Alex [32]

Rodillo para transpaletas KI 4-1542.

Masa en #4 rodillos = 2,48 kg

PERNOS PARA RODILLOS

Para el diseño de los pernos que sujetaran los rodillos a las tijeras, se considera la fuerza aplicada en la situación más crítica de la plataforma, así se obtiene una carga de 5 008,32 N.

Análisis de fallo por cortante máxima

Material: ACERO ASTM A36

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

$$N = 3,5$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0,50 \frac{S_y}{N} = 35,71 \text{ MPa}$$

El perno estará sometido a una cortante doble, por lo tanto:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{F}{2A}, \text{ donde el \acute{a}rea ser\acute{a} } 70,12 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} (D)^2, \text{ donde } D = 9,44 \text{ mm}$$

El diámetro interior del rodillo es de 20 mm, por lo tanto, un perno de esa dimensión es aceptable.

Análisis de fallo por aplastamiento

Es aquel que evalúa la zona donde será apoyado el pasador y el cual recibirá toda la fuerza ejercida.

$$\tau_{admi} = \frac{S_y}{N} = 71,42 \text{ MPa}$$

$$A_{Aplastamiento} = \frac{F}{\tau_{admi}} = 70,12 \text{ mm}^2$$

$$A_{Aplastamiento} = \text{diámetro del perno (espesor } t)$$

$$t = 3,50 \text{ mm}$$

Se requerirá un perfil con un espesor mínimo de 3.50 mm para evitar el fallo por aplastamiento.

DISTANCIAS MÍNIMAS EN LOS SOPORTES DE ANCLAJE

El material de diseño será el Acero estructural S460N. Aplicando las fórmulas correspondientes encontramos las distancias mínimas:

$$a \geq \frac{F_{E,b} \cdot YM0}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{2 \cdot d_0}{3}$$

$$a \geq \frac{5008,32 \times 1,25}{2 \times 5 \times 460} + \frac{2 \times 20}{3} = 14,69 \text{ mm}$$

$$c \geq \frac{F_{E,b} \cdot YM0}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{d_0}{3}$$

$$c \geq \frac{5008,32 \times 1,25}{2 \times 5 \times 460} + \frac{20}{3} = 8 \text{ mm}$$

Cabe decir que el tipo de perno seleccionado y el soporte de anclaje, se usará para todos los rodillos.

- **PASADOR DE LOS EXTREMOS DE LAS TIJERAS**

Se conoce que la fuerza que actúa en el extremo del brazo de la tijera es la misma que para el análisis del perno de los rodillos. De ese análisis se obtendrá los parámetros de diseño de los pasadores y el análisis de falla por aplastamiento.

Análisis de fallo por cortante máxima

$$D = 9,44 \text{ mm}$$

Se utilizará un pasador de 12 mm por temas de seguridad.

Análisis de fallo por aplastamiento

$$t = 5,84 \text{ mm}$$

Los anclajes y el buje a utilizar deberán tener un espesor de 6 mm

Distancias mínimas en los soportes de anclaje

$$a \geq 14,46 \text{ mm}$$

$$c \geq 7,8 \text{ mm}$$

XI.-SELECCIONAMIENTO DEL PISTÓN HIDRÁULICO

Para seleccionar el pistón hidráulico adecuado se debe tomar en cuenta la fuerza que este debe levantar por lado de manera uniforme. Se observó que la posición donde se genera más carga es cuando la plataforma está plegada así se considera un valor de 20 033,26 N. El pistón que se usará será de simple efecto fabricado por la empresa CRICOMUR, Hidráulica y Neumática. Para la elección del dispositivo se consulta unas tablas proporcionadas por el fabricante a fin de saber el diámetro del pistón.

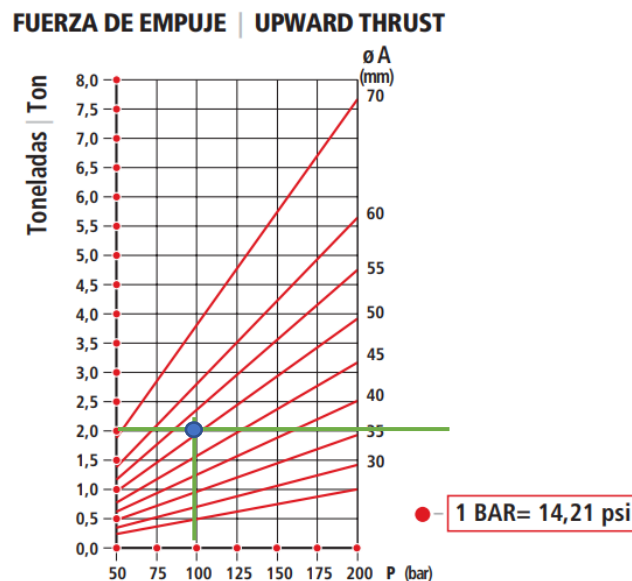


Fig. 40. Diagrama de selección del pistón hidráulico en base a la carga a levantar [34]

Se tiene una masa de 2T y se desea trabajar con una presión de 100 bar, entonces de acuerdo al diagrama, se debería utilizar un pistón con diámetro de 50 mm. Para hallar la longitud del pistón y la carrera del mismo, se toma referencia la posición de máxima elevación. Utilizando el principio de Pitágoras, se obtiene la longitud necesaria del pistón Aproximadamente de 1 m.

REF.	Ø A	CARRERA Z STROKE	E	C	D	G	H	J	O	P	L	M	Vol. (L)	Peso Weight (Kg.)
650/2	50	200	360	25	25,25	65	49	50	75	80	15	3/8	0,48	8,9
650/3		300	460										0,71	11,2
650/4		400	560										0,95	13,5
650/5		550	710										1,31	16,8
650/7		700	860										1,66	20,4

Fig. 41. Selección del cilindro hidráulico en base al diámetro anterior [34]

Se elige un pistón hidráulico estándar de 50 mm de diámetro con una carrera de 400 mm. También el fabricante nos proporciona una gráfica en donde se puede saber de cuánto será el pandeo del pistón durante su funcionamiento. Se considera una masa de **13,5 kg**.

De esta forma tenemos:

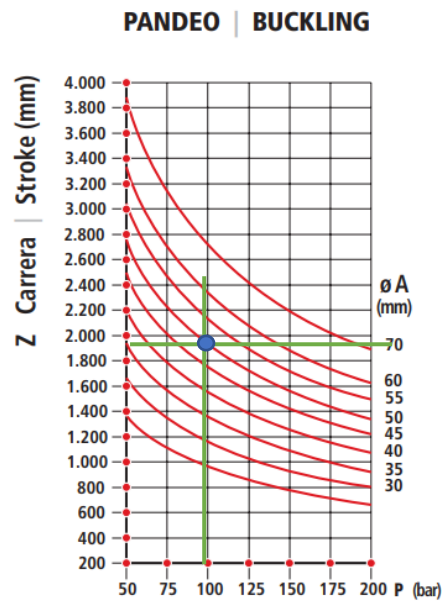


Fig. 42. Diagrama de valores de pandeo del pistón hidráulico [34]

El pandeo que se va a obtener en el cilindro pistón durante su funcionamiento será de 1,9 mm.

XIII.-DIMENSIONAMIENTO DEL PASADOR DEL PISTÓN

La fuerza que se presente será de 20 033,26 N

Análisis de fallo por cortante máxima

Material: ACERO ASTM A36

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

$$N = 3,5$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 0,50 \frac{S_y}{N} = 35,71 \text{ MPa}$$

El pasador estará sometido a una cortante doble, por lo tanto:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{F}{2A}, \text{ donde el \acute{a}rea ser\acute{a} } 280,50 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} (D)^2$$

$$D = 18,89 \text{ mm}$$

Por catálogo del fabricante, se conoce que el diámetro de los orificios que tiene el parte superior e inferior del pistón es de 25,25 mm de diámetro. Se comprueba que un pasador de esta dimensión cumple con lo requerido.

Análisis de fallo por aplastamiento

Zona donde será apoyado el pasador y el cual recibirá toda la fuerza ejercida.

$$\tau_{admi} = \frac{S_y}{N} = 71,42 \text{ MPa}$$

$$A_{Aplastamiento} = \frac{F}{\tau_{admi}} = 280,50 \text{ mm}^2$$

$$A_{Aplastamiento} = \text{diámetro del perno (espesor } t)$$

$$t = 11,10 \text{ mm}$$

DISTANCIAS MÍNIMAS EN LOS SOPORTES DE ANCLAJE

El material de diseño será el Acero estructural S460N. Aplicando las fórmulas correspondientes encontramos las distancias mínimas:

$$a \geq \frac{F_{E,b} \cdot Y_{M0}}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{2 \cdot d_0}{3}$$

$$a \geq \frac{20033,26 \times 1,25}{2 \times 12 \times 460} + \frac{2 \times 25,5}{3} = 19,26 \text{ mm}$$

$$c \geq \frac{F_{E,b} \cdot Y_{M0}}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{d_0}{3}$$

$$c \geq \frac{20033,26 \times 1,25}{2 \times 12 \times 460} + \frac{25,5}{3} = 10,76 \text{ mm}$$

XIII.-SELECCIÓN DEL PERFIL DE LAS BARRAS DE REFUERZO.

Situación más desfavorable (plegado)

Entre ambas tijeras, de extremo a extrema, se soldará unas barras de refuerzos, los cargas que se aplicarán a esta barra, será por la acción de los pistones hidráulicos. De esta forma se tiene una fuerza de 20 033,26 N. Los datos obtenidos en este análisis, también se repite a la barra inferior.

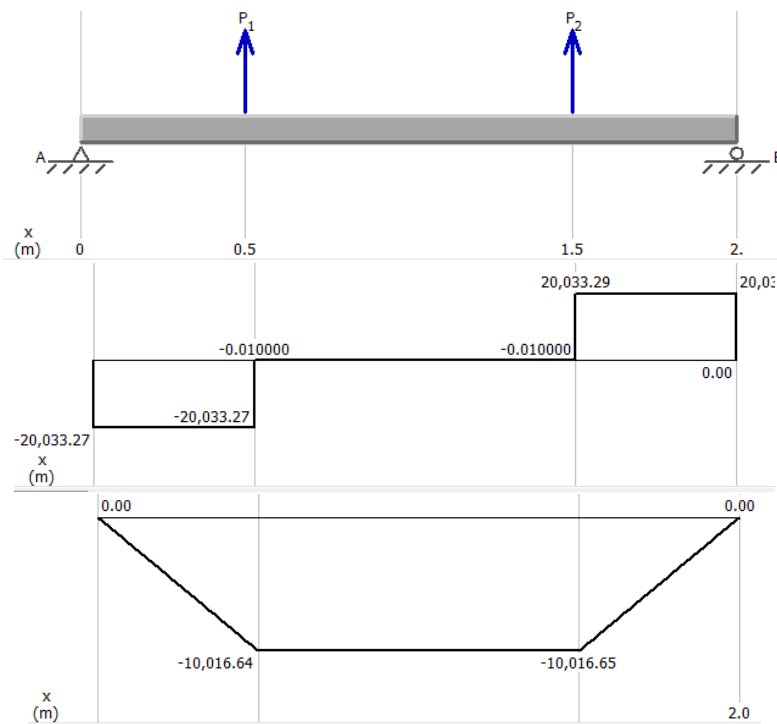


Fig. 43.Resultados de simulación de la barra de refuerzo.

Resultados:

$$R A = 20\,033,29\text{ N}$$

$$R B = 20\,033,29\text{ N}$$

$$M \text{ máx} = 10\,016,65\text{ N.m}$$

Selección del perfil con el máximo momento flector:

Material Acero S460N

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = 184\text{ MPa}$$

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_d} = 54,43\text{ cm}^3$$

Tubo hueco rectangular de 120x80x5 mm

Masa total: 59,28 kg

XIII.-PLATAFORMA INFERIOR DE SOPORTE DE ESTRUCTURA

Por geometría del diseño, se usará dos estructuras, la primera con perfiles en L para permitir el paso de los rodillos y la segunda un marco cuadrado con barras de refuerzo para soportar toda la carga que se ejerce aquí. Se simulará la posición de máxima extensión pues en donde se presenta el mayor momento flector.

SUPERIOR

INDICADOR	VALOR APLICADO	UNIDAD
Masa	2 243,19	kg
Masa agregada por accesorios	70	kg
Fuerza	22 692,39	N
Puntos de apoyo	4	
Carga Puntual	5 673,10	N

ANÁLISIS DE REACCIONES, FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

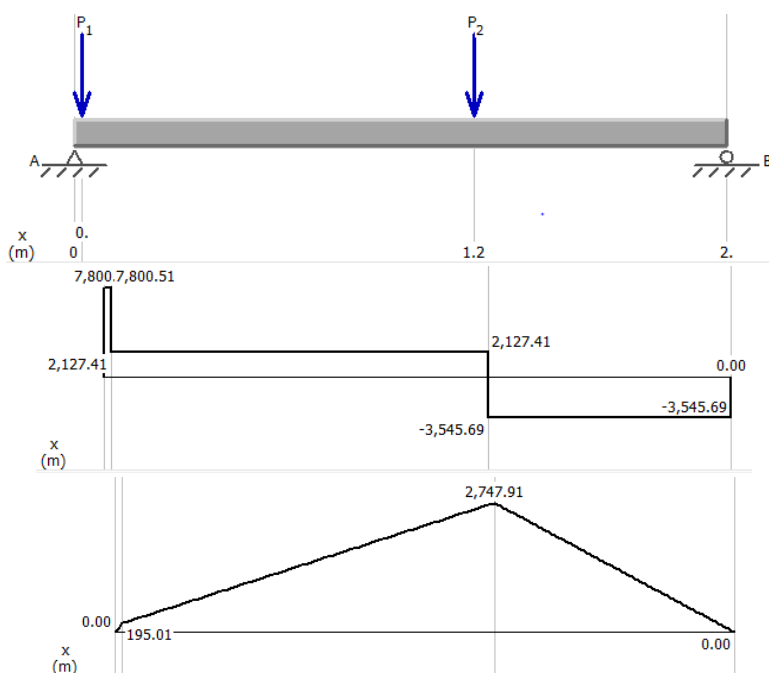


Fig. 44. Resultados del perfil cuando se está en funcionamiento

Resultados:

$$R_A = 7\,800,51\text{ N}$$

$$R_B = 3\,545,69\text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 2\,747,91\text{ N.m}$$

Selección del perfil con el máximo momento flector:

Material Acero S460N

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = 184 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_d} = 14,90 \text{ cm}^3$$

Perfil LD de 120x80x8 mm**Masa Total = 92,11 kg**

Para tema de diseño, en este perfil, no se tomará en cuenta los redondeos presentes en su estructura.

INFERIOR

El análisis para la estructura dos se realizará con una carga distribuida sabiendo que la masa que deberá soportar es de 2 401,61 kg. De esta forma tenemos:

INDICADOR	VALOR APLICADO	UNIDAD
Masa de la estructura superior	92,11	kg
Fuerza	903,59	N
Carga distribuida	451,79	N/m
Carga Puntual	5 673,10	N

ANÁLISIS DE REACCIONES, FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

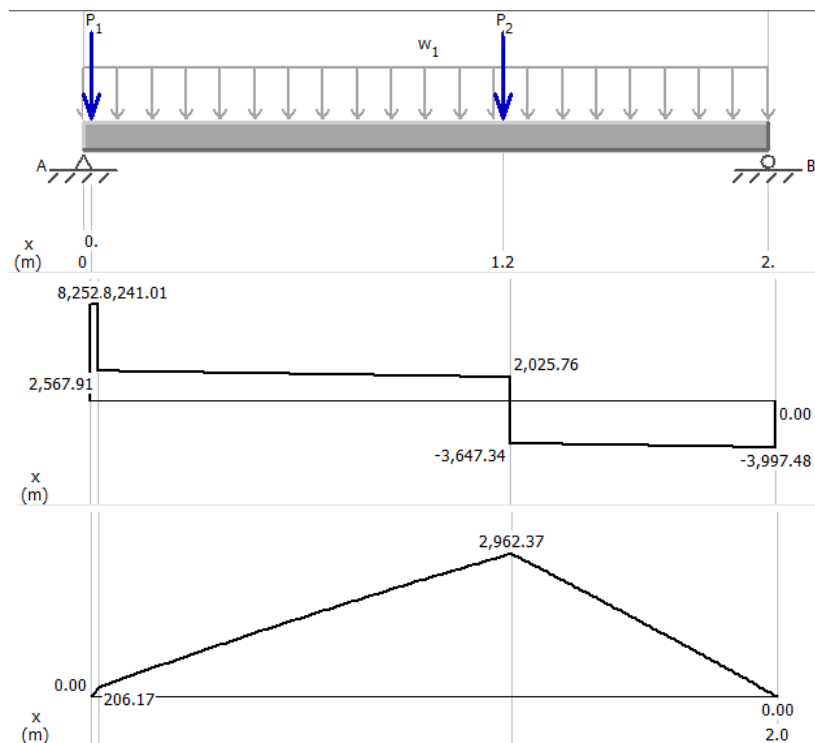


Fig. 45. Resultados de la viga cuando está en funcionamiento

Resultados:

$$RA = 8\,252,30\text{ N}$$

$$RB = 3\,997,48\text{ N}$$

$$M_{\text{máx}} = 2\,962,37\text{ N.m}$$

Selección del perfil con el máximo momento flector:

Material Acero S460N

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = 184\text{ MPa}$$

$$S = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_d} = 16,09\text{ cm}^3$$

Perfil hueco rectangular de 120x60x4 mm

Masa total de la estructura: 175,28 kg

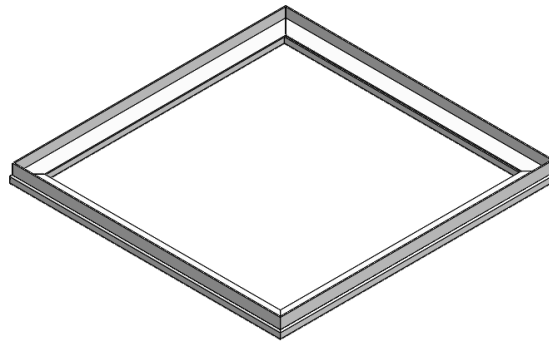


Fig. 46.- Base inferior fija de la plataforma giratoria móvil con elevación

XIII.-RUEDAS DE TRANSPORTE

Para la selección de las ruedas se debe tomar la masa total de la máquina, 2418,27 kg dividida entre las 4 ruedas que soportarán el peso de la estructura. Buscamos las ruedas más adecuadas para este trabajo consultando el catálogo de ruedas Alex.

Serie HLG



Rueda HG  **Goma negra natural**  -20° a +60°
 Más información en página 234

800-1.400 kg  



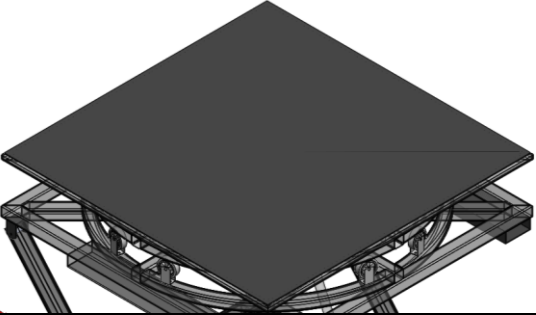
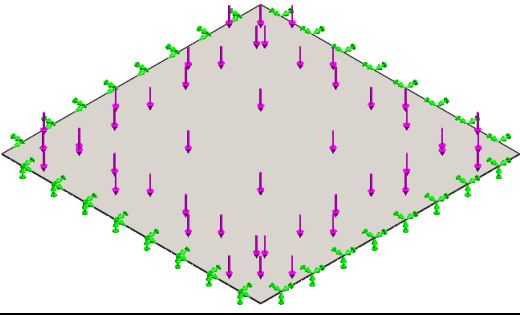
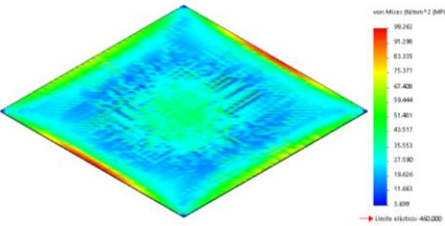
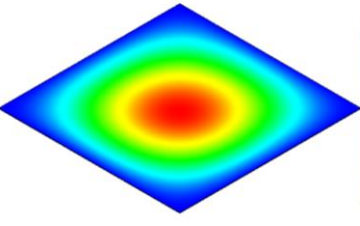
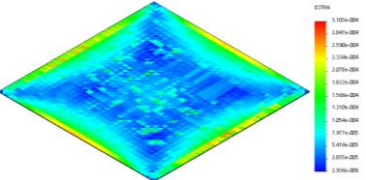
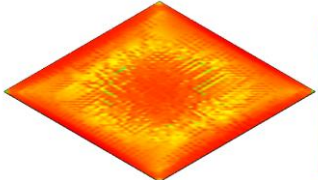
Cajinete Eje			Código	Kg	Código	Kg	Código	Kg	Código	Kg
150	50x2		2-1853	800	2-1856	800	2-3807	800	2-3825	800
200	50x2		2-1854	1.200	2-1857	1.200	2-3808	1.200	2-3826	1.200
250	50x2		2-1855	1.400	2-1858	1.400	2-3809	1.400	2-3827	1.400

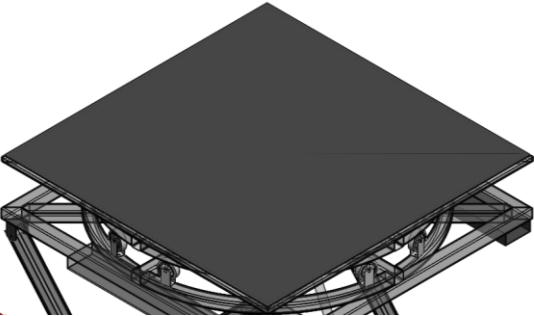
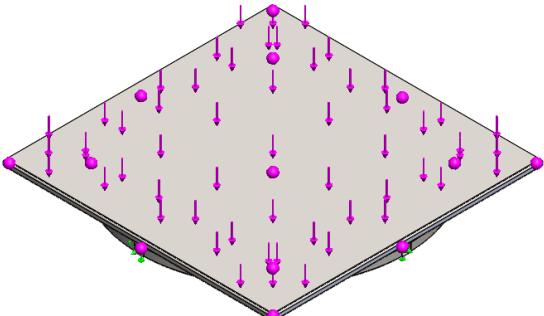
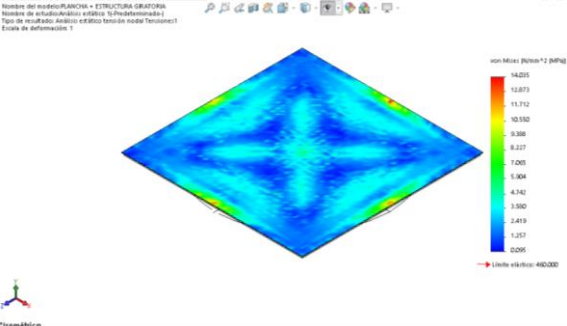
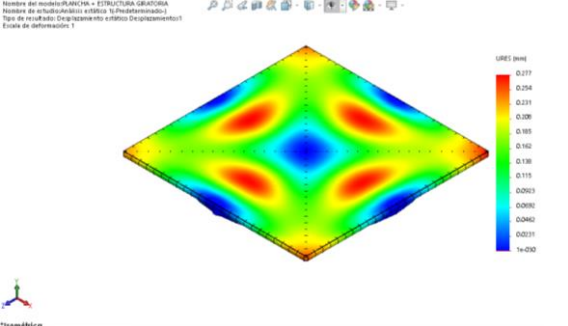
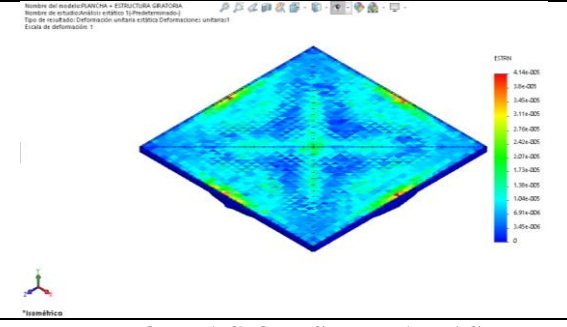
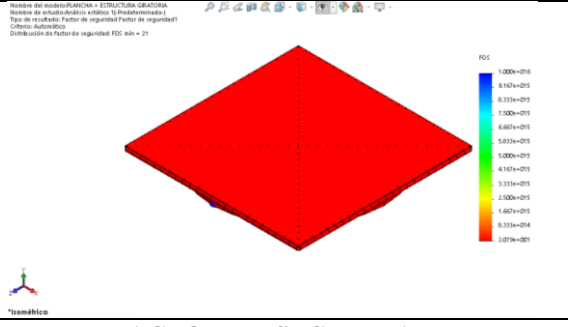
Fig. 47.Catálogo de ruedas Alex [32]

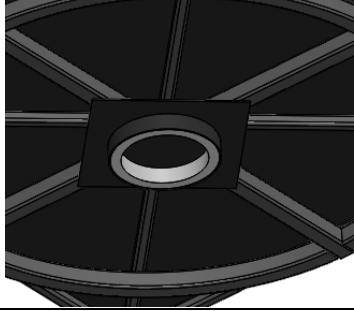
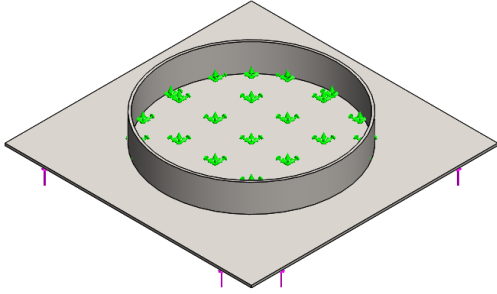
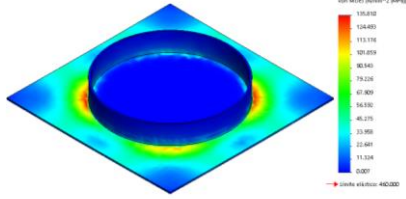
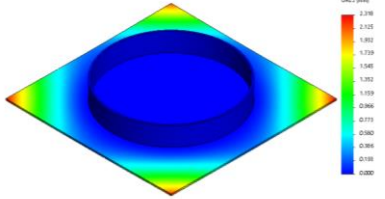
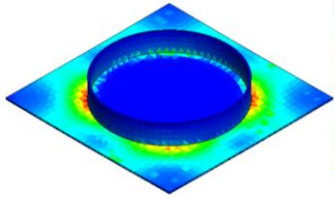
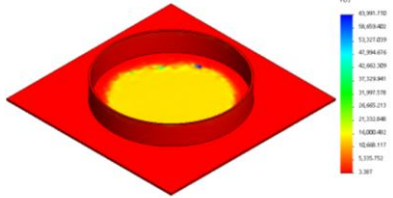
Las ruedas seleccionadas serán del tipo HG fabricadas de goma negra neutral para una carga de 1200 kg por rueda, código 2-1854.

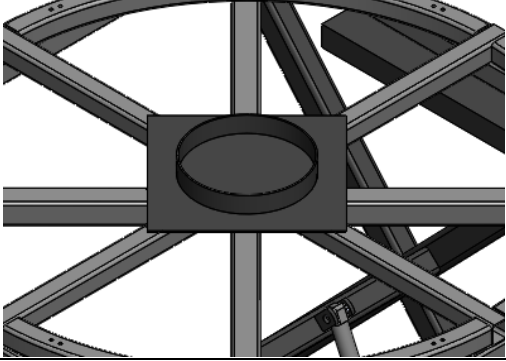
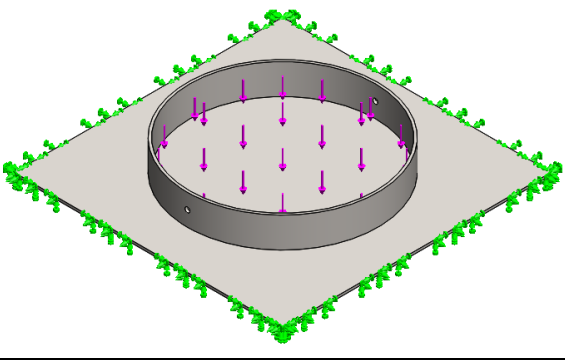
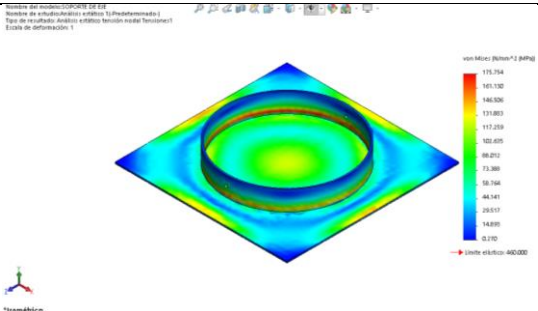
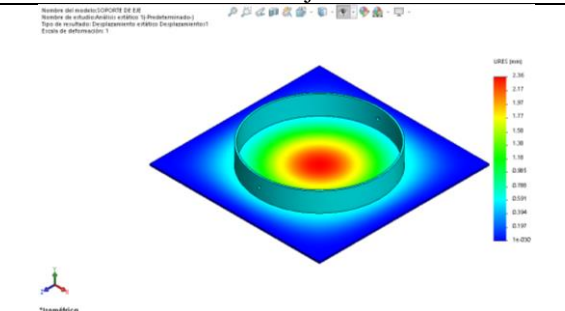
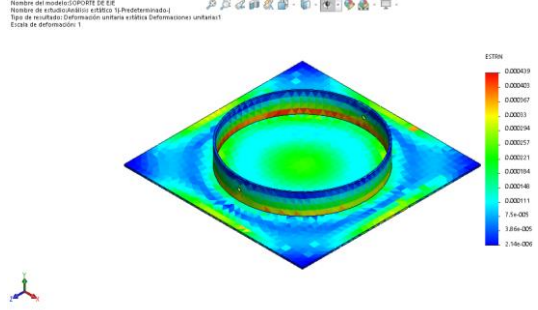
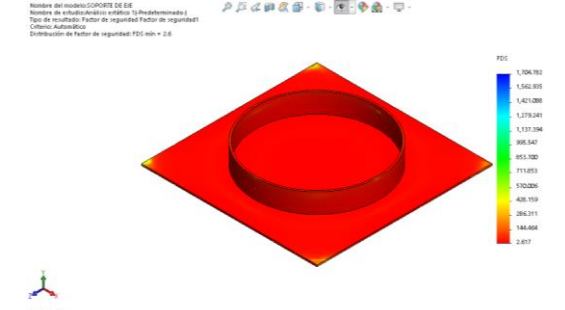
VI.- SIMULACIONES ESTÁTICO ESTRUCTURAL DE LA PLATAFORMA GIRATORIA MÓVIL CON ELEVACIÓN

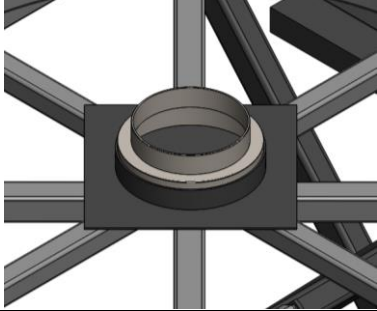
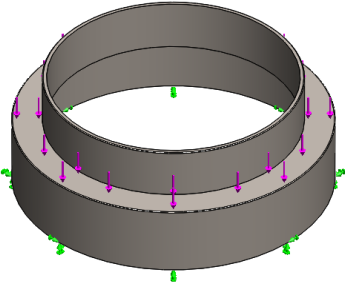
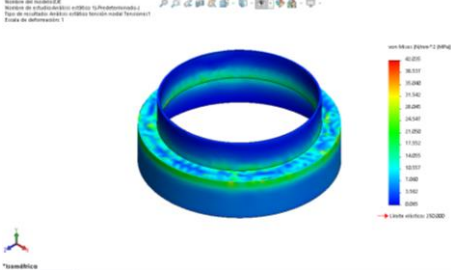
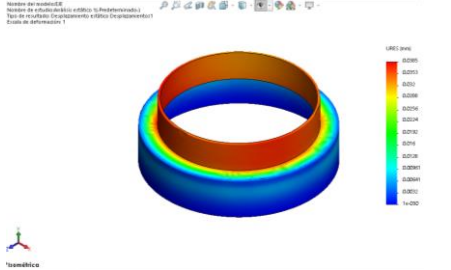
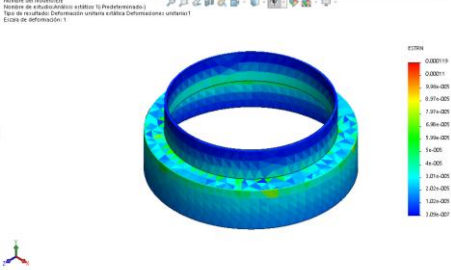

ELEMENTOS ESTRUCTURALES

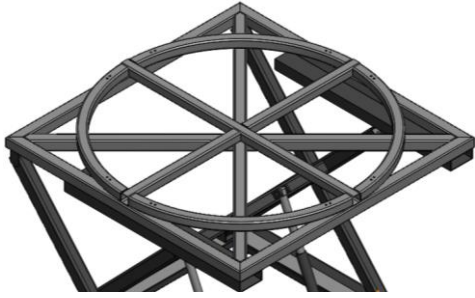
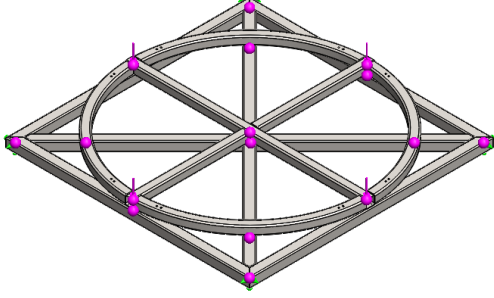


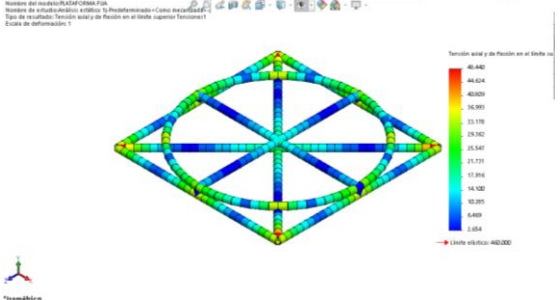
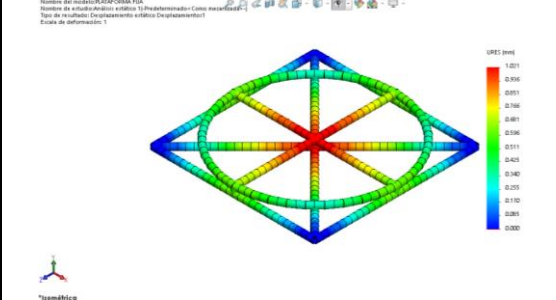
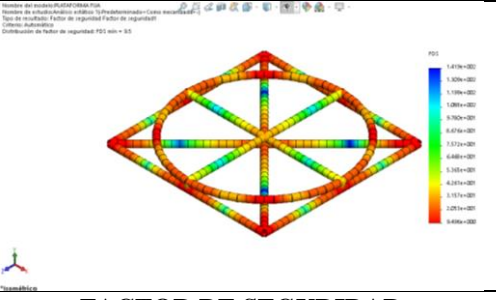
PLANCHA SÓLIDA	
	
UBICACIÓN	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 14715 N TIPO DE SUJECCIÓN: Fija
	
TENSIÓN DE VON MISES RESULTADOS: $\sigma' = 99,262 \text{ MPa} < S_y = 460 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero S460N. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 29,71 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: El desplazamiento máximo es en la parte céntrica, pero se compensará con la estructura en donde será apoyada la plancha.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 3,103e - 004$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS = 4,6$ INTERPRETACIÓN: La geometría sólida cuadrada del elemento con un espesor de 5 mm proporciona una resistencia de 4,6 veces más a la fuerza que se le aplicó.

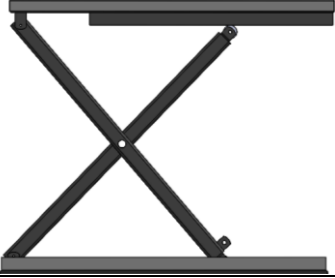
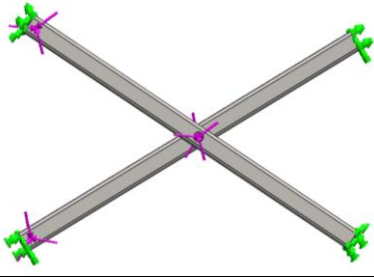



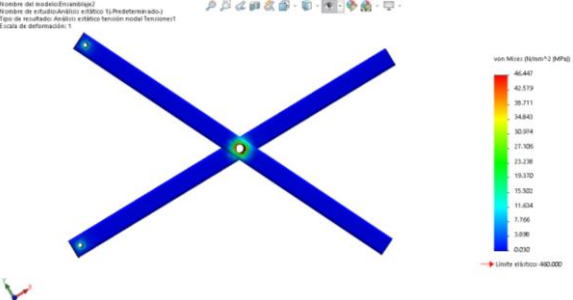
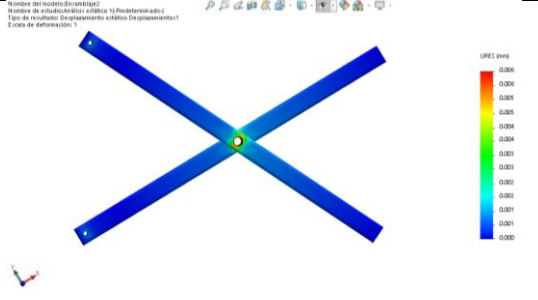
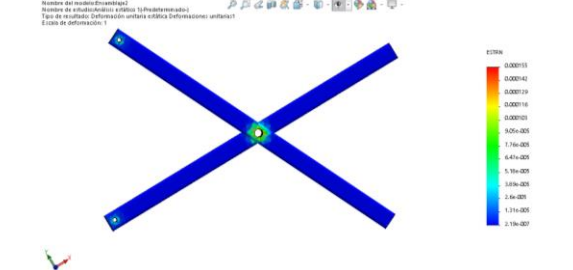
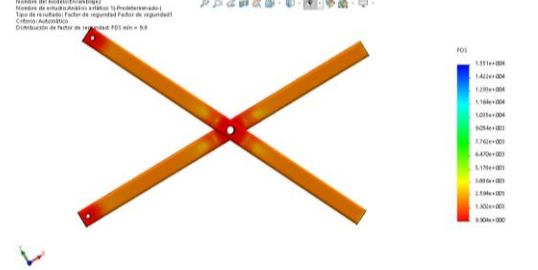
SOPORTE ESTRUCTURAL SUPERIOR	
	
UBICACIÓN	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 14 715 N TIPO DE SUJECCIÓN: Junta fija
	
TENSIÓN DE VON MISES RESULTADOS: $\sigma' = 14,035 \text{ MPa} < S_y = 460 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero S460N. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 0,277 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: El desplazamiento máximo presentado es mínimo y se dará en las partes que no encuentren un apoyo en la estructura.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 4,14e - 005$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS = 21$ INTERPRETACIÓN: Los perfiles fueron seleccionados con un factor de seguridad de 2,5, la plancha tiene un factor de seguridad de 4,6. Estos elementos en conjunto, podrán resistir hasta 21 veces más la carga que se les aplique.

SOPORTE DE RODAMIENTO	
	
UBICACIÓN	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 17 650 N TIPO DE SUJECCIÓN: Fija
	
TENSIÓN DE VON MISES RESULTADOS: $\sigma' = 135,810 \text{ MPa} < S_y = 460 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero S460N. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 2,318 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: El desplazamiento máximo se presenta en las esquinas de la pieza, esto debido a que la fuerza aplicada será desde la parte posterior hasta la interior. Cabe decir que el elemento estará soldado a la parte estructural giratoria.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 2,99e - 004$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS = 3,4$ INTERPRETACIÓN: El soporte de rodamiento fue diseñado en base a las medidas del rodaje que va a tener que alojar. Se observa que la geometría dispuesta, proporciona una buena seguridad.

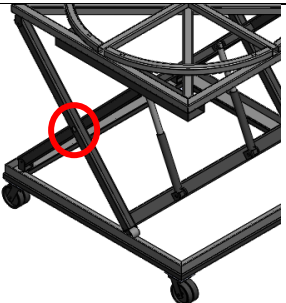
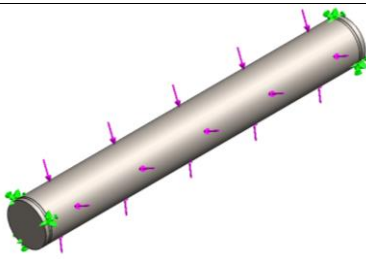


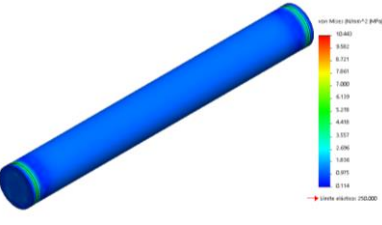
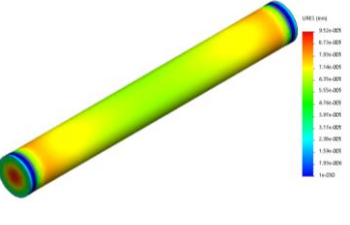
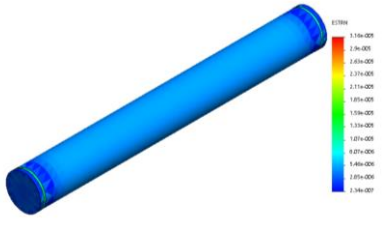
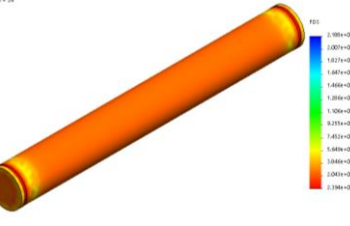
SOPORTE DE EJE	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 17 650 N TIPO DE SUJECCIÓN: Fija
	
TENSIÓN DE VON MISES RESULTADOS: $\sigma' = 175,75 \text{ MPa} < S_y = 460 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero S460N. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 2,36 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: El desplazamiento máximo se presenta en las esquinas de la pieza, esto debido a que la fuerza aplicada será desde la parte posterior hasta la interior. Cabe decir que el elemento estará soldado a la parte estructural fija.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 0.000439$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS = 2,6$ INTERPRETACIÓN: El soporte de eje fue diseñado en base a las medidas del eje que va a tener que alojar. Se observa que la geometría dispuesta, proporciona una buena seguridad.

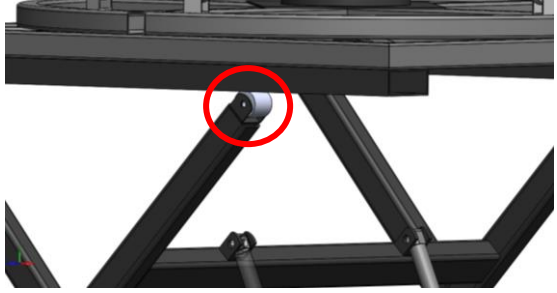
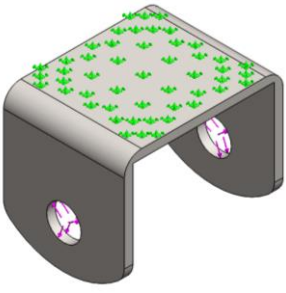
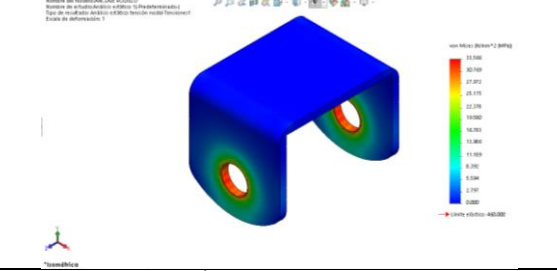
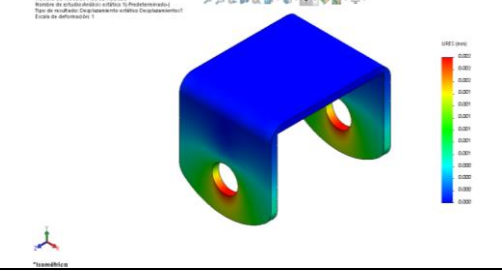
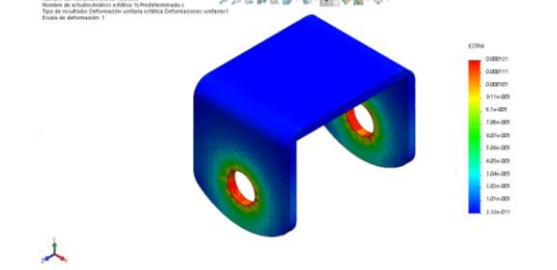
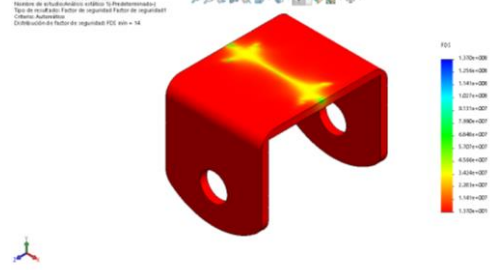
EJE HUECO	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 17 650 N TIPO DE SUJECCIÓN: Fija
	
TENSIÓN DE VON MISSES RESULTADOS: $\sigma' = 42,035 \text{ MPa} < S_y = 250 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero A36. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 0,0385 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: El desplazamiento máximo se presenta en la parte cilíndrica superior, puesto que esta, se desplazará hacia el interior, por efecto de la fuerza aplicada.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 1,19e - 004$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS = 5,9$ INTERPRETACIÓN: El eje fue diseñado en base a las medidas del rodaje en donde va a encajar durante su funcionamiento. Se observa que la geometría dispuesta, proporciona una seguridad adecuada.

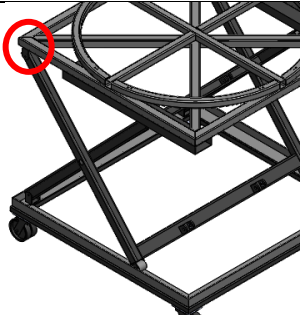
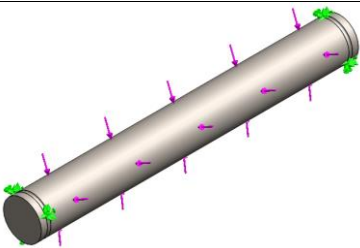


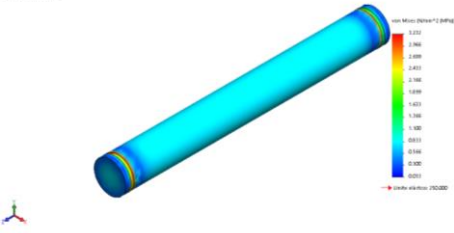
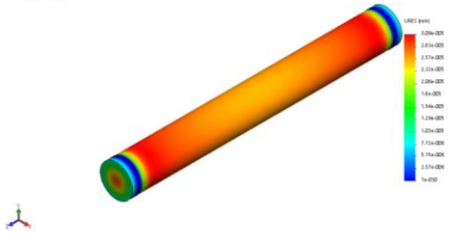
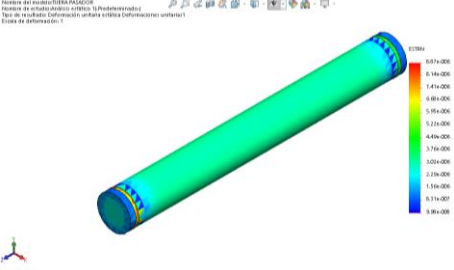
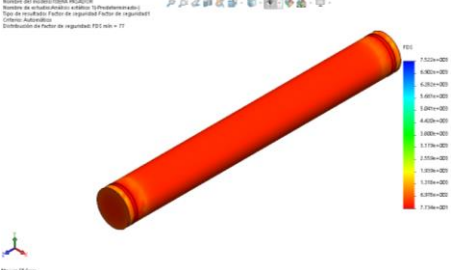
BASE DE PLATAFORMA FIJA	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 4 708,94 N  TIPO DE SUJECCIÓN: Junta fija 
	
TENSION AXIAL Y DE FLEXIÓN RESULTADOS: $\sigma = 48,44 \text{ MPa} < S_y = 460 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero S460N. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 1,001 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: Se presenta un desplazamiento muy bajo concentrado en la parte céntrica, esto debido que no se tiene ningún soporte donde este descansa.
	
RESULTADOS: $FDS = 9,5$ INTERPRETACIÓN: Los perfiles que componen la estructura, fueron diseñados en base un factor de seguridad de 2,5. En conjunto, estos elementos presentan una resistencia de 9,5 veces más la fuerza que se le aplique. Por lo tanto, la estructura es segura	FACTOR DE SEGURIDAD

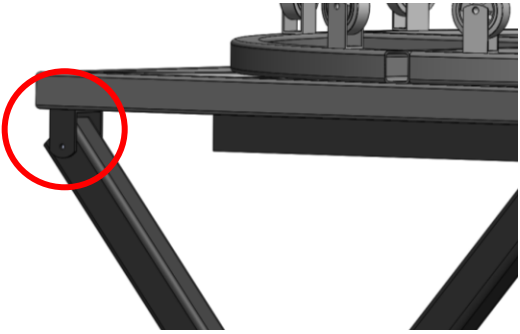
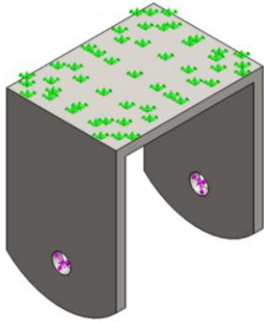


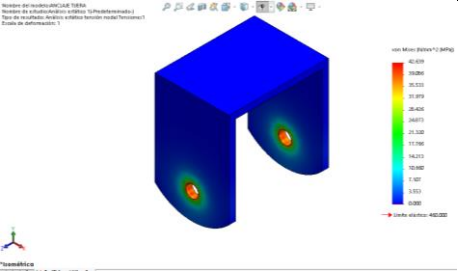
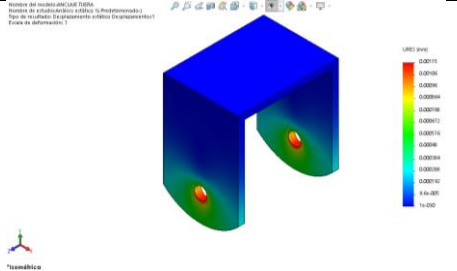
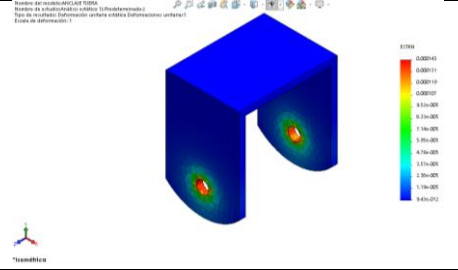
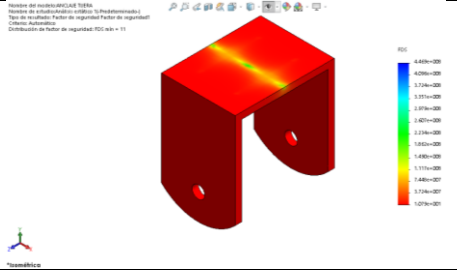
BRAZOS DE TIJERA	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 20033,26 N  5008,26 N  TIPO DE SUJECCIÓN: Junta fija 
	
TENSIÓN AXIAL Y DE FLEXIÓN RESULTADOS: $\sigma = 46,44 \text{ MPa} < S_y = 460 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero S460N. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 0,06 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: Debido a la geometría y el material usado en las tijeras, este no presenta un desplazamiento notable durante su funcionamiento.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 0,000155$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS = 9,9$ INTERPRETACIÓN: Los brazos de tijeras, se diseñaron con un factor de 2,5, se observa que las tijeras en conjunto y sometida a los esfuerzos de funcionamiento generan una resistencia de 9,9 veces más a lo establecido.

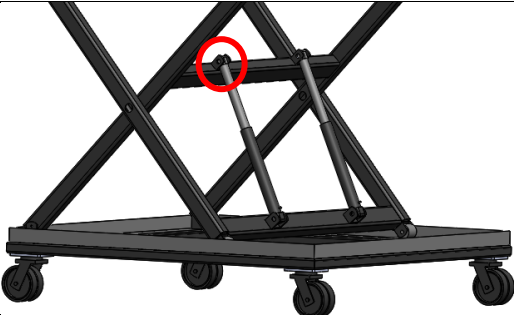
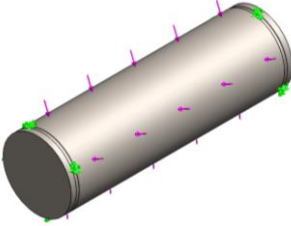


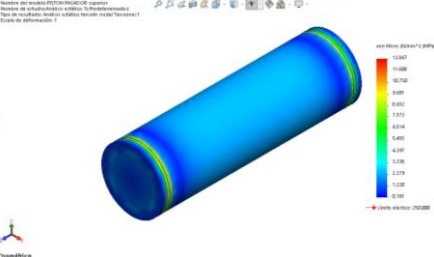
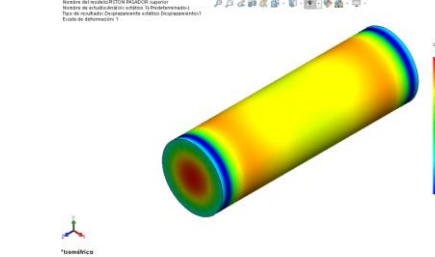
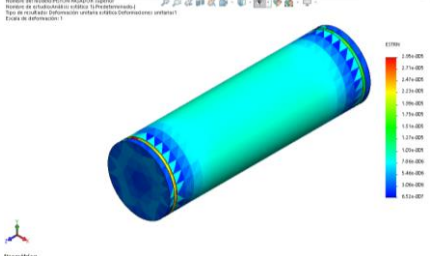
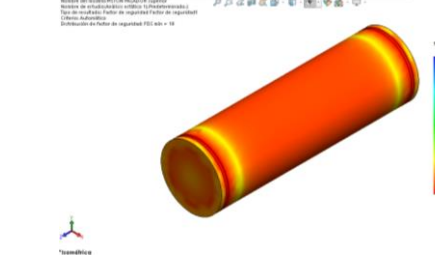
ELEMENTOS DE CONEXIÓN

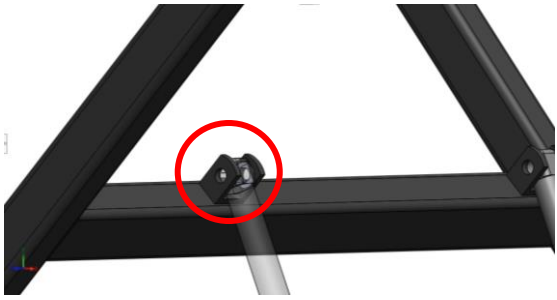
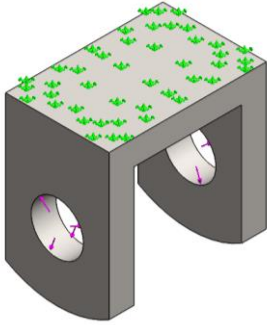


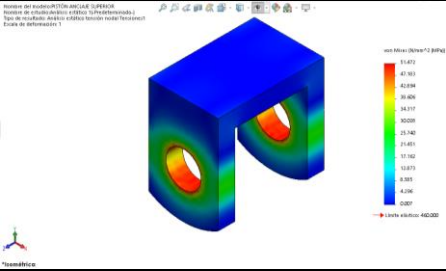
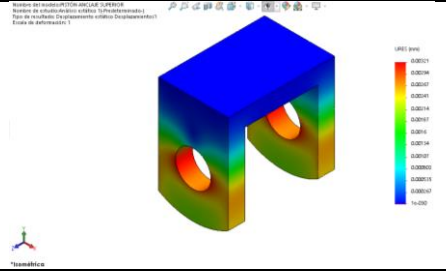
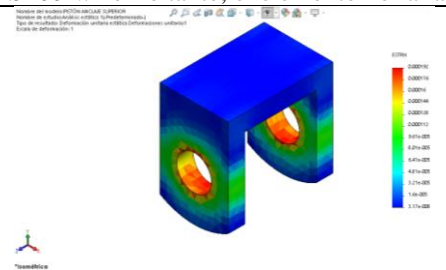
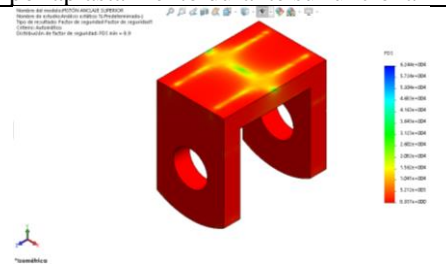
PASADOR CENTRAL DE TIJERA	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 20033,26 N  TIPO DE SUJECCIÓN: Fija 
	
TENSIÓN DE VON MISES RESULTADOS: $\sigma' = 10,443 \text{ MPa} < S_y = 250 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero A36. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 9,52e - 005 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: Debido a la geometría y el material usado en el pasador, este no presenta un desplazamiento notable durante su funcionamiento.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 3,16e - 005$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS_{Teórico} = 3,5 < FDS_{Simulación} = 24$ INTERPRETACIÓN: Teóricamente se empleó un FDS de 3,5 con acero A36. En la simulación, se obtuvo un FDS de 24, debido a la variante de longitud que se tiene. El elemento no fallará.


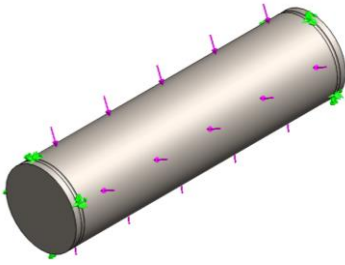


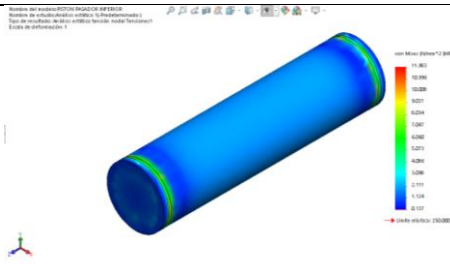
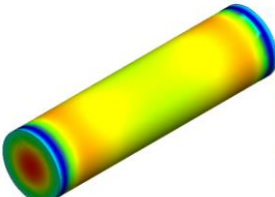
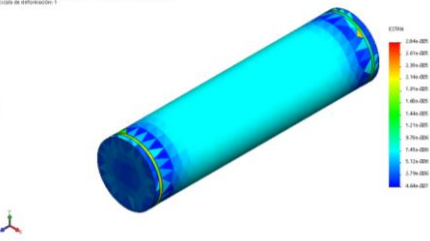
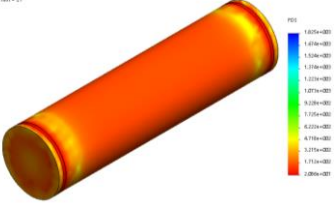
ANCLAJE DE RODILLO	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 5008,32 N TIPO DE SUJECCIÓN: Fija
	
TENSIÓN DE VON MISES RESULTADOS: $\sigma' = 33,56 \text{ MPa} < S_y = 460 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero S460N. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 0,002 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: El resultado de la simulación, confirma que el elemento no sufrirá fallas por aplastamiento durante su funcionamiento.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 0,00012$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS = 14$ INTERPRETACIÓN: El soporte fue diseñado en base al perno que debe alojar la distancia de los rodillos. Se observa que la geometría dada nos brinda una seguridad de 14 veces más la fuerza aplicada.

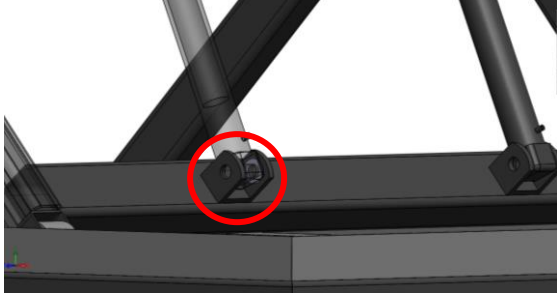
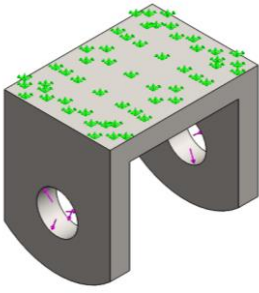


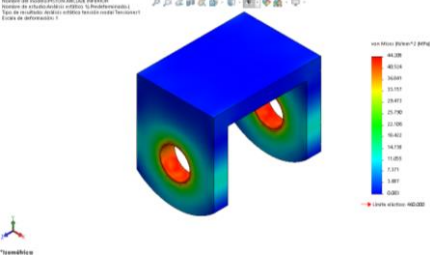
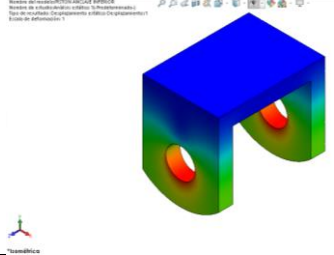
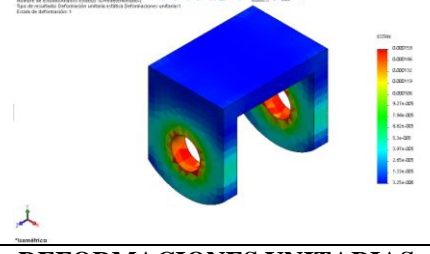
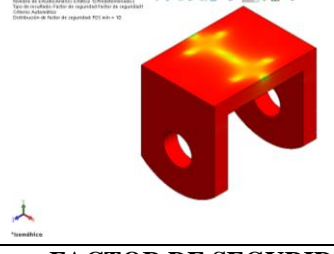
PASADOR DE LOS EXTREMOS DE LA TIJERA	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 5008,32 N  TIPO DE SUJECCIÓN: Fija 
	
TENSIÓN DE VON MISES RESULTADOS: $\sigma' = 3,23 \text{ MPa} < S_y = 250 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero A36. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 3,09e - 005 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: Debido a la geometría y el material usado en el pasador, este no presenta un desplazamiento notable durante su funcionamiento.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 8,87e - 006$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS_{Teórico} = 3,5 < FDS_{Simulación} = 77$ INTERPRETACIÓN: Teóricamente se empleó un FDS de 3,5 con acero A36. En la simulación, se obtuvo un FDS de 77, debido a la variante de longitud que se tiene. El elemento no fallará.

ANCLAJE DE BRAZO DE TIJERA	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 5008,32 N  TIPO DE SUJECCIÓN: Fija 
	
TENSIÓN DE VON MISES RESULTADOS: $\sigma' = 42,639 \text{ MPa} < S_y = 460 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero S460N. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 0,00115 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: El resultado de la simulación, confirma que el elemento no sufrirá fallas por aplastamiento durante su funcionamiento.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 0,000143$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS = 11$ INTERPRETACIÓN: El soporte fue diseñado en base al pasador que debe alojar y la distancia de los brazos de tijera. Se observa que la geometría dada nos brinda una seguridad de 11 veces más la fuerza aplicada.

PASADOR SUPERIOR DEL CILINDRO HIDRÁULICO	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 20033,26 N  TIPO DE SUJECCIÓN: Fija 
	
TENSIÓN DE VON MISES RESULTADOS: $\sigma' = 12,867 \text{ MPa} < S_y = 250 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero A36. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 0,000192 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: Debido a la geometría y el material usado en el pasador, este no presenta un desplazamiento notable durante su funcionamiento.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 2,95e - 005$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS_{Teórico} = 3,5 < FDS_{Simulación} = 19$ INTERPRETACIÓN: Teóricamente se empleó un FDS de 3,5 con acero A36. En la simulación, se obtuvo un FDS de 19, debido a la variante de longitud que se tiene. El elemento no fallará.

ANCLAJE SUPERIOR DE CILINDRO HIDRÁULICO	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 20033,26 N  TIPO DE SUJECCIÓN: Fija 
	
TENSIÓN DE VON MISES RESULTADOS: $\sigma' = 51,472 \text{ MPa} < S_y = 460 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero S460N. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 0,00321 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: El resultado de la simulación, confirma que el elemento no sufrirá fallas por aplastamiento durante su funcionamiento.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 0,000192$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS = 8,9$ INTERPRETACIÓN: El soporte fue diseñado en base al pasador que debe alojar y la distancia del cilindro. Se observa que la geometría dada nos brinda una seguridad de 8,9 veces más la fuerza aplicada.

PASADOR INFERIOR DEL CILINDRO HIDRÁULICO	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 20033,26 N  TIPO DE SUJECCIÓN: Fija 
	
TENSIÓN DE VON MISES RESULTADOS: $\sigma' = 11,983 \text{ MPa} < S_y = 250 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero A36. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 0,000165 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: Debido a la geometría y el material usado en el pasador, este no presenta un desplazamiento notable durante su funcionamiento.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 2,84e - 005$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS_{Teórico} = 3,5 < FDS_{Simulación} = 21$ INTERPRETACIÓN: Teóricamente se empleó un FDS de 3,5 con acero A36. En la simulación, se obtuvo un FDS de 21, debido a la variante de longitud que se tiene. El elemento no fallará.

ANCLAJE INFERIOR DE CILINDRO HIDRÁULICO	
	
ELEMENTO ESTRUCTURAL	SUJECCIONES Y FUERZA APLICADA FUERZA APLICADA: 20033,26 N  TIPO DE SUJECCIÓN: Fija 
	
TENSIÓN DE VON MISSES RESULTADOS: $\sigma' = 44,208 \text{ MPa} < S_y = 460 \text{ MPa}$ INTERPRETACIÓN: El esfuerzo máximo que sufre la pieza, no supera el esfuerzo de fluencia del acero S460N. Por lo tanto, el elemento no fallará.	DESPLAZAMIENTOS RESULTADOS: $URES = 0,00287 \text{ mm}$ INTERPRETACIÓN: El resultado de la simulación, confirma que el elemento no sufrirá fallas por aplastamiento durante su funcionamiento.
	
DEFORMACIONES UNITARIAS RESULTADOS: $ESTRN = 0,000159$ INTERPRETACIÓN: La pieza no sufrirá una deformación tan notoria debido al esfuerzo al que está sometido.	FACTOR DE SEGURIDAD RESULTADOS: $FDS = 10$ INTERPRETACIÓN: El soporte fue diseñado en base al pasador que debe alojar y la distancia del cilindro. Se observa que la geometría dada nos brinda una seguridad de 10 veces más la fuerza aplicada.

VII.- DESCRIPCIÓN TÉCNICA DE LA PLATAFORMA GIRATORIA MÓVIL CON ELEVACIÓN

FICHA TÉCNICA DE MAQUINARIA				FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA			
REALIZADO POR		GARCÍA DELGADO EDWIN JOSÉ		FECHA		13-06-2021	
MÁQUINA - EQUIPO		PGM CON ELEVACIÓN		SECTOR		METALMECÁNICO	
CARACTERÍSTICAS GENERALES							
PESO NETO		923,3 kg		PESO BRUTO		2418, 5 kg	
LARGO		2000 mm		ANCHO		2000 mm	
MÍNIMA ELEVACIÓN		450 mm		MÁXIMA ELEVACIÓN		1500 mm	
GIRO DE PLATAFORMA		360°					
							
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS							
1	Plancha de acero estructural S460N			1 980x1 980x5 mm			
2	Estructura giratoria de acero estructural S460N			2 000x2 000 mm			
3	Estructura fija de acero estructural S460N			2 000x2 000 mm			
4	Ruedas de guía de goma elástica			250 kg de capacidad de carga			
5	Eje hueco de Acero ASTM A36			145 mm de longitud			
6	Rodamiento axial tipo cilindro			19,5 kN de capacidad de carga axial			
7	Sistema de elevación			Tipo tijeras de Acero S460N			
8	Rodillos de desplazamiento de nylon con poliuretano			550 kg de capacidad de carga			
9	Cilindro hidráulico de simple efecto			50 mm de diámetro-400 mm de carrera			
10	Ruedas de transporte de goma negra neutral			1 200 kg de capacidad de carga			
11	Estructura de soporte de acero estructural S460N			2 050x2 020 mm			
FUNCIÓN							
<p>La plataforma giratoria móvil con elevación, es una máquina dirigida hacia el sector metalmeccánico, la cual apoya las labores de manejo de carga en las distintas actividades que se desarrollan. Permite el transporte, elevación y giro de objetos pesados haciendo así la labor del trabajador tanto ergonómica como segura y beneficiando el proceso productivo de la empresa</p>							

VIII.-DESCRIPCIÓN DE LA SOLDADURA

El proceso de soldadura será tomado en cuenta para la unión de los perfiles elegidos y el armado de las estructuras que conforman la máquina. Es indispensable tomar en consideración, el espesor del material que se está utilizando así mismo el tipo de soldadura que se utilizará, puesto que esto generará un trabajo de calidad.

Normativa: El código de soldadura a considerar es la normativa americana ANSI/AWS, el cual nos manifiesta su utilización en estructuras cuyas uniones son soldadas con presencia de material de acero de carbono o sus afines. El código utilizado pertenece a la soldadura estructural – acero.[36]

Tipo de soldadura: Par el diseño de la máquina en estudio se considerará una soldadura del tipo GMAW.

La soldadura GMAW que en sus siglas en inglés significan Gas Metal Arc Welding, es un proceso por fusión el cual viene a estar conformada por una soldadura por arco metálico con gas, es decir se crea un arco eléctrico entre un alambre que es suministrado de forma continua que permite la unión de las piezas a soldar. El proceso de soldadura GMAW, se puede dar de dos formas. Una de ella es el proceso MIG (Metal Inert Gas), que permite una protección del arco por un gas inerte como el Helio o el Argón o también a través del proceso MAG (Metal Active Gas), apoyado de un gas activo como el CO₂ o rica en esta.

Tipo de electrodo: El proceso GMAW ocupada electrodos de distintos diámetros que van desde muy pequeños (0,5 mm), rangos comunes (0,9 – 1,6 mm) y grandes (3,2 mm).

Resistencia de soldadura: La buena técnica del soldado del operario y la correcta calibración del equipo de soldar permitirá obtener uniones fuertes, rígidas y sin fronteras.

Aplicación: La soldadura GMAW del tipo MIG sirve como unión de materiales delgados a base de cobre, titanio y aceros inoxidable puros. Por otro lado, MAG, es muy utilizada en el refuerzo y unión de piezas cuyo material base son aceros, hierro al carbono y materiales bajos en carbono de cualquiera que fuese sus dimensiones. Así se ven presenten en fabricación de carrocerías, aviones, barcos, ejes entre otros.

Ventajas y desventajas:

Como ventajas, la soldadura GMAW ofrece mayor velocidad de soldado en comparación con otros tipos de soldadura lo que genera una mayor productividad de fabricación, asimismo la limpieza sobre la pieza soldada es mínima después de haber culminado la actividad. De la misma manera, evita imperfecciones y es accesible a soldar en toda posición.

Las limitaciones que presenta el tipo de soldadura GMAW recae en el costo del equipo y su menos portabilidad. Así mismo la aplicación de esta soldadura no puede ser dada al aire libre por protección del arco eléctrico. [37]

CORDONES DE SOLDADURA

Los cordones de soldadura vienen a ser propiamente dicho la soldadura en sí, las cuales están formadas por el metal de soldadura proveniente del electrodo depositado sobre la cara o las piezas a soldar. [38] La clasificación de los cordones viene a estar dado en base a la posición que se requiera aplicar el soldado, así tenemos: Cordón plano, cordón en ángulo horizontal, cordón horizontal, cordón vertical y cordón de techo. Para nuestro tema de estudio se considera el uso del cordón tipo plano y de ángulo puesto que genera una mejor posición del elemento a soldar y una mejor fundición del electrodo por efecto de la gravedad [39]

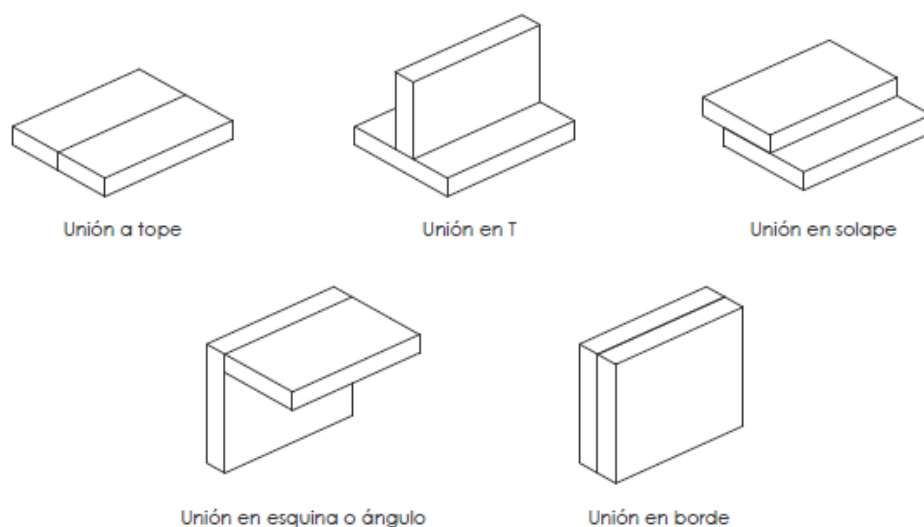


Fig. 48 Uniones de soldaduras [43]

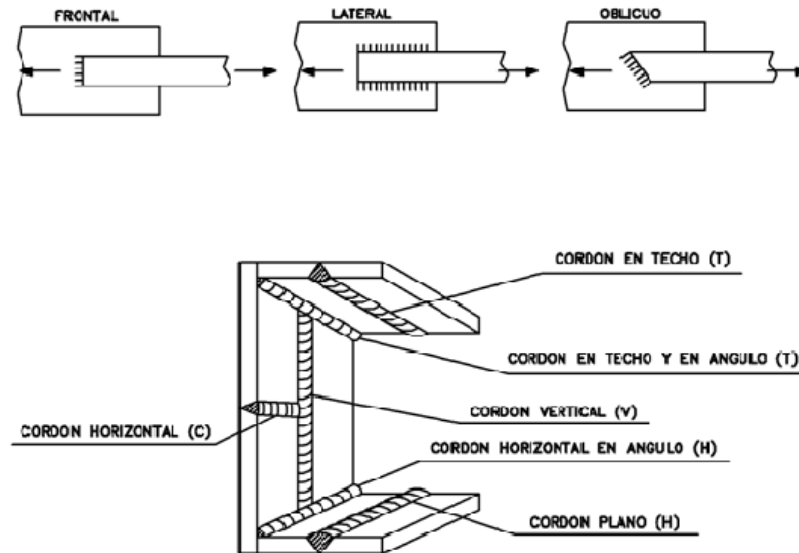


Fig. 49 Tipos de cordones de soldadura [43]

De la misma forma se debe considerar lo siguiente en soldadura:

A tope:

Los elementos difieren en su geometría y la penetración en toda la pieza.

Se debe sanear la parte inicial antes de empezar con el soldado.

Se debe buscar que la penetración del cordón sea de forma completa.

Cuando se trabaja con piezas de diferentes espesores, se debe considerar las pendientes en los elementos en un 25% al elemento mayor. [40]

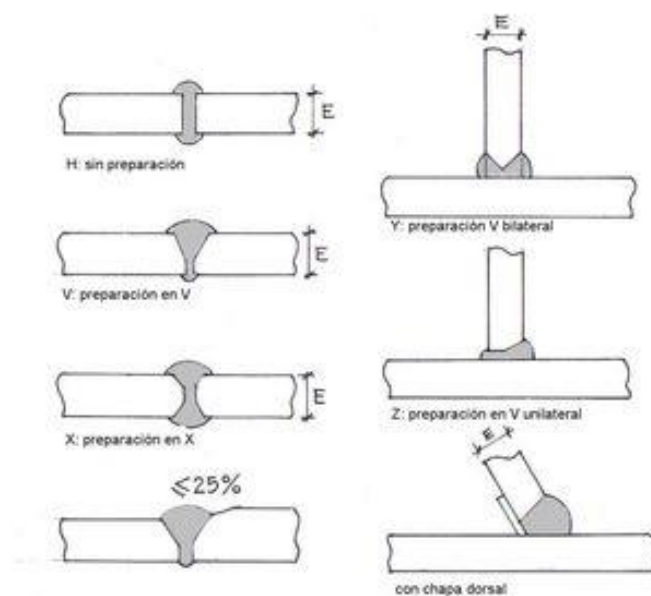


Fig. 50. Cordón de soldadura al tope [41]

En ángulo:

Cuando se considera la unión de piezas en esta situación, la soldadura debe ser depositada en el ángulo que forman los elementos cuidando siempre que este no traspase los materiales. [40]

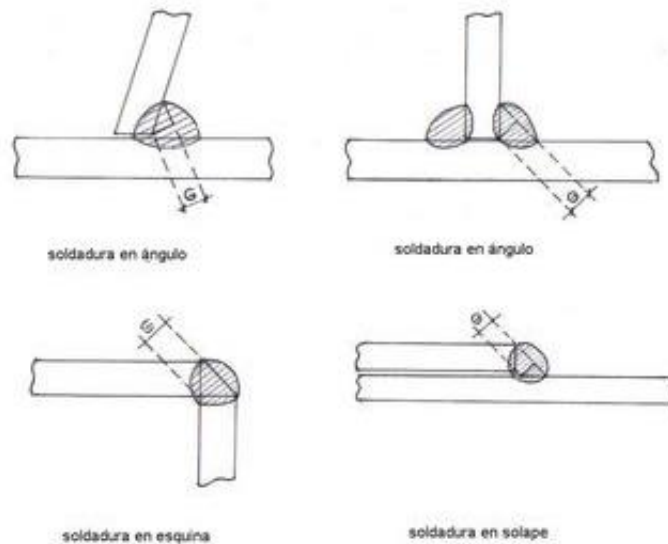


Fig. 51. Cordón de soldadura en ángulo [41]

UNIONES SOLDADAS

Para unir dos piezas mediante el proceso de soldadura, se debe considerar obtener una penetración completa entre ambos elementos.

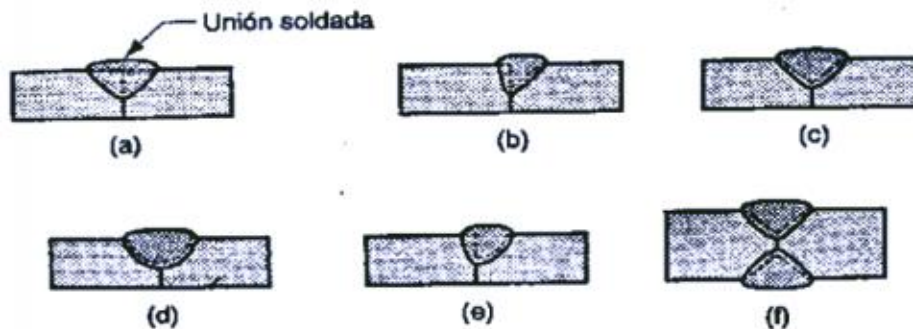


Fig. 52. Uniones típicas en soldadura [42]

Se puede observar las soldaduras más típicas y que se utilizarán en el diseño (a) Tope cuadrada, un lado; (b) De bisel único; (c) Tope en V único; (d) Tope en U único; (e) Tope único; (f) Tope en V doble para secciones más gruesas. [42]

IX.- ANÁLISIS DE COSTOS Y PRESUPUESTOS

A continuación, se realizará un análisis aproximado de los costos directos e indirectos que influirá en la fabricación de la plataforma giratoria móvil con elevación.

9.1.- COSTOS DIRECTOS

Son considerados a aquellos que influyen directamente en la fabricación de un producto. Se considera a la materia prima, adquisición de un servicio, maquinaria, transporte, entre otros.

COSTO DE MATERIALES

Al estar trabajando con perfiles de acero S460N, se va a considerar el precio por kg de este material. El costo asignado será de S/2,2, valor obtenido de una base de precios de materiales de construcción. Para el Acero ASTM A36 se considerará un valor de S/2,5, y demás elementos de acuerdo a su catálogo de fabricante.

COSTO DE MANUFACTURA DE PIEZAS

Considerado como aquella que actividad que transforma la materia prima en piezas que son necesarias para la construcción de una máquina. Se toma en cuenta el proceso y la mano de obra.

**TABLA VI
COSTOS DE MATERIALES**

ELEMENTO ESTRUCTURAL	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO(S/)
Plancha sólida	Plancha de Acero S460 1980X1980X5 mm	kg	152.9	2.2	336.38
Estructura giratoria	Perfil hueco cuadrado S460N 45x45x4 mm	kg	71.42	2.2	157.124
	Perfil hueco cuadrado 70x70x3 mm	kg	60.74	2.2	133.628
Rodamiento	Axial tipo cilindro de simple efecto		1	51.1	51.1
Soporte de rodamiento	Acero S460N	kg	14.72	2.2	32.384
Ruedas guía	Goma elástica HLB - 2-1442		8	14.88	119.04
Eje	Eje hueco de acero ASTM A36	kg	6.37	2.83	18.0271
Soporte del eje	Acero S460N		14.72	2.2	32.384
Estructura fija	Perfil hueco cuadrado S460N 70x70x4 mm	kg	79.19	2.2	174.218
	Perfil hueco cuadrado S460N 80x80x3 mm	kg	92.03	2.2	202.466
Soporte de nivelación	Perfil hueco rectangular S460N 79x188x5 mm	kg	60.08	2.2	132.176
Brazos de tijeras	Perfil hueco rectangular S460N 100x80x6 mm	kg	125.8	2.2	276.76
Rodillos	Núcleo de nylon y banda de poliuretano		4	52.26	209.04
Pistón hidráulico	Cilindro de simple efecto CICROMUR		2	468.5	937
Barras de refuerzo	Perfil hueco rectangular S460N 120x80x5 mm	kg	59.28	2.2	130.416
Estructura inferior	Perfil LD S460N 120X80X8 mm	kg	92.11	2.2	202.642
	Perfil hueco rectangular S460N 120x60x4 mm	kg	83.17	2.2	182.974
Ruedas de transporte	HG fabricadas de goma negra neutral		4	23.24	92.96
Pernos de 12 mm + anillo + tuerca	Acero ASTM A36		16	2.5	40
Pernos de 20 mm + anillo + tuerca	Acero ASTM A36		4	4.8	19.2
Pasador de 20 mm + buje + seguros	Acero ASTM A36	kg	2.36	2.5	5.9
Pasador de 14 mm + buje + seguros + anillos	Acero ASTM A36	kg	0.0534	2.5	0.1335
Pasador de 25,25 mm + buje + seguros + anillos	Acero ASTM A36	kg	2.98	2.5	7.45
Anclaje de rodillos	Acero S460N	kg	2.24	2.2	4.928
Anclaje de extremos tijeras	Acero S460N	kg	3.64	2.2	8.008
Anclaje de pistón superior	Acero S460N	kg	0.85	2.2	1.87
Anclaje de pistón inferior	Acero S460N	kg	1.26	2.2	2.772
COSTO TOTAL					3510.9806

**TABLA VI
COSTOS DE MANUFACTURA DE LAS PIEZAS**

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO	COSTO(S/)
Perfil hueco cuadrado S460N 45x45x4 mm	kg	71.42	2.9	207.118
Perfil hueco cuadrado 70x70x3 mm	kg	60.74	2.9	176.146
Acero S460N	kg	14.72	3.22	47.3984
Eje hueco de acero ASTM A36	kg	6.37	20	127.4
Acero S460N		14.72	3.22	47.3984
Perfil hueco cuadrado S460N 70x70x4 mm	kg	79.19	2.9	229.651
Perfil hueco cuadrado S460N 80x80x3 mm	kg	92.03	2.9	266.887
Perfil hueco rectangular S460N 79x188x5 mm	kg	60.08	2.9	174.232
Perfil hueco rectangular S460N 100x80x6 mm	kg	125.8	2.9	364.82
Perfil hueco rectangular S460N 120x80x5 mm	kg	59.28	2.9	171.912
Perfil LD S460N 120X80X8 mm	kg	92.11	2.9	267.119
Perfil hueco rectangular S460N 120x60x4 mm	kg	83.17	2.9	241.193
Pasador de 20 mm + buje + seguros	kg	2.36	17	40.12
Pasador de 14 mm + buje + seguros + anillos	kg	0.0534	17	0.9078
Pasador de 25,25 mm + buje + seguros + anillos	kg	2.98	17	50.66
Anclaje de rodillos	kg	2.24	3.22	7.2128
Anclaje de extremos tijeras	kg	3.64	3.22	11.7208
Anclaje de pistón superior	kg	0.85	3.22	2.737
Anclaje de pistón inferior	kg	1.26	3.22	4.0572
COSTO TOTAL				2438.6904

COSTO DE FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA

Actividades ligadas al armado de la plataforma giratoria móvil como producto final. Las herramientas y equipos son asumida por los trabajadores que se contrata para la construcción de la máquina.

**TABLA VII
COSTOS DE MANO DE OBRA**

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO	COSTO(S/)
Soldador	Horas	56	15	840
Ayudante	Horas	56	9	504
Pintor	Horas	24	50	1200
COSTO TOTAL				2544

COSTO DE TRANSPORTE

Aquí se toma en cuenta el costo del traslado de los materiales hacia el lugar de manufactura y construcción de la plataforma giratoria móvil con elevación. También se considera el precio de la importancia de la materia prima.

**TABLA VII
COSTOS DE TRANSPORTE**

DESCRIPCIÓN	COSTO(S/)
FOB	2800
Traslado de materia prima	250
Traslado de accesorios	120
COSTO TOTAL	3170

9.2.- COSTOS INDIRECTOS

Son considerados a aquellos que influyen indirectamente directamente en la fabricación de un producto. Los costos indirectos comprenden:

**TABLA VIII
COSTOS INDIRECTOS DE FABRICACIÓN**

DESCRIPCIÓN	COSTO(S/)
Gestión ingenieril	250
Otros	120
COSTO TOTAL	370

9.3.- COSTO TOTAL Y PRESUPUESTO

Costo total = costos directos + costos indirectos

Costo total = 12 033,70 nuevos soles

X.- RESULTADOS

10.1.- PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO

TABLA IX
PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

PLATAFORMA GIRATORIA MÓVIL CON ELEVACIÓN		
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CONDICIÓN
CAPACIDAD DE CARGA	1 500 kg	Fabricación de artículos de oficina, gabinetes perfiles y accesorios para el hogar. El Peso promedio por objeto es mayor a 40 kg. De acuerdo al tamaño se podrá manejar alrededor de 37 piezas.
TAMAÑO DE LA PLATAFORMA	2 x 2 m	Las medidas más usuales en los artículos fabricados en promedio, bordean los 1,95 x 0,85 m y objetos pequeños de 0,50 x 0,25 m. Las medidas más favorables y por geometría del diseño deben ser iguales.
ALTURA DE ELEVACIÓN	1,5 m	La máquina será ajustable a la altura que se desea respetando los límites establecidos. Considerando una buena posición de trabajo a pie y de precisión, se considera una altura en promedio de 1,20 m considerando también la altura mínima requerida para llegar a un segundo nivel de estanterías.
GIRO DE LA PLATAFORMA	360°	La movilidad radial permitirá la fácil carga y descarga de productos al operario.
AMBIENTE DE TRABAJO		No expuesto a la intemperie, presencia de ruido con zonas de aumento de temperatura y vibraciones. Presencia de suciedad y oxidación.

10.2.- SELECCIÓN DE DISEÑO

Mediante la matriz morfológica, se obtuvo como resultado una plataforma giratoria móvil con sistema de elevación mixto. Este diseño viene a ser la unión de las dos soluciones encontradas con anterioridad con algunas mejoras. Se cuenta con un sistema de giro mediante un eje hueco, apoyado de un rodamiento axial y soportado sobre ruedas guía. La elevación se da mediante un sistema de tijeras impulsado por dos cilindros hidráulicos. Se proyecta que su accionamiento deba ser de forma automatizada para una mayor seguridad.

10.3.- DIMENSIONAMIENTO DEL DISEÑO

TABLA X
VALORES OBTENIDOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO ESTRUCTURAL

COMPONENTE	FUERZA	MOMENTO FLECTOR	FDS	MÓDULO DE SECCIÓN	SELECCIÓN
Plancha sólida	14 715 N				Plancha de Acero S460 1980X1980X5 mm
Estructura giratoria	1 621,5 N/m	810,75 N.m	2,5	4,40 cm ³	Perfil hueco cuadrado S460N 45x45x4 mm
	3 383,11 N	1 691,55 N.m		9,19 cm ³	Perfil hueco cuadrado 70x70x3 mm
Estructura fija	3 611,78 N	1 805,90 N.m		9,81 cm ³	Perfil hueco cuadrado S460N 70x70x4 mm
	4 708,94 N	2 295,61 N.m		12,47 cm ³	Perfil hueco cuadrado S460N 80x80x3 mm
Brazos de tijeras	5 081,99 N	4 951,93 N.m		26,91 cm ³	Perfil hueco rectangular S460N 100x80x6 mm
Barras de refuerzo	20 033,26 N	10 016,65 N.m		54,4 cm ³	Perfil hueco rectangular S460N 120x80x5 mm
Estructura inferior	5 673,10 N	2 747, 91N.m		14,90 cm ³	Perfil LD S460N 120X80X8 mm
	5 673,10 N	2962,37 N.m		16,09 cm ³	Perfil hueco rectangular S460N 120x60x4 mm
	451,79 N/m				

TABLA XI
VALORES OBTENIDOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE UNIONES

COMPONENTES	FALLO POR CORTANTE MÁXIMA			FALLO POR APLASTAMIENTO		
	FUERZA	CORTANTE MÁXIMA	DÍAMETRO	ESPESOR	DMS	MATERIAL
Pernos de rodillos	5 008,32 N	35,7 MPa	20 mm	3,5 mm	a >14,69mm c > 8 mm	Acero ASTM A36
Pasador central de tijera	20 033,26 N	35,7 MPa	20 mm	14,025		Acero ASTM A36
Pasador de los extremos de tijera	5 008,32 N	35,7 MPa	12	5,84	a >14,46 mm c > 7,8 mm	Acero ASTM A36
Pasador de cilindro hidráulico	20 033,26 N	35,7 MPa	25,25 mm	11,10 mm	a >14,69mm c > 8 mm	Acero ASTM A36
Anclaje de rodillos			20 mm	5 mm		Acero S460N
Anclaje de extremos tijeras			25 mm	6 mm		Acero S460N
Anclaje de pistón superior			25,25 mm	12 mm		Acero S460N
Anclaje de pistón inferior						Acero S460N

TABLA XII
SELECCIÓN DE COMPONENTES DE LA MÁQUINA

COMPONENTES	FUERZA	SELECCIÓN
Rodamiento	17.51 kN	Axial tipo cilindro de simple efecto
Soporte de rodamiento	17.51 kN	Acero S460N
Ruedas guía	2452.5 kN	Goma elástica HLB - 2-1442
Eje	17.51 kN	Eje hueco de acero ASTM A36
Soporte del eje	17.51 kN	Acero S460N
Soporte de nivelación	5008,32 kN	Perfil hueco rectangular S460N 79x188x5 mm
Rodillos	5008,29 kN	Núcleo de nylon y banda de poliuretano
Pistón hidráulico	20 033,26 kN	Cilindro de simple efecto CICROMUR
Ruedas de transporte	5930 kN	HG fabricadas de goma negra neutral
Pernos de 12 mm + anillo + tuerca		Acero ASTM A36

10.4.- ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN CAD/CAE

TABLA XIII
RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN ESTÁTICA ESTRUCTURAL

COMPONENTE	TENSIÓN	DESPLAZAMIENTOS	DEFORMACIONES UNITARIAS	FDS
Plancha sólida	99,26 MPa	29,71 mm	3,103e - 004	4,6
Soporte estructural superior	14,035 MPa	0,277 mm	4,14e - 005	21
Soporte de rodamiento	135,810 MPa	2,318 mm	2,99e - 004	3,4
Soporte del eje	175,75 MPa	2,36 mm	0,000439	2,6
Eje hueco	42,035 MPa	0,0385 mm	1,19e - 004	5,9
Base de plataforma fija	48,44 MPa	1,001 mm		9,5
Brazos de tijeras	46,44 MPa	0,06 mm	0,000155	9,9
Pasador central de tijera	10,44 MPa	9,52e - 005 mm	3,16e - 005	24
Anclaje de rodillos	33,56 MPa	0,002 mm	0,00012	14
Pasador de los extremos de las tijeras	3,23 MPa	3,09e - 005 mm	8,87e - 006	77
Anclaje de extremos tijeras	42,63 MPa	0,00115 mm	0,000143	11
Pasador superior del cilindro hidráulico	12,86 MPa	0,000192 mm	2,95e - 005	19
Anclaje superior de cilindro hidráulico	51,47 MPa	0,00321 mm	0,000192	8,9
Pasador inferior del cilindro hidráulico	11,983 MPa	0,000165 mm	2,48e - 005	21
Anclaje superior de cilindro hidráulico	44,20 MPa	0,00287 mm	0,000159	10

XI.- DISCUSIÓN

Para determinar los parámetros de funcionamiento de la plataforma giratoria móvil con elevación, no se restringe el uso de la máquina para un objeto en específico, pues una empresa metalmeccánica produce variedades de piezas para distintos sectores. De esta forma, se considera unas medidas promedio, para las condiciones de funcionamiento, tomando como referencias las fabricaciones más comunes en este sector y el ambiente al que estará expuesto. Esto con la finalidad que el diseño pueda cumplir los roles asignados. El uso de la máquina queda limitado por los objetos que deberá manejar, los cuales no deberán superar la capacidad de carga y las dimensiones que esta presente.

Como parte del proceso de diseño, se debe considerar la evaluación de posibles soluciones que puede optar la máquina a diseñar. Esto a raíz de unas exigencias planteadas y supliendo la principal problemática a resolver. Apoyados de tablas en donde se puntúan criterios de selección, se obtiene la máquina que mejor cumpla las demandas requeridas. Es por ello, que se selecciona el diseño de una plataforma giratoria móvil con elevación con las características mencionadas en el apartado de resultados, pues fue la que sobresalió en la evaluación realizada bajo las condiciones establecidas.

La selección de los perfiles, se ve influenciado por el valor de módulo de sección encontrado mediante el análisis de esfuerzos cortantes máximos. A través de tablas estandarizadas de perfiles de acero comerciales, se eligió el más adecuado para cada elemento estructural de la máquina. Por otro lado, el dimensionamiento de uniones, son respaldados mediante un análisis por esfuerzos cortantes máximos, así como de falla por aplastamiento, obteniendo valores correspondientes al diámetro de estas piezas. En los perfiles se usó un acero S460N, por el beneficio de resistencia con un menor peso, y para las uniones un acero ASTM A36, por ser el más comercial en la fabricación de este tipo de piezas. La selección de los demás componentes se realizó a través de catálogos de fabricantes teniendo como antecedentes las condiciones de trabajo a las cuáles van a estar expuestas.

Los valores obtenidos mediante la simulación estático estructural nos indican, que las piezas mientras estén sometidas a mayores fuerzas, presentarán una mayor tensión que trae como consecuencia desplazamiento y deformaciones unitarias notorias. Por otro lado, esto también influye en el factor de seguridad en donde se observa, que será mayor si la fuerza es pequeña, o menor si ocurre lo contrario. La geometría del elemento influye mucho en la variación del FDS, cuando se evalúa una pieza sólida o hueca.

XII.- CONCLUSIONES

1.- Se determinó los parámetros de funcionamiento de la plataforma giratoria móvil con elevación, para elementos cuyas medidas sean inferiores a 2x2 y con un peso neto igual o inferior a 1500 kg, sabiendo que en promedio una puerta de acero pesa entre 40-70 kg, y mide 1,95 x 0,85 m, los accesorios pequeños como los trapecios, pesa 20 kg con medidas de 0,50 x 0,25 m. No obstante, existen empresas cuya producción se enfoca en gabinetes (Grupo Telepartes), en donde la masa de este producto es 200 kg con medidas entre 2,3 x 0,89 x 1,45 m.

2.- Se seleccionó el diseño conceptual adecuado a través de una matriz morfológica, eligiendo la mejor solución a través de criterios de selección para buscar suplir la necesidad de elevar y descender objetos y de la misma forma permitir el giro de su plataforma superior en un ángulo de 360°.

3.- Se dimensionó la estructura y los mecanismos de la máquina basados en los requerimientos de Ingeniería, para poder asegurar el correcto funcionamiento de la plataforma giratoria móvil con elevación y la resistencia de sus elementos cuando estos se encuentran sometidos a los esfuerzos generados por la aplicación de la carga de 1500 kg.

4.- Se analizó la simulación estático estructural a través de un software CAD/CAE, para validar los resultados obtenidos con anterioridad y verificar la estabilidad del diseño. Así mismo se observó el comportamiento que sufren los elementos estructurales al estar sometidos a las condiciones de trabajo.

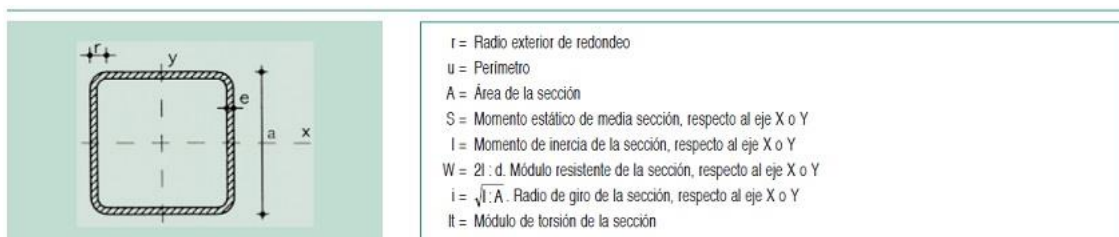
XIII.-RECOMENDACIONES

1.- Se considera complementar la investigación desarrollando el diseño del sistema eléctrico y/o electrónico con el cuál funcionaría la plataforma giratoria móvil con elevación, adaptando ese sistema a la estructura ya establecida.

2.- Para la realización de futuras investigaciones, siguiendo el diseño planteado, se debe realizar un análisis mediante cargas dinámicas, aquellos elementos cuya función se basa en el movimiento como el sistema de tijeras, pistón hidráulico y la plataforma giratoria, así como de fatiga, a todos aquellos elementos que se encuentren sometidos bajo cargas cíclicas, como son los pasadores, a fin de poder tener un estimado del tiempo de vida y los daños que sufriría estas piezas.

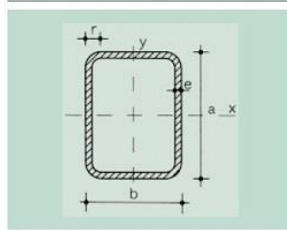
XIV.-ANEXOS

ANEXO 01: TABLA DE PERFIL COMERCIAL HUECO CUADRADO



Perfil	Dimensiones				Términos de sección						Peso	
	a mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S cm ³	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I _t cm ⁴	p kp/m	
# 40.2	40	2	5	151	2,90	2,04	6,60	3,40	1,53	11,3	2,28	P
# 40.3	40	3	8	147	4,13	2,80	9,01	4,51	1,48	15,6	3,24	P
# 40.4	40	4	10	143	5,21	3,40	10,50	5,26	1,42	18,9	4,09	P
# 45.2	45	2	5	171	3,30	2,63	9,94	4,42	1,74	16,3	2,59	C
# 45.3	45	3	8	167	4,73	3,65	13,40	5,95	1,68	22,9	3,71	C
# 45.4	45	4	10	163	6,01	4,49	15,90	7,07	1,63	28,2	4,72	C
# 50.2	50	2	5	191	3,70	3,30	13,90	5,57	1,94	22,7	2,91	P
# 50.3	50	3	8	187	5,33	4,62	19,00	7,59	1,89	32,0	4,18	P
# 50.4	50	4	10	183	5,81	5,73	22,90	9,15	1,83	39,9	5,35	P
# 55.2	55	2	5	211	4,10	4,04	18,90	6,86	2,14	30,5	3,22	C
# 55.3	55	3	8	207	5,93	5,70	25,90	9,43	2,09	43,4	4,66	C
# 55.4	55	4	10	203	7,61	7,12	31,60	11,50	2,04	54,5	5,97	C
# 60.2	60	2	5	231	4,50	4,86	24,80	8,28	2,35	39,9	3,53	P
# 60.3	60	3	8	227	6,53	6,89	34,40	11,50	2,30	57,1	5,13	P
# 60.4	60	4	10	223	8,41	8,66	42,30	14,10	2,24	72,2	6,60	P
# 60.5	60	5	13	219	10,10	10,20	48,50	16,20	2,19	85,2	7,96	C
# 70.2	70	2	5	271	5,30	6,71	40,30	11,50	2,76	64,1	4,16	P
# 70.3	70	3	8	267	7,73	9,60	56,60	16,20	2,71	92,6	6,07	P
# 70.4	70	4	10	263	10,00	12,20	70,40	20,10	2,65	118,0	7,86	P
# 70.5	70	5	13	259	12,10	14,50	82,00	23,40	2,60	141,0	9,53	P
# 80.3	80	3	8	307	8,93	12,80	86,60	21,70	3,11	140,0	7,01	P
# 80.4	80	4	10	303	11,60	16,30	108,80	27,20	3,06	180,0	9,11	P
# 80.5	80	5	13	299	14,10	19,50	128,00	32,00	3,01	217,0	11,10	P
# 80.6	80	6	15	294	16,50	22,40	144,00	36,00	2,95	250,0	13,00	C
# 90.3	90	3	8	347	10,10	16,40	126,00	37,90	3,52	202,0	7,95	P
# 90.4	90	4	10	343	13,20	21,10	159,00	35,40	3,47	281,0	10,40	P
# 90.5	90	5	13	339	16,10	25,30	189,00	41,90	3,42	316,0	12,70	P
# 90.6	90	6	15	334	18,90	29,20	214,00	47,60	3,36	366,0	14,90	P
# 100.3	100	3	8	387	11,30	20,10	175,00	35,00	3,93	279,0	8,89	P
# 100.4	100	4	10	383	14,80	26,40	223,00	44,60	3,88	363,0	11,60	P
# 100.5	100	5	13	379	18,10	31,90	266,00	53,10	3,83	440,0	14,20	P
# 100.6	100	6	15	374	21,30	37,00	304,00	60,70	3,77	513,0	16,70	P
# 120.4	120	4	10	463	18,00	38,90	397,00	66,20	4,70	638,0	14,10	P
# 120.5	120	5	13	459	22,10	47,20	478,00	79,60	4,64	780,0	17,40	P
# 120.6	120	6	15	454	26,10	55,10	551,00	91,80	4,59	913,0	20,50	C
# 140.5	140	5	13	539	26,10	65,60	780,00	111,00	5,46	260,0	20,50	P
# 140.6	140	6	15	534	30,90	76,80	905,00	129,00	5,41	480,0	24,30	P
# 140.8	140	8	20	526	40,00	97,50	1.130,00	161,00	5,30	890,0	31,40	P
# 160.5	160	5	13	619	30,10	86,90	1.190,00	149,00	6,28	1.901,0	23,70	P
# 160.6	160	6	15	614	35,70	102,00	1.390,00	173,00	6,23	2.240,0	28,00	P
# 160.8	160	8	20	609	46,40	131,00	1.740,00	218,00	6,12	2.890,0	36,50	P
# 170.5	170	5	13	659	32,10	98,70	1.440,00	169,00	6,69	2.290,0	25,20	C
# 170.6	170	6	15	654	38,10	116,00	1.680,00	198,00	6,64	2.710,0	29,90	C
# 170.8	170	8	20	646	49,60	149,00	2.120,00	249,00	6,53	3.410,0	39,00	P

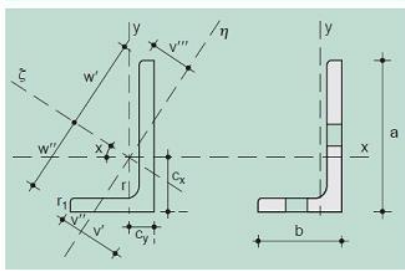
ANEXO 02: TABLA DE PERFIL COMERCIAL HUECO RECTANGULAR



r = Radio exterior de redondeo
 u = Perimetro
 A = Área de la sección
 S_x = Momento estático de media sección, respecto al eje X
 I_x = Momento de inercia de la sección, respecto al eje X
 $W_x = 2I_x : a$: a. Módulo resistente de la sección, respecto al eje Y
 $i_x = \sqrt{I_x : A}$: A. Radio de giro de la sección, respecto al eje X
 S_y = Momento estático de media sección, respecto al eje Y
 I_y = Momento de inercia de la sección, respecto al eje Y
 $W_y = 2I_y : b$: b. Módulo resistente de la sección, respecto al eje Y
 $i_y = \sqrt{I_y : A}$: A. Radio de giro de la sección, respecto al eje Y
 I_t = Módulo de torsión de la sección

Perfil	Dimensiones					Términos de sección										Peso	
	a mm	b mm	e mm	r mm	u mm	A cm ²	S _x cm ³	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	S _y cm ³	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm	I _t cm ⁴	p kp/m	
× 60. 40.2	60	40	2	5	191	3,70	3,70	18,1	6,03	2,21	2,80	9,69	4,85	1,62	20,7	2,91	P
× 60. 40.3	60	40	3	8	187	5,33	5,18	24,7	8,23	2,15	3,91	13,10	6,56	1,57	29,2	4,18	P
× 60. 40.4	60	40	4	10	183	6,81	6,42	29,7	9,91	2,09	4,84	15,70	7,86	1,52	36,1	5,35	P
× 70. 40.2	70	40	2	5	211	4,10	4,67	26,4	7,55	2,54	3,18	11,10	5,57	1,65	25,8	3,22	C
× 70. 40.3	70	40	3	8	207	5,93	6,59	36,4	10,40	2,48	4,47	15,20	7,59	1,60	36,4	4,66	C
× 70. 40.4	70	40	4	10	203	7,61	8,23	44,3	12,60	2,41	5,56	18,30	9,16	1,55	45,3	5,97	C
× 70. 50.2	70	50	2	5	231	4,50	5,35	31,1	8,87	2,63	4,26	18,50	7,42	2,03	37,5	3,53	C
× 70. 50.3	70	50	3	8	227	6,53	7,59	43,1	12,30	2,57	6,03	25,60	10,30	1,98	53,6	5,13	C
× 70. 50.4	70	50	4	10	223	8,41	9,55	53,0	15,10	2,51	7,57	31,40	12,50	1,93	67,6	6,60	C
× 80. 40.3	80	40	3	8	227	6,53	8,15	51,0	12,80	2,79	5,02	17,20	8,62	1,62	43,8	5,13	P
× 80. 40.4	80	40	4	10	223	8,41	10,20	62,6	15,60	2,73	6,28	20,90	10,50	1,58	54,7	6,60	P
× 80. 40.5	80	40	5	13	219	10,14	12,00	71,6	17,90	2,66	7,33	23,70	11,90	1,53	63,6	7,96	C
× 80. 60.3	80	60	3	8	267	7,73	10,50	68,8	17,20	2,98	8,60	44,20	14,70	2,39	88,5	6,07	P
× 80. 60.4	80	60	4	10	263	10,00	13,30	85,7	21,40	2,93	10,90	54,90	18,30	2,34	113,0	7,86	P
× 80. 60.5	80	60	5	13	259	12,10	15,80	99,8	25,00	2,87	12,90	63,70	21,20	2,29	134,0	9,53	P
× 100. 50.3	100	50	3	8	287	8,33	13,10	105,0	20,90	3,54	8,13	35,60	14,20	2,07	88,6	6,54	P
× 100. 50.4	100	50	4	10	283	10,80	16,80	131,0	26,10	3,48	10,30	44,10	17,60	2,02	113,0	8,49	P
× 100. 50.5	100	50	5	13	279	13,10	20,00	153,0	30,60	3,41	12,20	51,10	20,40	1,97	134,0	10,31	P
× 100. 50.6	100	50	6	15	274	15,30	22,90	171,0	34,20	3,34	13,90	56,70	22,70	1,92	151,0	12,03	C
× 100. 60.4	100	60	4	10	303	11,60	18,70	149,0	29,80	3,58	13,10	67,40	22,50	2,41	156,0	9,11	P
× 100. 60.5	100	60	5	13	299	14,10	22,40	175,0	35,10	3,52	15,70	78,90	26,30	2,36	187,0	11,10	C
× 100. 60.6	100	60	6	15	294	16,50	25,70	197,0	39,50	3,46	17,90	88,40	29,50	2,31	214,0	12,97	C
× 100. 80.4	100	80	4	10	343	13,20	22,60	186,0	37,20	3,75	19,40	132,00	33,00	3,16	254,0	10,37	P
× 100. 80.5	100	80	5	13	339	16,10	27,10	221,0	44,10	3,70	23,30	156,00	39,00	3,11	307,0	12,67	P
× 100. 80.6	100	80	6	15	334	18,90	31,30	251,0	50,10	3,64	26,90	177,00	44,30	3,06	355,0	14,85	P
× 120. 60.4	120	60	4	10	343	13,20	24,90	236,0	39,30	4,22	15,40	80,00	26,70	2,46	201,0	10,37	P
× 120. 60.5	120	60	5	13	339	16,10	30,00	279,0	46,50	4,16	18,40	94,00	31,40	2,41	241,0	12,67	P
× 120. 60.6	120	60	6	15	334	18,90	34,60	317,0	52,80	4,09	21,20	106,00	35,30	2,37	277,0	14,85	P
× 120. 80.4	120	80	4	10	383	14,80	29,60	290,0	48,30	4,42	22,40	155,00	38,80	3,24	332,0	11,63	C
× 120. 80.5	120	80	5	13	379	18,10	35,70	345,0	57,60	4,36	27,00	184,00	46,10	3,19	402,0	14,24	P
× 120. 80.6	120	80	6	15	374	21,30	41,40	395,0	65,80	4,30	31,30	210,00	52,50	3,14	467,0	16,74	P
× 120. 100.4	120	100	4	10	423	16,40	34,20	343,0	57,20	4,57	30,20	260,00	57,00	3,98	479,0	12,88	P
× 120. 100.5	120	100	5	13	419	20,10	41,50	412,0	68,60	4,52	36,60	311,00	62,20	3,93	583,0	15,81	C
× 120. 100.6	120	100	6	15	414	23,70	48,30	473,0	78,80	4,46	42,60	357,00	71,40	3,88	681,0	18,62	C
× 140. 60.4	140	60	4	10	383	14,80	32,00	349,0	49,80	4,85	17,60	92,60	30,90	2,50	247,0	11,63	C
× 140. 60.5	140	60	5	13	379	18,10	38,60	415,0	59,30	4,78	21,20	109,00	36,40	2,45	297,0	14,24	C
× 140. 60.6	140	60	6	15	374	21,30	44,70	474,0	67,70	4,71	24,40	124,00	41,20	2,41	342,0	16,74	C
× 140. 80.4	140	80	4	10	423	16,40	37,40	423,0	60,40	5,08	25,40	178,00	44,60	3,30	412,0	12,88	P
× 140. 80.5	140	80	5	13	419	20,10	45,30	506,0	72,40	5,01	30,80	212,00	53,10	3,25	500,0	15,81	P
× 140. 80.6	140	80	6	15	414	23,70	52,70	582,0	83,10	4,95	35,70	243,00	60,70	3,20	582,0	18,62	P
× 140. 100.4	140	100	4	10	463	18,00	42,80	497,0	71,00	5,25	34,10	297,00	59,30	4,06	601,0	14,14	P
× 140. 100.5	140	100	5	13	459	22,10	52,10	598,0	85,40	5,20	41,40	356,00	71,20	4,01	733,0	17,38	P
× 140. 100.6	140	100	6	15	454	26,10	60,80	690,0	98,50	5,14	48,20	410,00	82,00	3,96	858,0	20,51	C
× 160. 80.4	160	80	4	10	463	18,00	46,00	589,0	73,60	5,72	28,50	201,00	50,30	3,34	495,0	14,14	C
× 160. 80.5	160	80	5	13	459	22,10	55,90	708,0	88,50	5,65	34,50	241,00	60,20	3,30	601,0	17,38	P
× 160. 80.6	160	80	6	15	454	26,10	65,20	816,0	102,00	5,59	40,20	276,00	69,00	3,25	700,0	20,51	C
× 160. 120.5	160	120	5	13	539	26,10	71,40	948,0	119,00	6,02	58,70	610,00	102,00	4,83	1.200,0	20,52	P
× 160. 120.6	160	120	6	15	534	30,90	83,70	1.100,0	138,00	5,97	68,80	707,00	118,00	4,78	1.420,0	24,27	P
× 160. 120.8	160	120	8	20	526	40,00	106,00	1.370,0	171,00	5,85	87,20	878,00	146,00	4,68	1.810,0	31,43	C
× 180. 100.5	180	100	5	13	539	26,10	76,30	1.110,0	123,00	6,51	50,90	446,00	89,30	4,13	1.050,0	20,52	P
× 180. 100.6	180	100	6	15	534	30,90	89,40	1.280,0	143,00	6,44	59,50	516,00	103,00	4,09	1.230,0	24,27	P
× 180. 100.8	180	100	8	20	526	40,00	113,00	1.600,0	178,00	6,32	75,30	637,00	127,00	3,99	1.560,0	31,43	P
× 180. 140.5	180	140	5	13	619	30,10	93,80	1.410,0	157,00	6,85	79,10	962,00	137,00	5,65	1.840,0	23,66	C
× 180. 140.6	180	140	6	15	614	35,70	110,00	1.650,0	183,00	6,79	92,90	1.120,00	160,00	5,60	2.170,0	28,04	C
× 180. 140.8	180	140	8	20	606	46,40	141,00	2.070,0	230,00	6,68	119,00	1.410,00	201,00	5,50	2.790,0	36,45	C
× 200. 80.5	200	80	5	13	539	26,10	80,10	1.250,0	125,00	6,91	42,00	297,00	74,20	3,37	810,0	20,52	P
× 200. 80.6	200	80	6	15	534	30,90	93,80	1.450,0	145,00	6,84	49,10	342,00	85,40	3,32	943,0	24,27	P
× 200. 80.8	200	80	8	20	526	40,00	119,00	1.800,0	180,00	6,70	61,70	418,00	105,00	3,23	1.180,0	31,43	P
× 200. 120.5	200	120	5	13	619	30,10	99,60	1.630,0	163,00	7,35	70,20	742,00	124,00	4,96	1.660,0	23,66	P
× 200. 120.6	200	120	6	15	614	35,70	117,00	1.900,0	190,00	7,29	82,50	863,00	144,00	4,92	1.950,0	28,04	C
× 200. 120.8	200	120	8	20	606	46,40	150,00	2.390,0	239,00	7,17	105,00	1.080,00	180,00	4,82	2.500,0	36,45	P
× 200. 150.5	200	150	5	13	679	33,10	114,00	1.910,0	191,00	7,60	94,00	1.230,00	164,00	6,10	2.400,0	26,01	C
× 200. 150.6	200	150	6	15	674	39,30	135,00	2.240,0	224,00	7,54	111,00	1.440,00	192,00	6,05	2.830,0	30,87	C
× 200. 150.8	200	150	8	20	666	51,20	173,00	2.830,0	283,00	7,43	142,00	1.820,00	242,00	5,95	3.650,0	40,22	P

ANEXO 03: TABLA DE PERFIL COMERCIAL LD




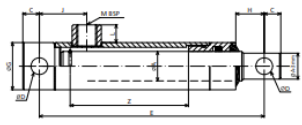
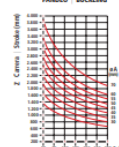
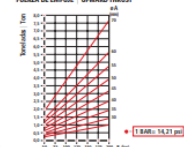

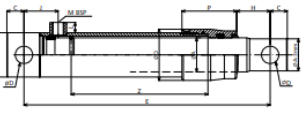

- A = Área de la sección
- I_x = Momento de inercia de la sección, respecto a X
- I_y = Momento de inercia de la sección, respecto a Y
- I_z = Momento de inercia de la sección, respecto a ζ
- I_η = Momento de inercia de la sección, respecto a η
- $W_x = I_x : (a - c_x)$, Módulo resistente de la sección, respecto a X
- $W_y = I_y : (b - c_y)$, Módulo resistente de la sección, respecto a Y
- $W_\eta = I_\eta : V'$, Módulo resistente de la sección, respecto a η
- $i_x = \sqrt{I_x : A}$, Radio de giro de la sección, respecto a X
- $i_y = \sqrt{I_y : A}$, Radio de giro de la sección, respecto a Y
- $i_z = \sqrt{I_z : A}$, Radio de giro de la sección, respecto a ζ
- $i_\eta = \sqrt{I_\eta : A}$, Radio de giro de la sección, respecto a η
- u = Perímetro
- p = Peso por m

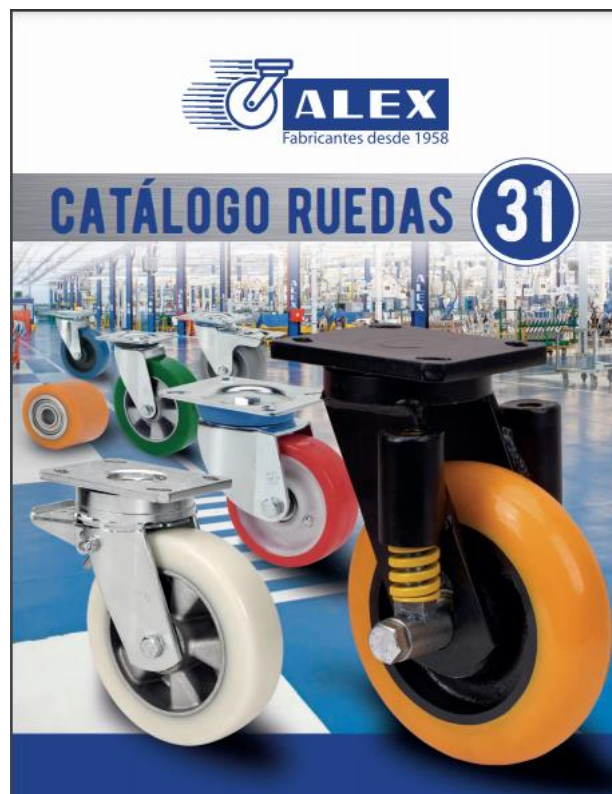
Perfil	Dimensiones				Posición del centro						Términos de sección										Peso					
	a	b	e	r	r ₁	u	c ₁	c ₂	w'	w''	V'	V''	V'''	A	I _x	I _y	I _z	I _η	W _x	W _y		i _x	i _y	i _z	i _η	p
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm	cm	cm	cm	cm	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³	cm	cm	cm	cm	kg/m	
L 40. 25. 4	40	25	4	4	2.0	127	1.3	0.6	2.6	1.9	1.0	1.3	0.6	2.46	3.89	1.16	4.35	0.70	1.47	0.62	1.26	0.69	1.33	0.53	11.93	C
L 40. 25. 5	40	25	5	4	2.0	127	1.4	0.6	2.6	1.9	1.1	1.3	0.7	3.02	4.69	1.39	5.23	0.85	1.81	0.76	1.25	0.68	1.32	0.53	2.37	C
L 45. 30. 4	45	30	4	4	2.0	147	1.4	0.7	3.0	2.3	1.2	1.5	0.8	2.86	5.77	2.05	6.63	1.19	1.91	0.91	1.42	0.85	1.52	0.65	2.24	C
L 45. 30. 5	45	30	5	4	2.0	147	1.5	0.7	3.0	2.3	1.3	1.5	0.8	3.52	6.98	2.47	8.00	1.45	2.35	1.11	1.41	0.84	1.51	0.64	2.76	C
L 60. 30. 5	60	30	5	6	3.0	175	2.1	0.6	3.8	2.7	1.2	1.7	0.7	4.29	15.60	2.60	16.50	1.70	4.04	1.12	1.90	0.78	1.96	0.63	3.37	C
L 60. 30. 6	60	30	6	6	3.0	175	2.2	0.7	3.8	2.7	1.2	1.7	0.7	5.08	18.20	3.02	19.20	1.99	4.78	1.32	1.89	0.77	1.95	0.63	3.99	C
L 60. 40. 5	60	40	5	6	3.0	195	1.9	0.9	4.1	3.0	1.6	2.1	1.1	4.79	17.20	6.11	19.80	3.54	4.25	2.02	1.89	1.13	2.03	0.86	3.76	C
L 60. 40. 6	60	40	6	6	3.0	195	2.0	1.0	4.0	3.0	1.7	2.1	1.1	5.68	20.10	7.12	23.10	4.15	5.03	2.38	1.88	1.12	2.02	0.86	4.46	C
L 60. 40. 7	60	40	7	6	3.0	195	2.0	1.0	4.0	3.0	1.7	2.0	1.1	6.55	22.90	8.07	26.30	4.75	5.79	2.74	1.87	1.11	2.00	0.85	5.14	C
L 65. 50. 5	65	50	5	6	3.0	225	1.9	1.2	4.5	3.6	2.0	2.3	1.5	5.54	23.20	11.90	28.80	6.32	5.14	3.19	2.05	1.47	2.28	1.07	4.35	C
L 65. 50. 6	65	50	6	6	3.0	225	2.0	1.2	4.5	3.6	2.1	2.3	1.5	6.58	27.20	14.00	33.80	7.43	6.10	3.77	2.03	1.46	2.27	1.06	5.16	C
L 65. 50. 7	65	50	7	6	3.0	225	2.0	1.3	4.5	3.6	2.1	2.3	1.5	7.60	31.10	15.90	38.50	8.51	7.08	4.34	2.02	1.45	2.25	1.06	5.96	C
L 65. 50. 8	65	50	8	6	3.0	225	2.1	1.3	4.4	3.7	2.2	2.3	1.5	8.60	34.80	17.70	43.00	9.56	7.93	4.89	2.01	1.44	2.24	1.05	6.75	C
L 75. 50. 5	75	50	5	7	3.5	244	2.3	1.1	5.1	3.8	2.0	2.6	1.3	6.05	34.40	12.30	39.60	7.11	6.74	3.21	2.38	1.43	2.56	1.08	4.75	C
L 75. 50. 6	75	50	6	7	3.5	244	2.4	1.2	5.1	3.8	2.0	2.6	1.3	7.19	40.50	14.40	46.60	8.36	8.01	3.81	2.37	1.42	2.55	1.08	5.65	C
L 75. 50. 7	75	50	7	7	3.5	244	2.4	1.2	5.1	3.8	2.1	2.6	1.3	8.31	46.40	16.50	53.30	9.57	9.24	4.39	2.36	1.41	2.53	1.07	6.53	C
L 75. 50. 8	75	50	8	7	3.5	244	2.5	1.2	5.0	3.8	2.1	2.6	1.4	9.41	52.00	18.40	59.70	10.80	10.40	4.95	2.35	1.40	2.52	1.07	7.39	C
L 80. 40. 5	80	40	5	7	3.5	234	2.8	0.8	5.2	3.5	1.5	2.4	0.9	5.80	38.20	6.49	40.50	4.19	7.35	2.06	2.56	1.06	2.64	0.85	4.56	C
L 80. 40. 6	80	40	6	7	3.5	234	2.8	0.8	5.2	3.5	1.5	2.3	0.8	6.89	44.90	7.59	47.60	4.92	8.73	2.44	2.55	1.08	2.63	0.85	5.41	C
L 80. 40. 7	80	40	7	7	3.5	234	2.9	0.9	5.1	3.6	1.6	2.3	0.9	7.96	51.40	8.63	54.40	5.64	10.10	2.81	2.54	1.04	2.61	0.84	6.25	C
L 80. 40. 8	80	40	8	7	3.5	234	2.9	0.9	5.1	3.6	1.6	2.3	1.0	9.01	57.60	9.61	60.90	6.33	11.40	3.16	2.53	1.03	2.60	0.84	7.07	C
L 80. 60. 6	80	60	6	8	4.0	273	2.4	1.4	5.5	3.8	2.5	2.9	1.7	8.11	51.40	24.80	62.80	13.40	9.29	5.49	2.52	1.75	2.78	1.29	6.37	C
L 80. 60. 7	80	60	7	8	4.0	273	2.5	1.5	5.5	3.8	2.5	2.9	1.7	9.38	59.00	28.40	72.00	15.40	10.70	6.34	2.51	1.74	2.77	1.28	7.36	C
L 80. 60. 8	80	60	8	8	4.0	273	2.5	1.5	5.5	3.8	2.5	2.9	1.8	10.60	66.30	31.80	80.80	17.30	12.20	7.16	2.50	1.73	2.76	1.27	8.34	C
L 100. 50. 6	100	50	6	9	4.5	292	3.4	1.0	6.5	4.4	1.9	3.0	1.1	8.73	89.70	15.30	95.10	9.85	13.80	3.85	3.21	1.32	3.30	1.06	6.85	C
L 100. 50. 7	100	50	7	9	4.5	292	3.5	1.0	6.5	4.4	1.9	2.9	1.1	10.10	103.00	17.40	109.00	11.30	16.00	4.46	3.20	1.31	3.29	1.06	7.93	C
L 100. 50. 8	100	50	8	9	4.5	292	3.5	1.1	6.4	4.4	2.0	2.9	1.2	11.40	116.00	19.50	123.00	12.70	18.10	5.04	3.18	1.31	3.28	1.05	8.99	C
L 100. 50. 10	100	50	10	9	4.5	292	3.6	1.2	6.4	4.5	2.0	2.9	1.2	14.10	141.00	23.40	149.00	15.40	22.20	6.17	3.16	1.29	3.25	1.05	11.10	C
L 100. 65. 7	100	65	7	10	5.0	321	3.2	1.5	6.8	4.9	2.6	3.4	1.7	11.20	113.00	57.60	128.00	22.00	16.60	7.53	3.17	1.83	3.39	1.40	8.77	C
L 100. 65. 8	100	65	8	10	5.0	321	3.2	1.5	6.8	4.9	2.6	3.4	1.7	12.70	127.00	66.30	144.00	24.80	18.90	8.54	3.16	1.83	3.37	1.40	9.94	C
L 100. 65. 10	100	65	10	10	5.0	321	3.3	1.6	6.7	5.0	2.7	3.4	1.7	15.60	154.00	81.00	175.00	30.10	23.20	10.50	3.14	1.81	3.35	1.39	12.30	C
L 100. 75. 8	100	75	8	10	5.0	341	3.1	1.8	6.9	5.4	3.1	3.6	2.1	13.50	133.00	64.10	163.00	34.60	19.30	11.40	3.14	2.18	3.47	1.60	10.60	P
L 100. 75. 10	100	75	10	10	5.0	341	3.1	1.9	6.9	5.4	3.2	3.6	2.2	16.60	162.00	77.60	197.00	42.20	23.80	14.00	3.12	2.16	3.45	1.59	13.00	P
L 100. 75. 12	100	75	12	10	5.0	341	3.2	2.0	6.8	5.5	3.3	3.6	2.2	19.70	189.00	90.20	230.00	49.50	28.00	16.50	3.10	2.14	3.42	1.59	15.40	P
L 120. 80. 8	120	80	8	11	5.5	391	3.8	1.8	8.2	6.0	3.2	4.2	2.1	15.50	226.00	80.80	260.00	46.60	27.60	13.20	3.82	2.28	4.10	1.73	12.20	P
L 120. 80. 10	120	80	10	11	5.5	391	3.9	1.9	8.1	6.0	3.3	4.2	2.1	19.10	276.00	98.10	317.00	56.80	34.10	16.20	3.80	2.26	4.07	1.72	15.00	P
L 120. 80. 12	120	80	12	11	5.5	391	4.0	2.0	8.1	6.0	3.4	4.2	2.2	22.70	323.00	114.00	371.00	66.60	40.40	19.10	3.77	2.24	4.04	1.71	17.80	P
L 130. 65. 8	130	65	8	11	5.5	381	4.5	1.3	8.5	5.8	2.4	3.9	1.4	15.10	263.00	44.80	278.00	28.90	31.10	8.20	4.17	1.72	4.30	1.38	11.80	C
L 130. 65. 10	130	65	10	11	5.5	381	4.6	1.4	8.4	5.8	2.5	3.8	1.5	18.60	320.00	54.20	339.00	35.20	38.40	10.70	4.15	1.71	4.27	1.37	14.60	C
L 130. 65. 12	130	65	12	11	5.5	381	4.7	1.5	8.3	5.9	2.6	3.8	1.6	22.10	375.00	63.00	397.00	41.20	45.40	12.70	4.12	1.69	4.24	1.37	17.30	C
L 150. 75. 9	150	75	9	11	5.5	441	5.2	1.5	9.8	6.6	2.9	4.5	1.7	19.60	456.00	78.30	484.00	50.40	46.90	13.20	4.83	2.00	4.97	1.60	15.4	C
L 150. 75. 10	150	75	10	11	5.5	441	5.3	1.6	9.7	6.6	2.9	4.4	1.7	21.60	501.00	85.80	532.00	55.30	51.80	14.6	4.81	1.99	4.96	1.60	17.0	C
L 150. 75. 12	150	75	12	11	5.5	441	5.4	1.6	9.7	6.6	2.9	4.4	1.8	25.70	589.00	99.90	624.00	64.90	61.40	17.2	4.79	1.97	4.93	1.59	20.2	C
L 150. 75. 15	150	75	15	11	5.5	441	5.5	1.8	9.6	6.9	3.1	4.4	1.9	31.60	713.00	120.00	754.00	78.80	75.30	21.0	4.75	1.94	4.88	1.58	24.8	C
L 150. 90. 10	150	90	10	12	6.0	470	5.0	2.0	10.1	7.1	3.6	5.0	2.2	23.20	533.00	146.00	591.00	88.20	53.30	21.0	4.80	2.51	5.05	1.95	18.2	C
L 150. 90. 12	150	90	12	12	6.0	470	5.0	2.1	10.1	7.1	3.7	5.0	2.3	27.50	627.00	171.00	695.00	104.00	63.30	24.8	4.77	2.49	5.02	1.94	21.6	C
L 150. 90. 15	150	90	15	12	6.0	470	5.2	2.2	9.9	7.2	3.8	4.9	2.4	33.90	761.00	205.00	841.00									

ANEXO 04: CATÁLOGO DE RODAMIENTOS FAG



ANEXO 05: CATÁLOGO DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE SIMPLE EFECTO

<p>Cilindros hidráulicos de simple y doble efecto</p>	<p>Single and double acting hydraulic cylinders</p>
<p>Cilindros estándar de simple efecto LASER</p>	<p>LASER single acting standard cylinders</p>
<p>DESÍÑO PARA CILINDROS ØA 25 × 40</p>	<p>DESIGN FOR CYLINDERS ØA 25 × 40</p>
	
 <p style="font-size: x-small;">PANDIDO / BUCKLING</p>	 <p style="font-size: x-small;">FUERZA DE EMPUJE / UPWARD THRUST</p>
<p>DESÍÑO PARA CILINDROS ØA 45 × 70</p>	<p>DESIGN FOR CYLINDERS ØA 45 × 70</p>
	
	<p>SEMPRE UN ÚNICO MANUFACTURER DE CALIDAD INTERNACIONAL EN UN MUNDO QUE EVOLUCIONA CON TECNOLOGÍAS LÍNEAS WE ARE THE ONLY HYDRAULIC CYLINDER MANUFACTURERS IN THE WORLD THAT MAINTAINS LASER TECHNOLOGY</p>

ANEXO 06: CATÁLOGO DE INSERTOR ROSCADOS**ANEXO 07: CATÁLOGO DE RUEDAS ALEX**

XV.- BIBLIOGRAFÍA

[1] V.M Herrera Dután y C.R Vargas Sánchez, “Diseño y construcción de un elevador electrohidráulico tipo tijera de baja altura para vehículos de hasta dos toneladas y media, para la implementación del laboratorio de la escuela de Ingeniería Automotriz”, tesis de grado, facultad de mecánica, ESPOCH, RIO, Ecuador, 2013.

[2] P. Martínez del Pozo, “Diseño, cálculo y dimensionamiento de una plataforma elevadora móvil de personal con accionamiento hidráulico”, proyecto fin de carrera, escuela de ingenierías industriales, UVA, VALL, España, 2012.

[3] D. Rani, N. Agarwal y V. Tirth, Design and Fabrication of Hydraulic Scissor Lift, MIT, vol. 05, Agosto 2015.

[4] D.G de Chávez Pérez, “Elevador de tijera por accionamiento hidráulico”, tesis, sección de ingeniería industrial, ULL, San Cristóbal de la laguna, España, 2015.

[5] C. A. Almeida García y J. L. García Rueda, “Diseño y construcción de un elevador móvil electrohidráulico tipo tijera con capacidad de carga de 500 kilogramos para el mantenimiento de maquinaria”, Tesis, Facultad de Ingeniería mecánica, UPS, UIO, Ecuador, 2016.

[6] S. Abhijit y Jamgekar R.S, “Design and Analysis of Hydraulic Scissor Lift By FEA”, IRJET, vol. 03, Octubre 2016.

[7] “Industria metalmecánica creció 10.2% entre enero y octubre 2018”, Andina.pe, 2021. [En línea]. Disponible: <https://andina.pe/agencia/noticia-lambayeque-invierte-s-12-millones-para-culminar-mantenimiento-vias-687490.aspx2/www.censos2017.pe/go.participate.com/noticia-industria-metalmecanica-crecio-102-entre-enero-y-octubre-2018-738245.aspx> [Acceso: 22- abr- 2021].

[8] E. Perú and R. Perú, "Industria de estructuras metálicas creció 17,9% en el primer cuatrimestre de 2019", El Comercio Perú, 2021. [En línea]. Disponible: <https://elcomercio.pe/economia/peru/industria-estructuras-metalicas-crecio-17-9-primer-cuatrimstre-2019-noticia-nndc-649039-noticia/>. [Acceso: 25- abr- 2021].

- [9]"Industria peruana crecería 4% en el 2020 |", Sni.org.pe, 2021. [En línea]. Disponible: <https://sni.org.pe/industria-peruana-creceria-4-2020/>. [Acceso: 22- abr- 2021].
- [10]"Solo el 40% de los 2,000 talleres de metalmecánica de Lambayeque son formales", Andina.pe, 2021. [En línea]. Disponible: <https://andina.pe/agencia/noticia-solo-40-los-2000-talleres-metalmecanica-lambayeque-son-formales-638979.aspx>. [Acceso: 25- abr- 2021].
- [11] F. A Altamirano Ruiz, "Diseño de un elevador con capacidad de media tonelada y cuatro metros de altura, para mejorar las operaciones de mantenimiento de casas mallas en el sembrío de espárragos de la empresa Camposol S.A", tesis, Escuela Académica Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, UCV, Trujillo, Perú, 2017.
- [12] Mineduc.gob.gt, 2021. [En línea]. Disponible: <https://www.mineduc.gob.gt/DIGECADE/documents/Telesecundaria/Recursos%20Digitales/2o%20Recursos%20Digitales%20TS%20BY-SA%203.0/01%20CIENCIAS%20NATURALES/U9%20pp%20205%20leyes%20de%20newton.pdf>. [Acceso: 26- abr- 2021].
- [13] R.G. Budynas y J.K. Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, México: McGraw-Hill Interamericana, 2008.
- [14]"Diagrama de cuerpo libre – física entretenida", Sites.google.com, 2021. [En línea]. Disponible: <https://sites.google.com/a/ps.edu.pe/fisicaentretenidawh/3-estatica-1/diagra>. [Acceso: 26- abr- 2021].
- [15]"Diagrama de cuerpos libres", Física Mecánica, 2021. [En línea]. Disponible: <https://smfiscamecanica.wordpress.com/tercer-corte/fuerza-y-tipos-de-fuerza/diagrama-de-cuerpos-libres/>. [Acceso: 26- abr- 2021].
- [16]"Momento de Inercia. - Casiopea", Wiki.ead.pucv.cl, 2021. [En línea]. Disponible: https://wiki.ead.pucv.cl/Momento_de_Inercia. [Acceso: 27- abr- 2021].
- [17]"¿Qué es centro de masa? (artículo) | Khan Academy", Khan Academy, 2021. [En línea]. Disponible: <https://es.khanacademy.org/science/physics/linear-momentum/center-of-mass/a/what-is-center-of-mass>. [Acceso: 28- abr- 2021].

[18]"Segunda Ley de Newton", Fisicalab.com, 2021. [En línea]. Disponible: <https://www.fisicalab.com/apartado/principio-fundamental>. [Acceso: 28-abr- 2021].

[19]"Teoría de mecanismos. Grados de libertad", Ingelibre, 2021. [En línea]. Disponible: <https://ingelibreblog.wordpress.com/2014/03/18/teoria-de-mecanismos-gradados-de-libertad/>. [Acceso: 28- abr- 2021].

[20]Bibing.us.es, 2021. [En línea]. Disponible: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4089/fichero/4.pdf>. [Acceso: 28- abr- 2021].

[21]Blog.utp.edu.co, 2021. [En línea]. Disponible: https://blog.utp.edu.co/Ivanegas/files/2016/09/PresCap5_Fatiga.pdf. [Acceso: 28- Apr- 2021].

[22]"Coeficiente de seguridad: toda una filosofía de diseño", [r]evolución artificial, 2020. [En línea]. Available: <https://blog.infaimon.com/coeficiente-de-seguridad-filosofia-diseno/>. [Acceso: 20- oct- 2020].

[23]"Qué mesa elevadora elegir - Guías de compra DirectIndustry", Guías de compra DirectIndustry, 2020. [En línea]. Disponible: <http://guide.directindustry.com/es/que-mesa-elevadora-elegir/>. [Acceso: 24-Nov- 2020].

[24]"Que es una mesa elevadora - Una mesa elevadora es lo que su nombre implica.", Edmolift.es, 2020. [En línea]. Disponible: http://www.edmolift.es/what_is_a_lift_table.aspx. [Acceso: 24- Nov- 2020].

[25]R.L. Mott Applied Strength of Materials 4^o edición. Upper Saddle River.NJ. Prentice Hall,2002.

[26]2021. [En línea]. Disponible: https://www.researchgate.net/figure/Figura-2-Modelo-descriptivo-del-proceso-de-diseno-adaptado-de-French-4_fig1_263859476. [Acceso: 28-May- 2021].

[27]I. Larrañaga, "Ergonomía en su puesto de trabajo: Oficina y Taller - Qualites", Qualites, 2021. [En línea]. Disponible: <https://qualites.net/ergonomia-en-su-puesto-de-trabajo-oficina-y-taller/>. [Acceso: 28- May- 2021].

[28]Repository.uniminuto.edu, 2021. [En línea]. Disponible: https://repository.uniminuto.edu/bitstream/handle/10656/6052/UVD-TSO_ParraVargasLeydyCarolina_2018.pdf?sequence=1&isAllowed=y. [Acceso: 28- May- 2021].

[29]"Todo lo que debes saber sobre metalmecánica - Kisgal.com", KISGAL, 2021. [En línea]. Disponible: <https://www.kisgal-kismet.com/metalmecanica/>. [Acceso: 28- May- 2021].

[30]"Características mecánicas del acero", Ingemecanica.com, 2021. [Online]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn100.html>. [Accessed: 12- Jun- 2021].

[31]Rodavigo.net, 2021. [En línea]. Disponible: <https://rodavigo.net/catalogos/FAG/02%20Rodamientos%20de%20rodillos/FAG%2004%20Rodamientos%20axiales%20de%20rodillos%20cil%C3%ADndricos.pdf>. [Acceso: 28- May- 2021].

[32]Alex.es, 2021. [Online]. Available: <https://www.alex.es/assets/pdf/ruedas-alex-catalogo-31.pdf>. [Accessed: 12- Jun- 2021].

[33]Pemnet.com, 2021. [En línea]. Disponible: https://www.pemnet.com/fastening_products/pdf/aecatalogodata.pdf. [Acceso: 29- May- 2021].

[34]Cicromur.com, 2021. [En línea]. Disponible: https://cicromur.com/sites/default/files/SimpleEfecto_0.pdf. [Acceso: 30- May- 2021].

[35]"Uniones con Bulones", Ingemecanica.com, 2021. [En línea]. Disponible: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn37.html>. [Acceso: 30- May- 2021].

[36]"¿Cuáles son los códigos de soldadura ASME, API, ¿AWS? – Blog especializado en noticias de construcción minería y metalurgia | HLC", Hlcsac.com, 2021. [Online]. Available: <https://www.hlcsac.com/noticias/codigos-de-soldadura-segun-asme-api-aws/>. [Accessed: 07- Jul- 2021].

[37] "Proceso GMAW [Soldadura y Estructuras]", Soldadurayestructuras.com, 2019. [Online]. Disponible: <http://soldadurayestructuras.com/proceso-gmaw.html>. [Consultado: 3 de octubre de 2021].

[38] Feandalucia.ccoo.es, 2021. [Online]. Available: <https://www.feandalucia.ccoo.es/docu/p5sd6731.pdf>. [Accessed: 07- Jul- 2021].

[39] "Clasificación de Cordones según su Posición | Construpedia, enciclopedia construcción", Construmatica.com, 2021. [Online]. Available: https://www.construmatica.com/construpedia/Clasificaci%C3%B3n_de_Cordones_seg%C3%BA_n_su_Posici%C3%B3n. [Accessed: 07- Jul- 2021].

[40] "¿Cómo hacer un buen cordón de soldadura? | SERECON", SERECON, 2021. [Online]. Available: <https://www.tiendaserecon.com/blog/cordon-de-soldadura/>. [Accessed: 07- Jul- 2021].

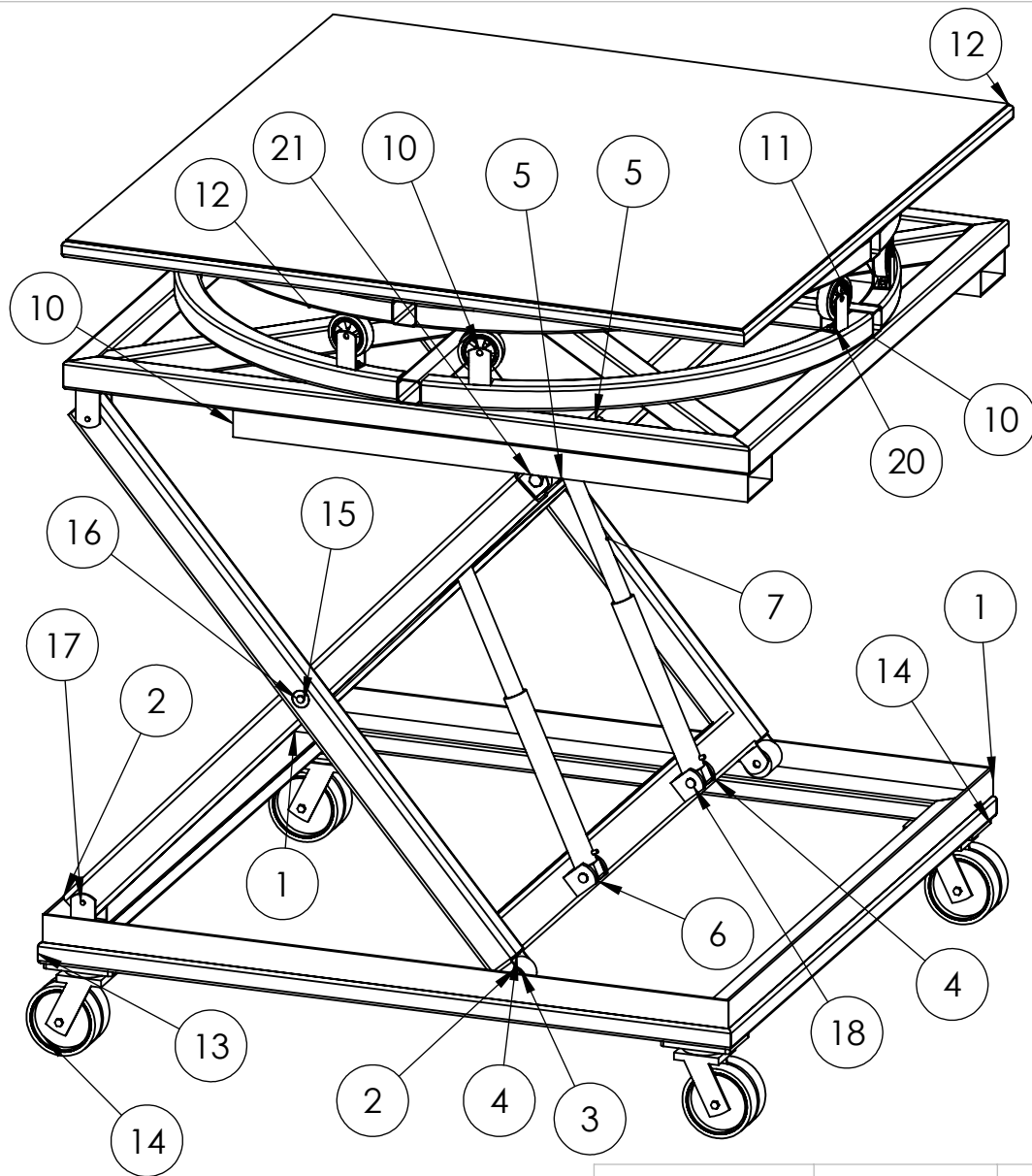
[41] "Uniones por Soldadura | Construpedia, enciclopedia construcción", Construmatica.com, 2021. [Online]. Available: https://www.construmatica.com/construpedia/Uniones_por_Soldadura. [Accessed: 07- Jul- 2021].

[42] Feandalucia.ccoo.es, 2021. [Online]. Available: <https://www.feandalucia.ccoo.es/docu/p5sd6731.pdf>. [Accessed: 07- Jul- 2021].

[43] "Las uniones en soldadura: Tipos y características (1/4) | GRUPMAV SCP", GRUPMAV SCP. [En línea]. Disponible: <https://www.grupmav.es/las-uniones-soldadura/>. [Consultado: 3 de octubre de 2021].

PLANOS DEL PROYECTO

DISEÑO



ELEMENTO	N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD
BASE	1	1
BRAZO DE TIJERA	2	4
RODILLOS	3	4
SOPORTE INFERIOR	4	1
SOPORTE SUPERIOR	5	1
PISTÓN DE CILINDRO	6	2
CILINDRO	7	2
ANILLO INFERIOR	8	4
ANILLO SUPERIOR	9	4
ESTRUCTURA FIJA	10	1
RUEDA	11	8
ESTRUCTURA GIRATORIA	12	1
BASE FINAL	13	1
RUEDA DE TRANSPORTE	14	4
BUJE DE 160 45	15	2
PASADOR	16	2
TIJERA PASADOR	17	4
PPASADOR INFERIOR DEL CILINDRO HIDRÁULICO	18	2
PASADOR SUPERIOR DEL CILINDRO HIDRÁULICO	19	2
B18.2.3.6M - Heavy hex bolt M12 x 1.75 x 55 --55N	20	16
B18.2.3.6M - Heavy hex bolt M20 x 2.5 x 110 --46N	21	2
B18.2.2.4M - Hex flange nut, M20 x 2.5 --N	22	2
RODAMIENTO AXIAL	23	1
EJE	24	1



OBSERVACIONES:

TÍTULO:

P G M CON ELEVACIÓN

PLANO N°: 001

HOJA N°: 001

Un dim.mm

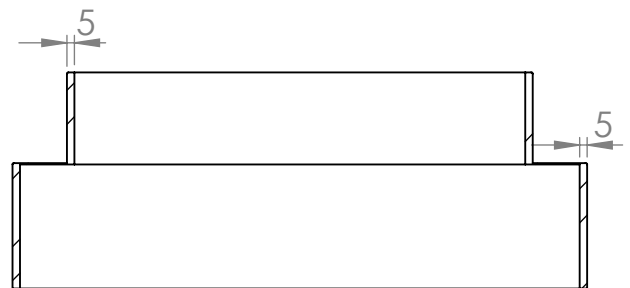
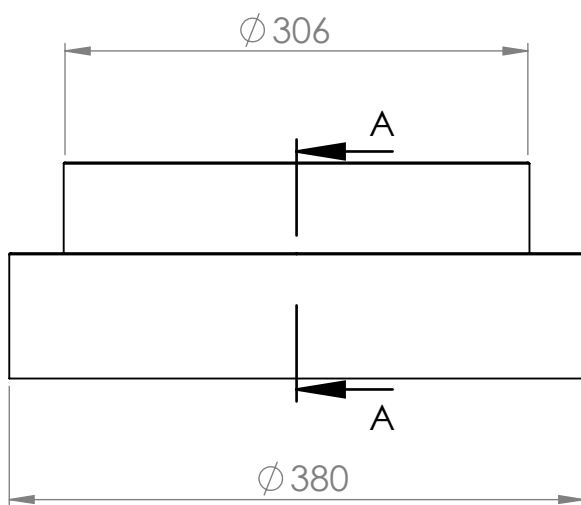
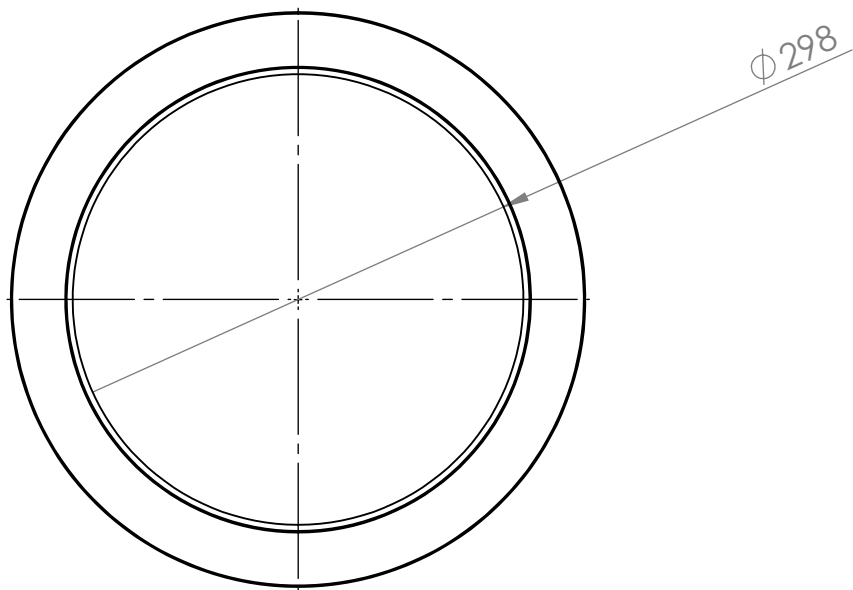
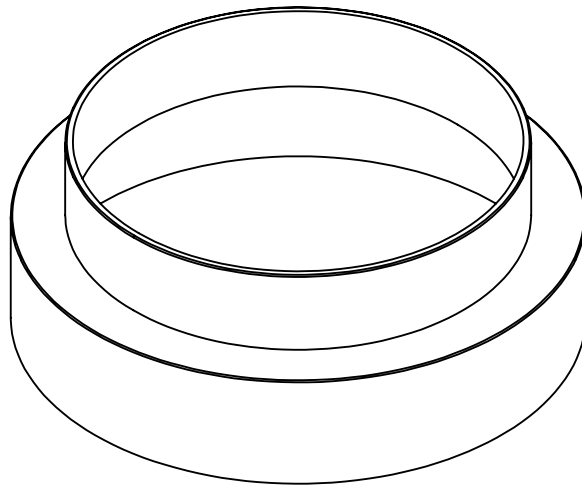
ESCALA:
1:20

DIBUJADO POR: EDWIN JOSÉ GARCÍA DELGADO

FECHA:

COMPROBADO POR: ELMER POLO BRICEÑO

21-06-2021



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5



OBSERVACIONES:

TÍTULO:

EJE HUECO - ASTM A36

PLANO N°: 002

HOJA N°: 002

Un dim.mm

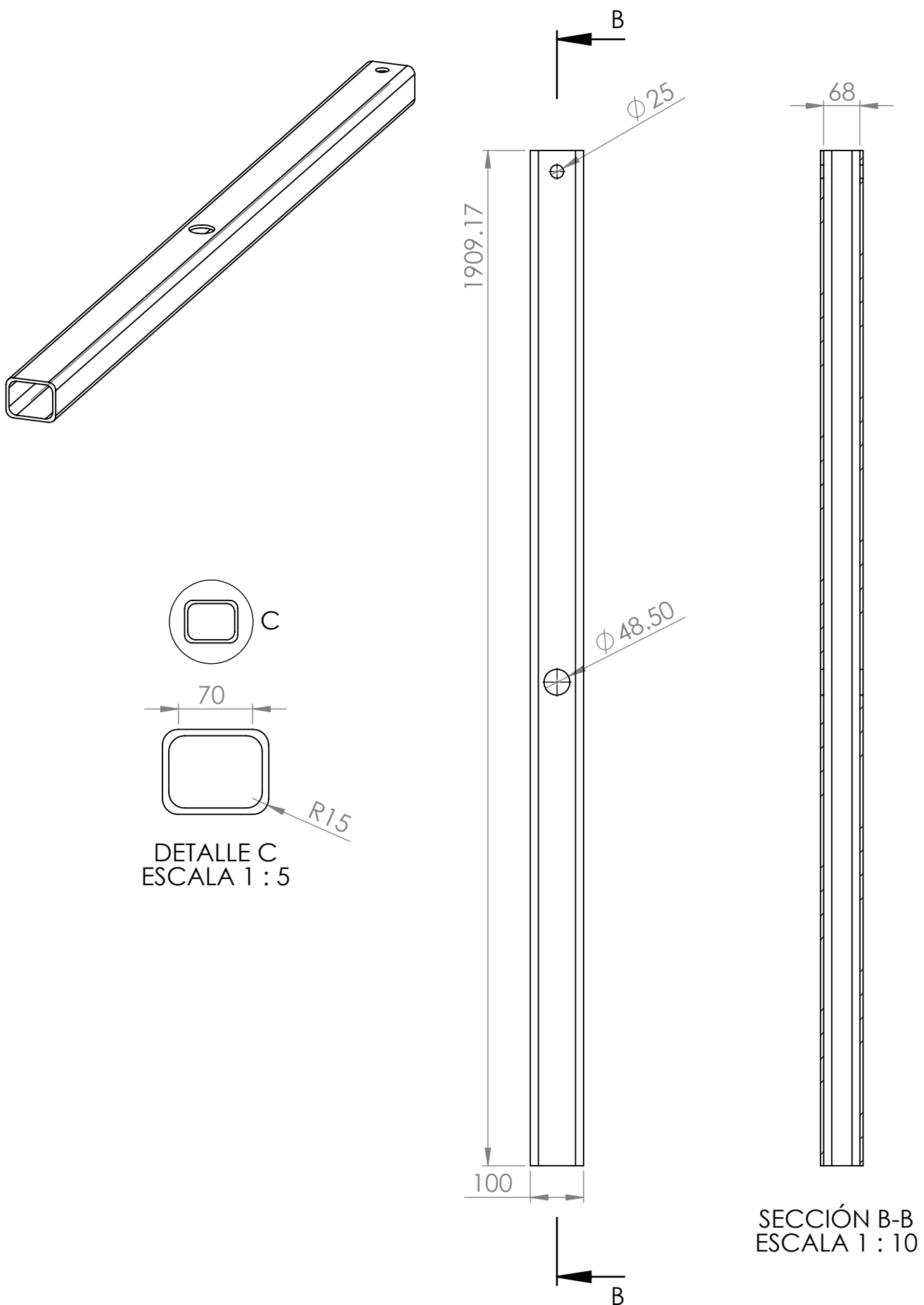
ESCALA:
1:5

DIBUJADO POR: EDWIN JOSÉ GARCÍA DELGADO

FECHA:

COMPROBADO POR: ELMER POLO BRICEÑO

21-06-2021



OBSERVACIONES:

TÍTULO:

BRAZO DE TIJERA

PLANO N°: 003

HOJA N°: 003

Un dim.mm

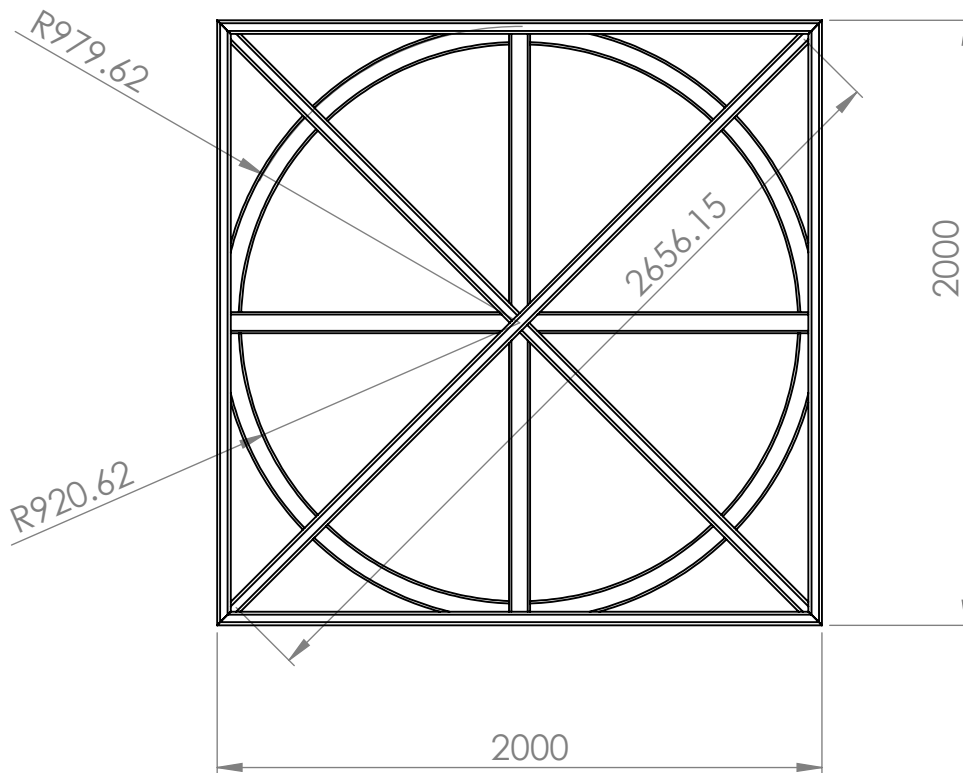
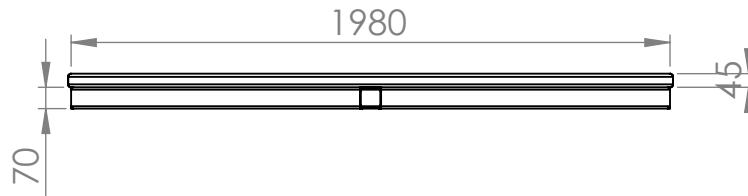
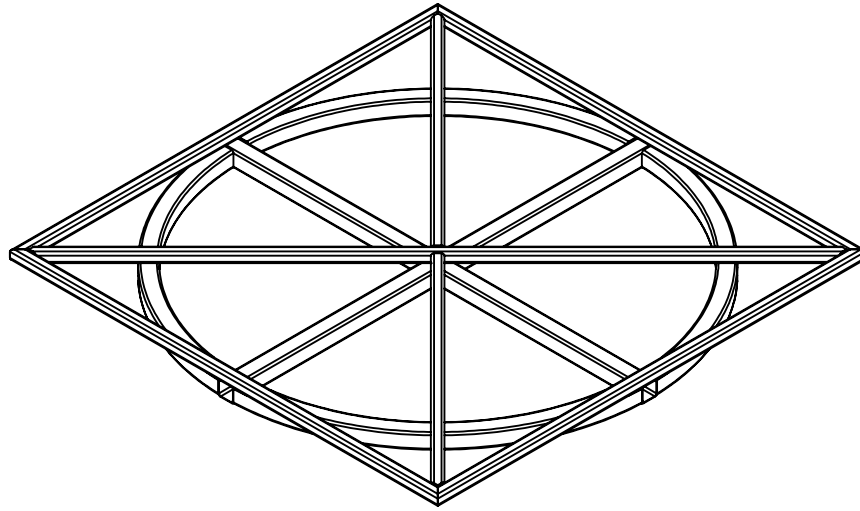
ESCALA:
1:10

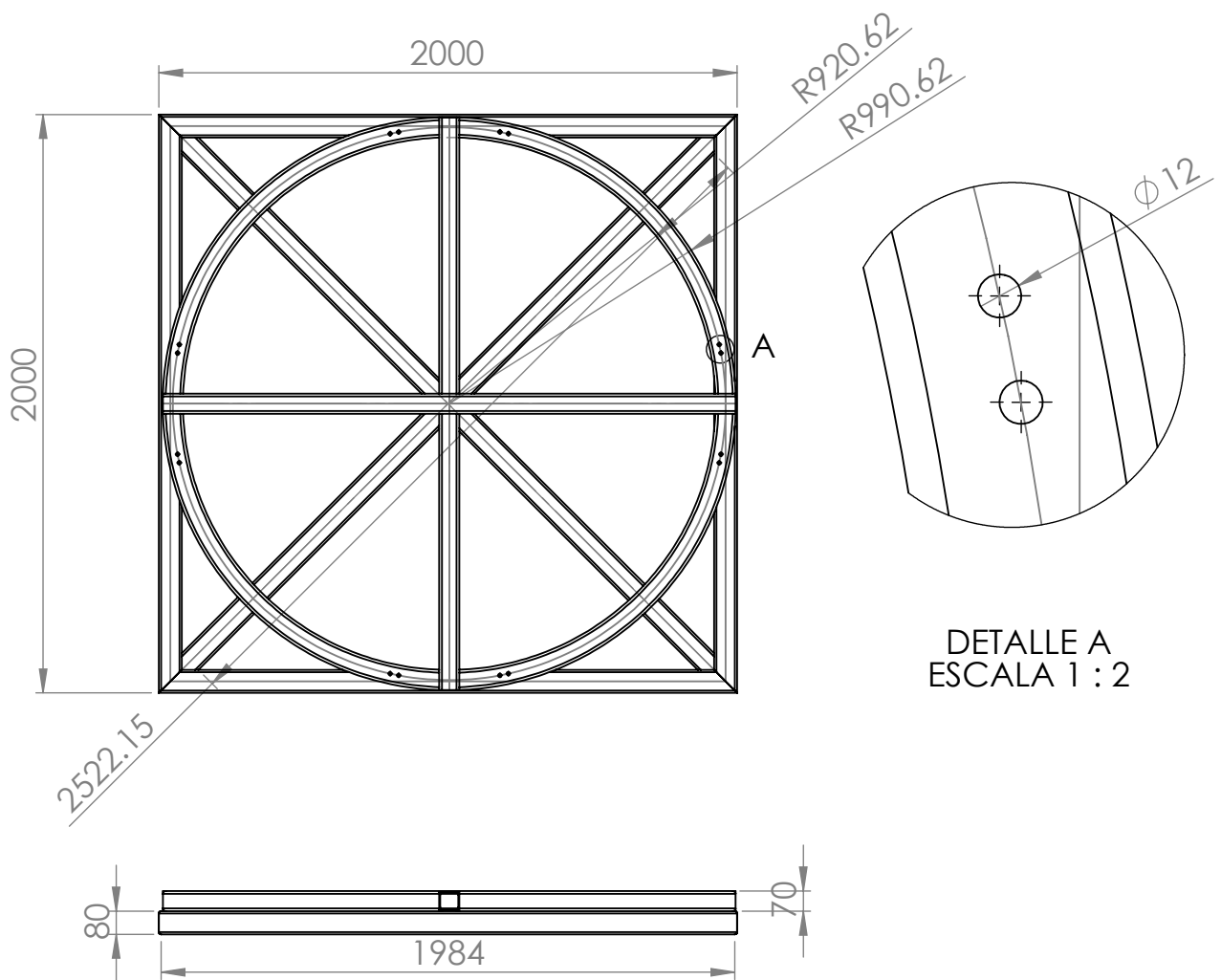
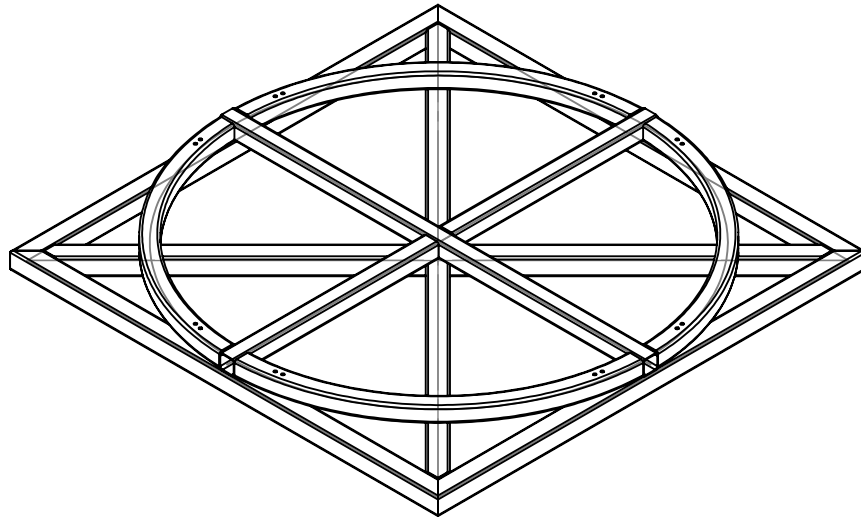
DIBUJADO POR: EDWIN JOSÉ GARCÍA DELGADO

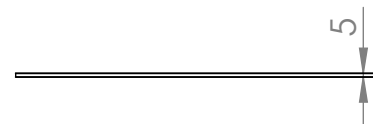
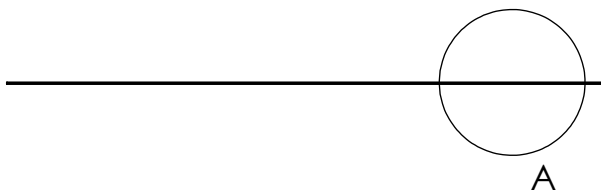
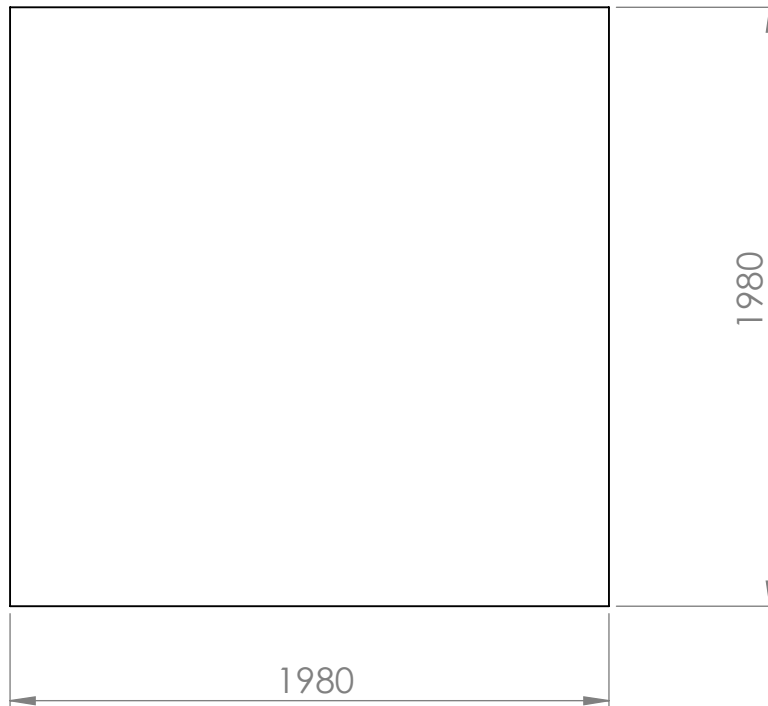
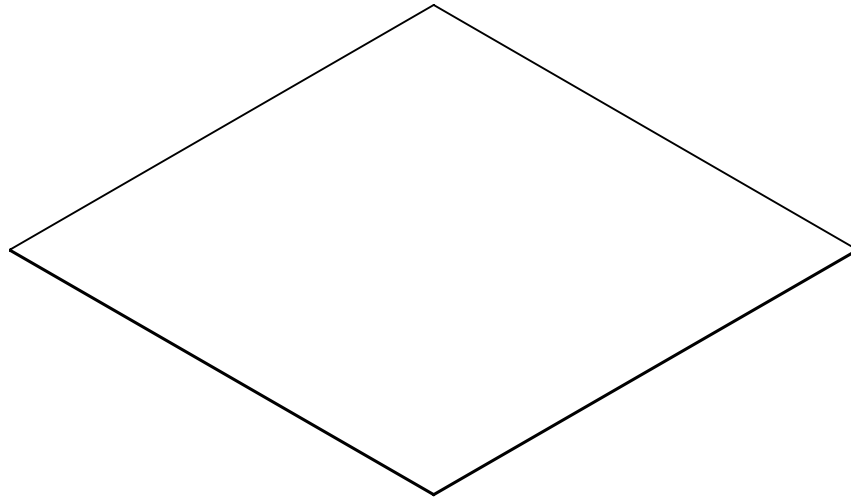
FECHA:

COMPROBADO POR: ELMER POLO BRICEÑO

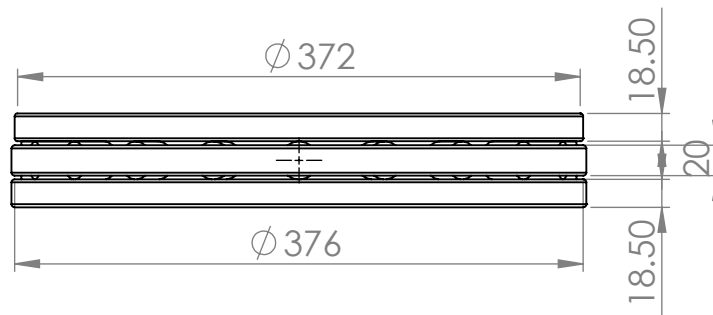
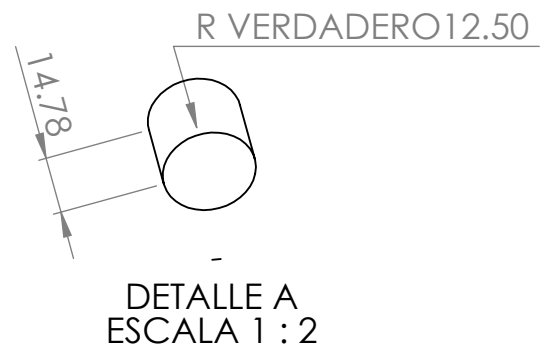
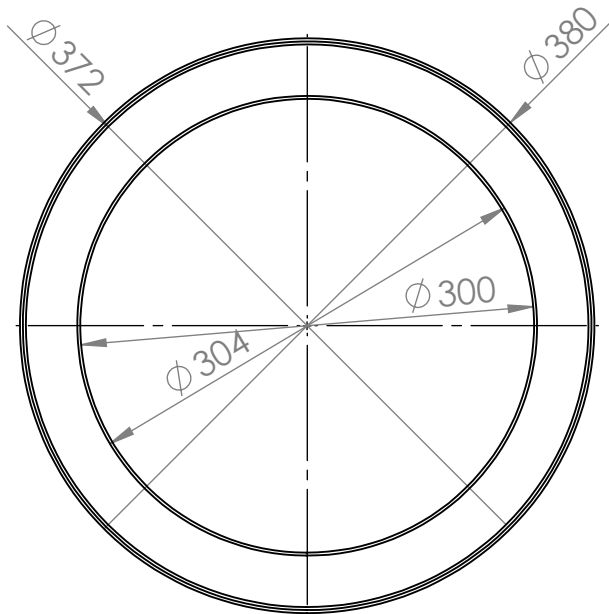
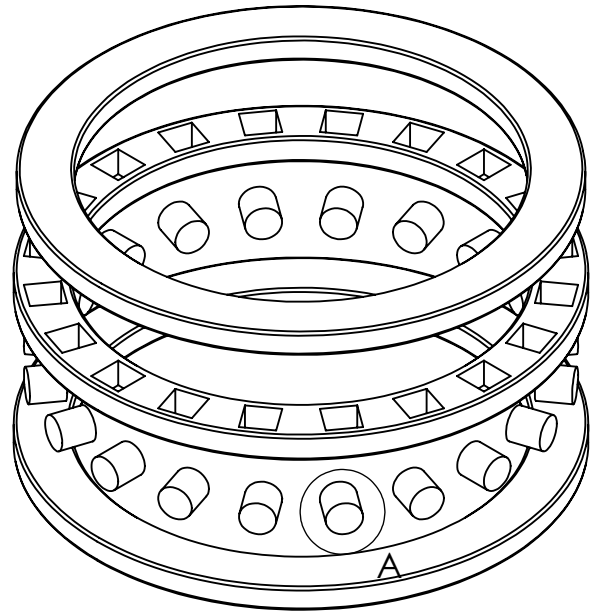
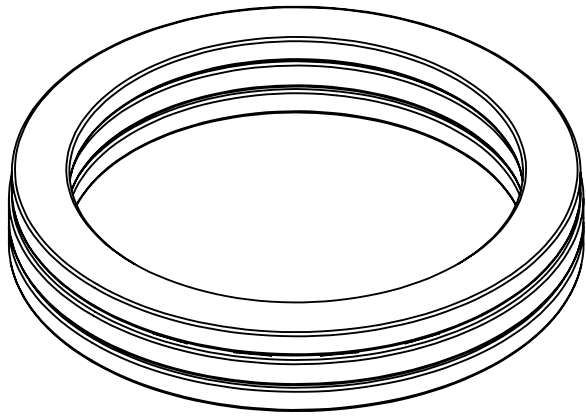
21-06-2021

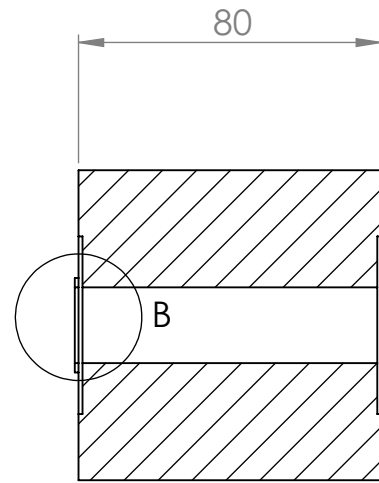
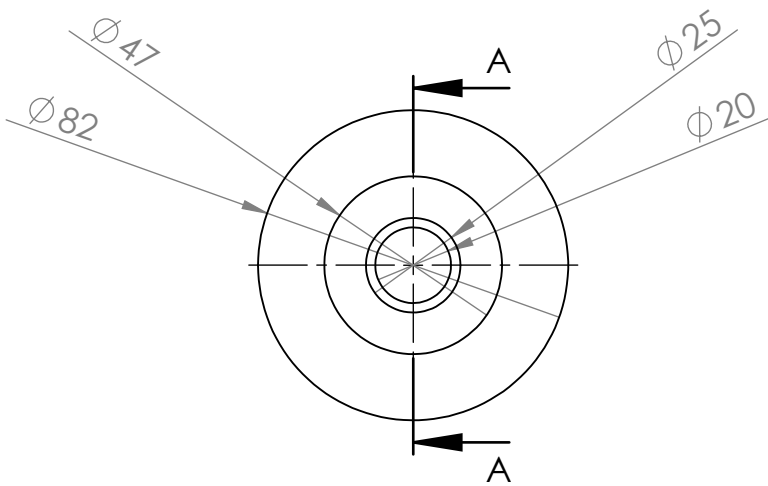
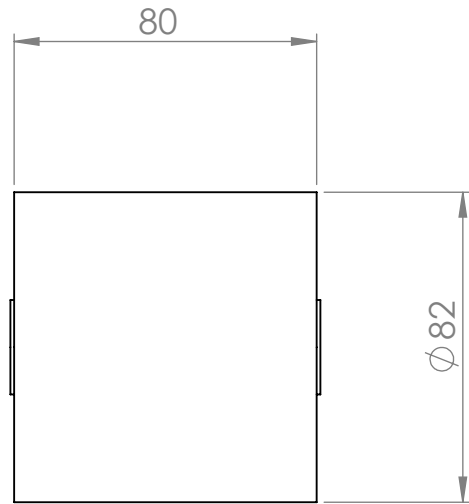
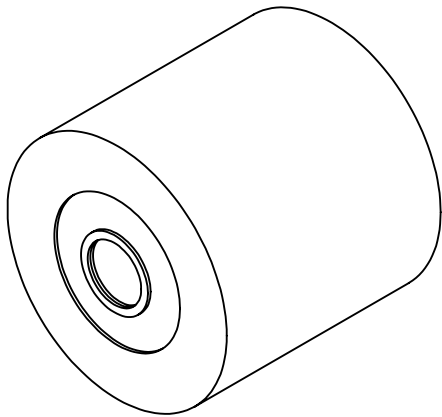




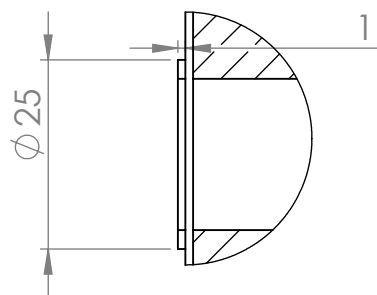


DETALLE A
ESCALA 1 : 10

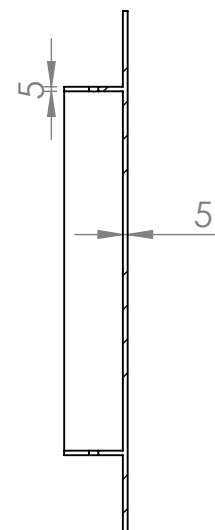
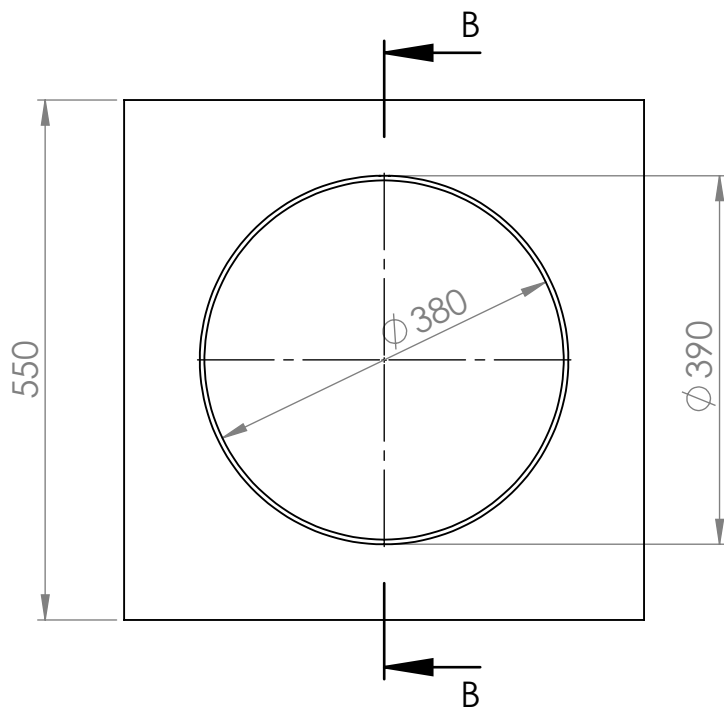
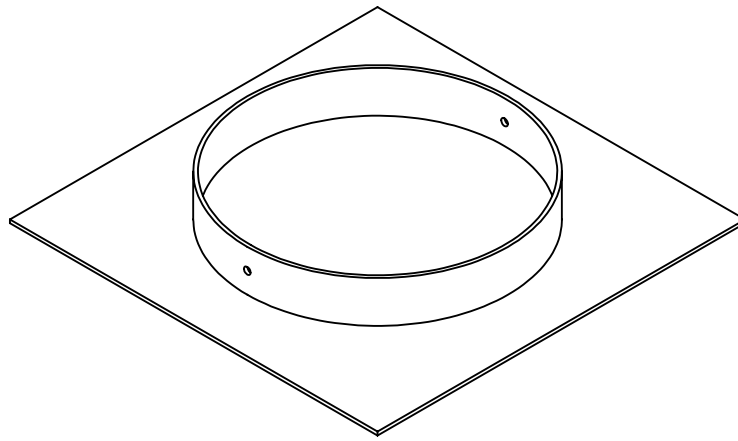




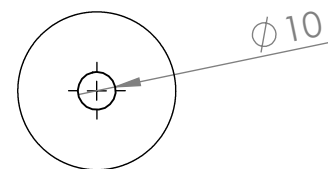
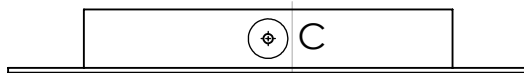
SECCIÓN A-A



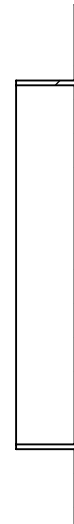
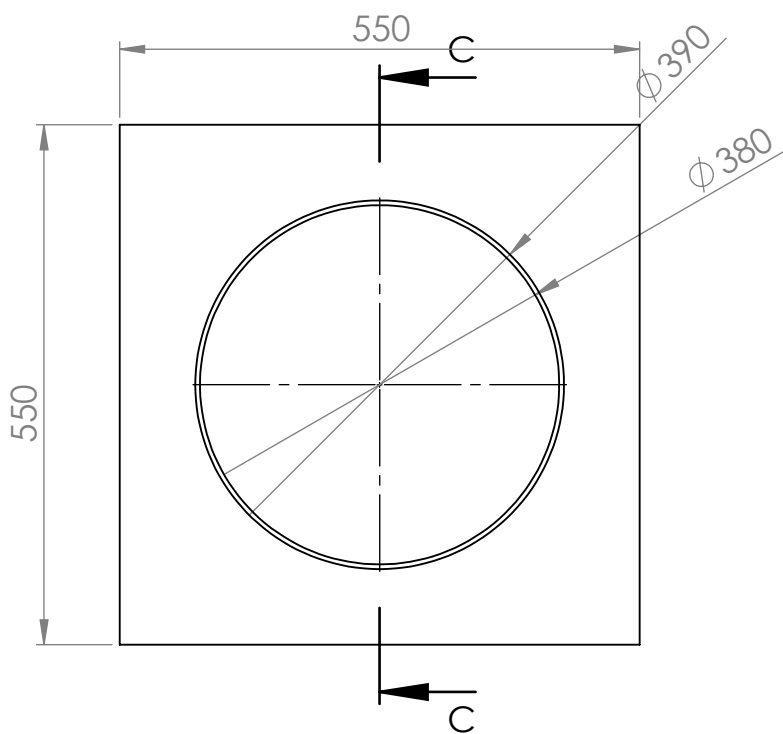
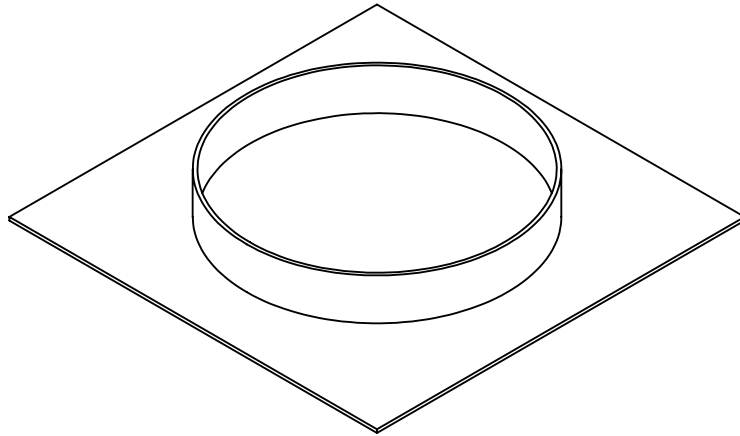
DETALLE B
ESCALA 1 : 1



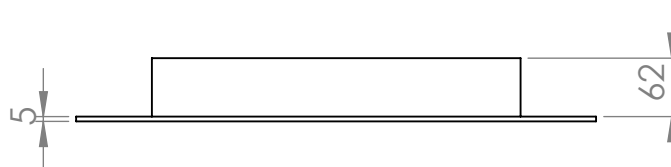
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 8

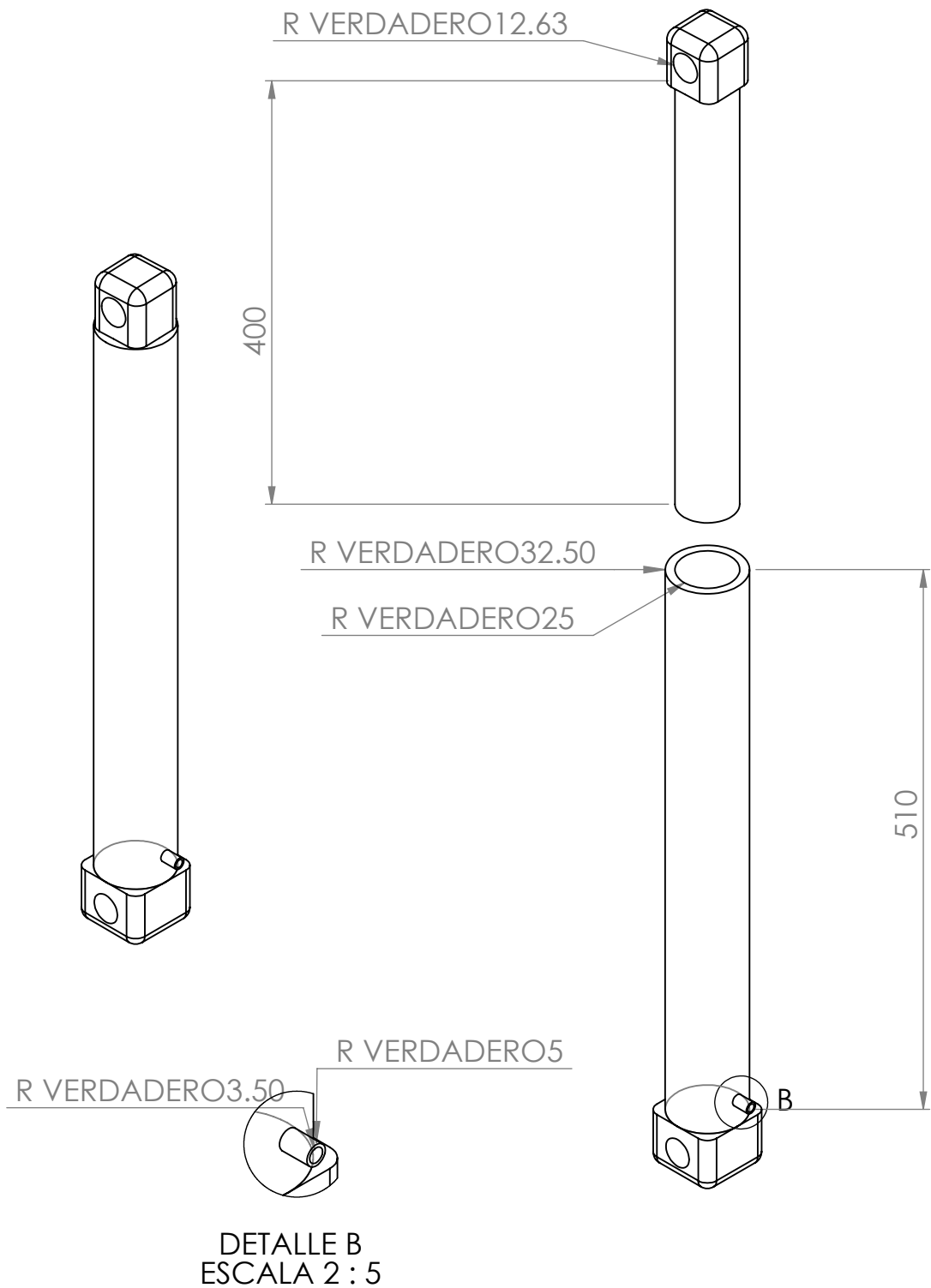


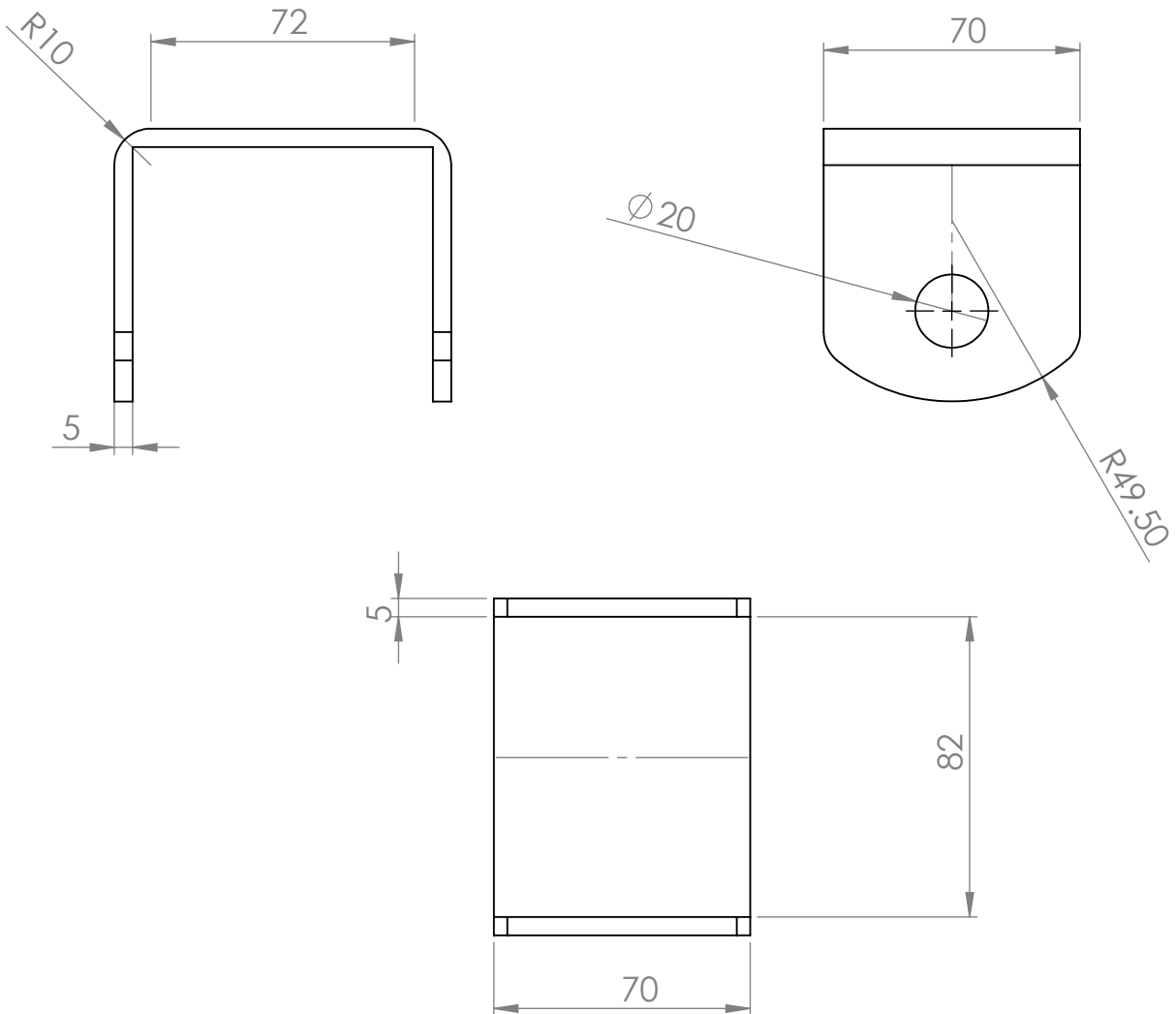
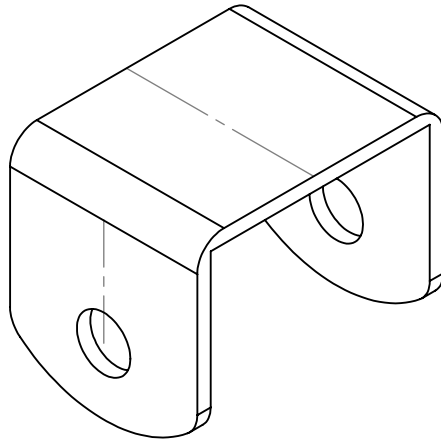
DETALLE C
ESCALA 1 : 2

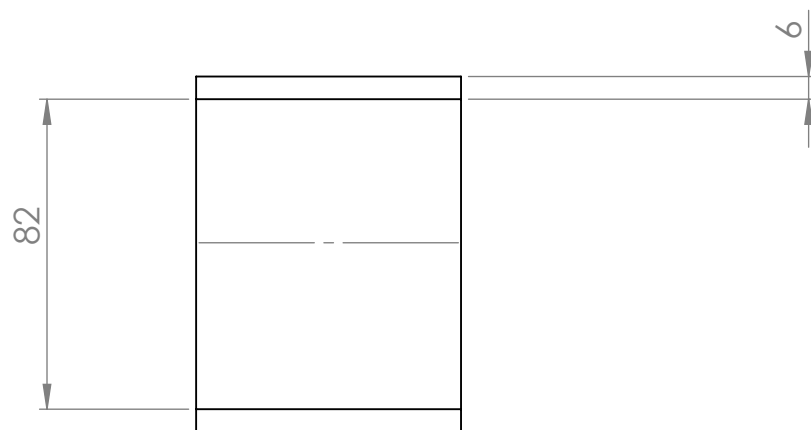
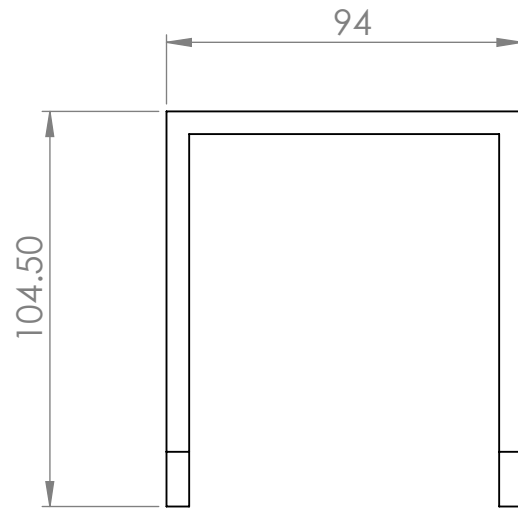
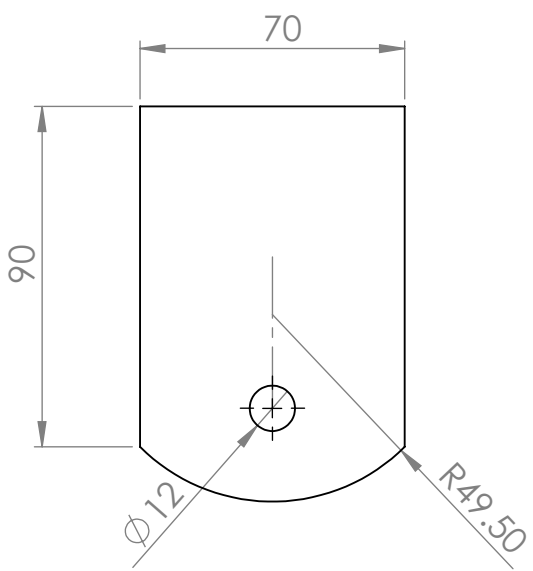
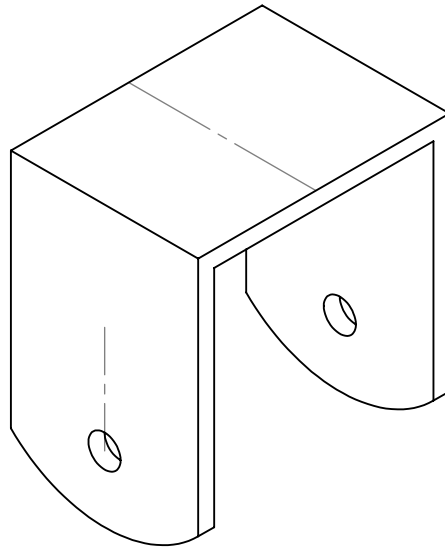


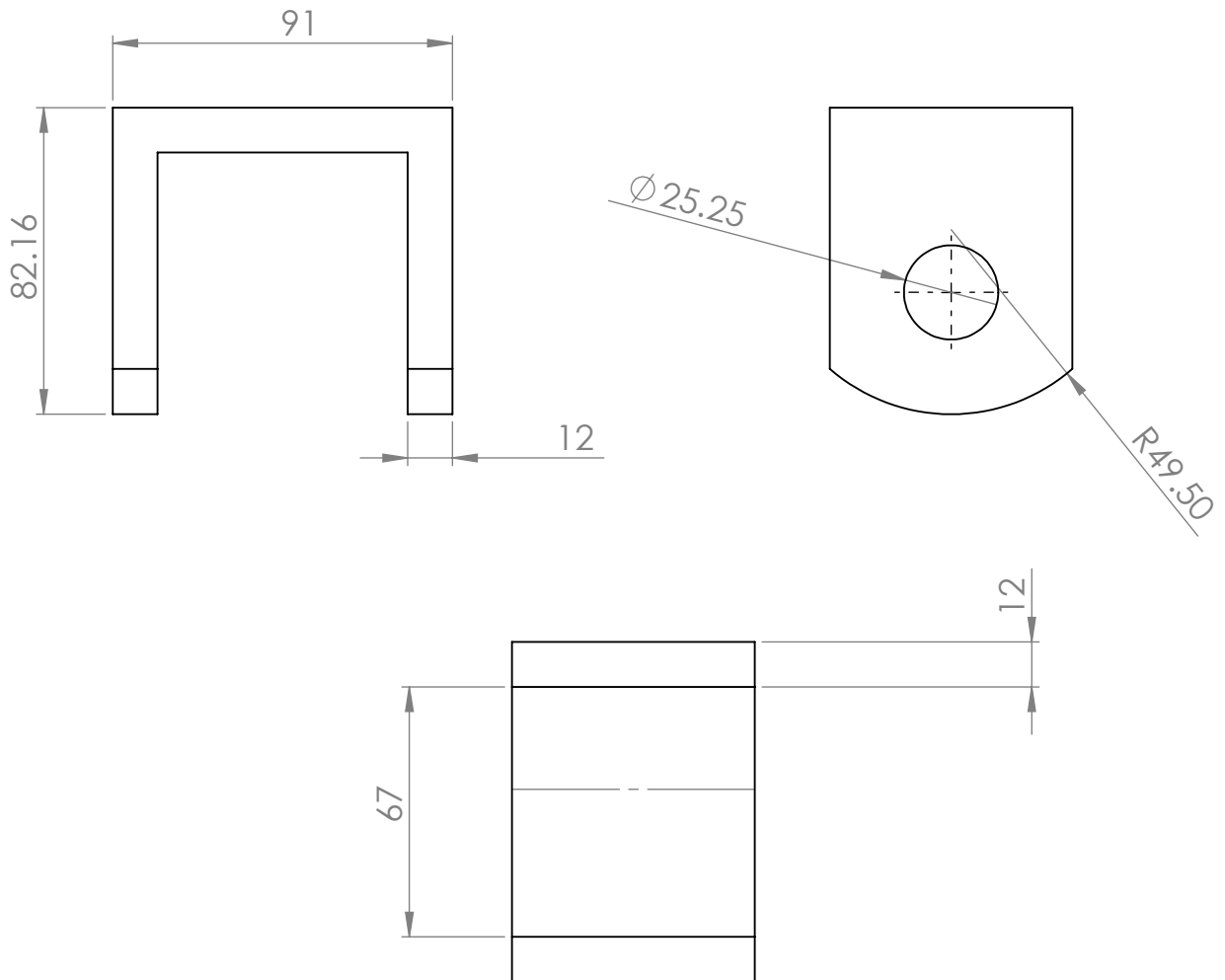
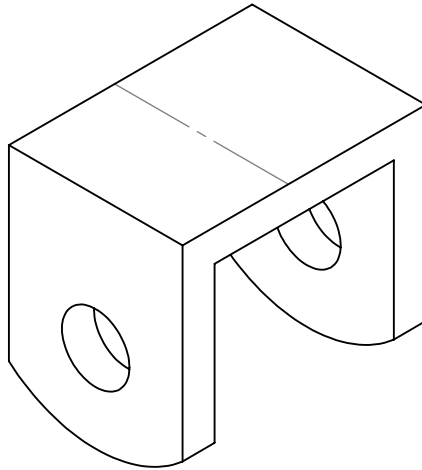
SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 8

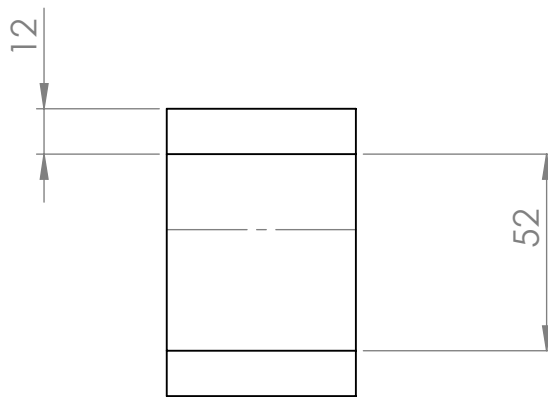
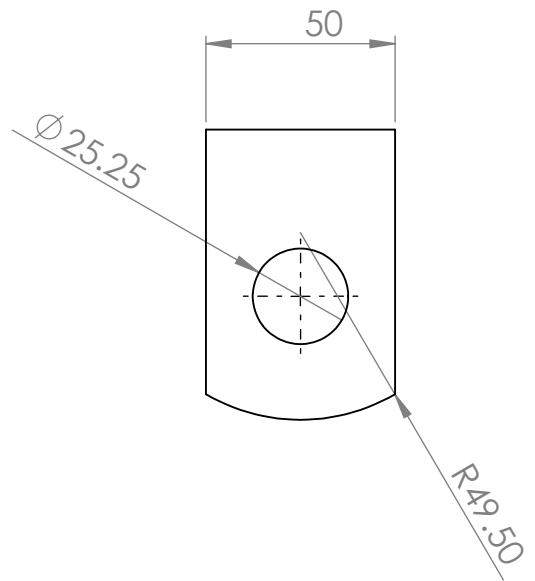
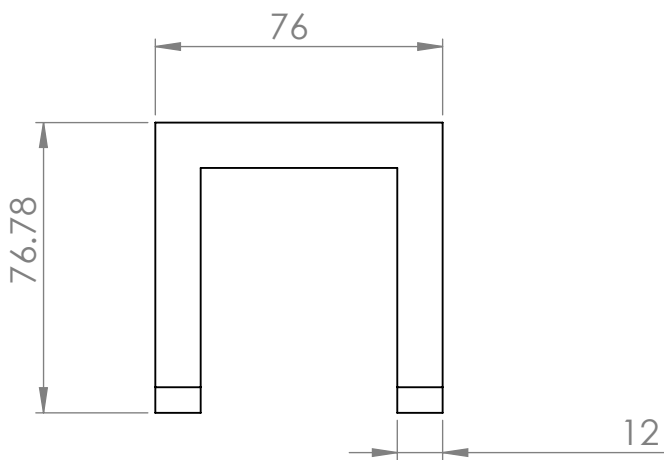
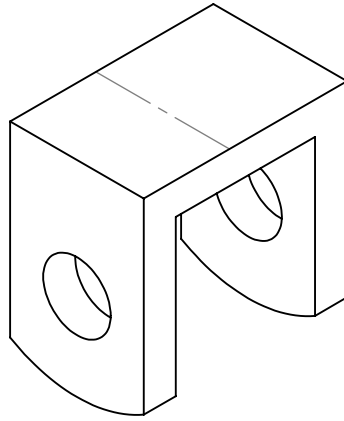


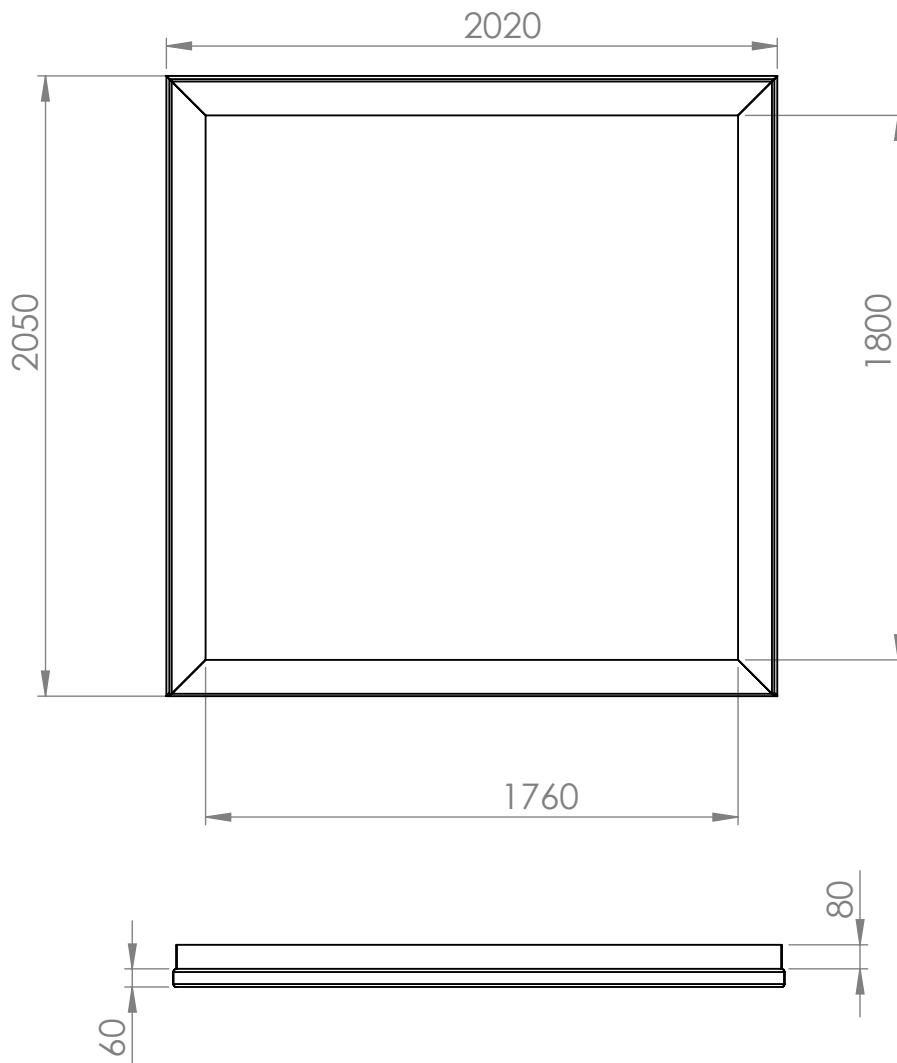
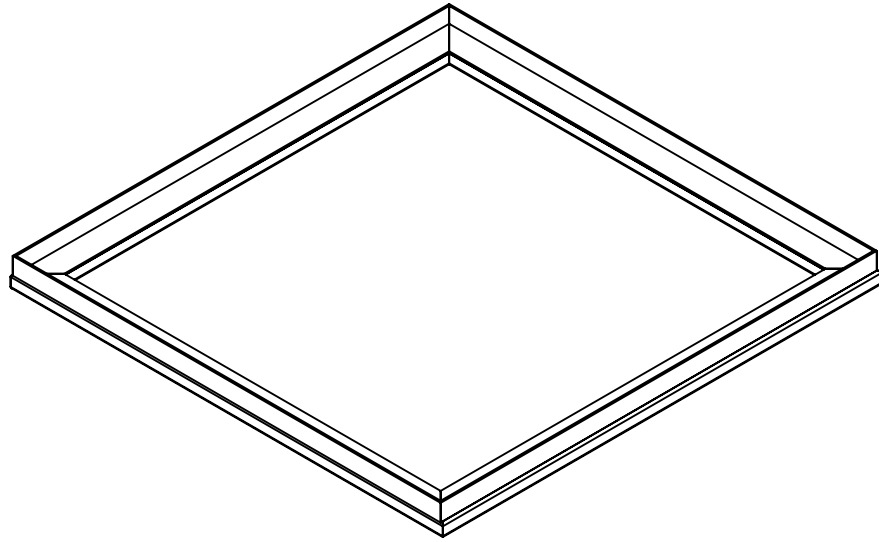


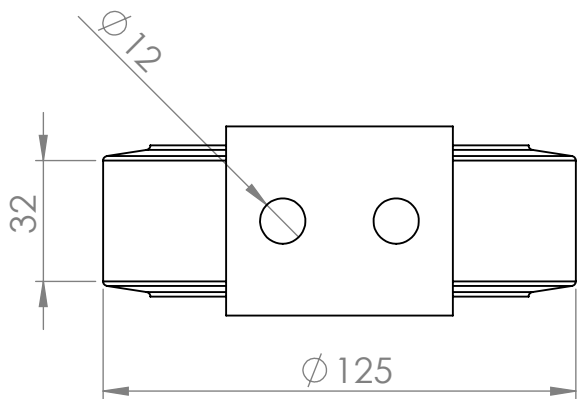
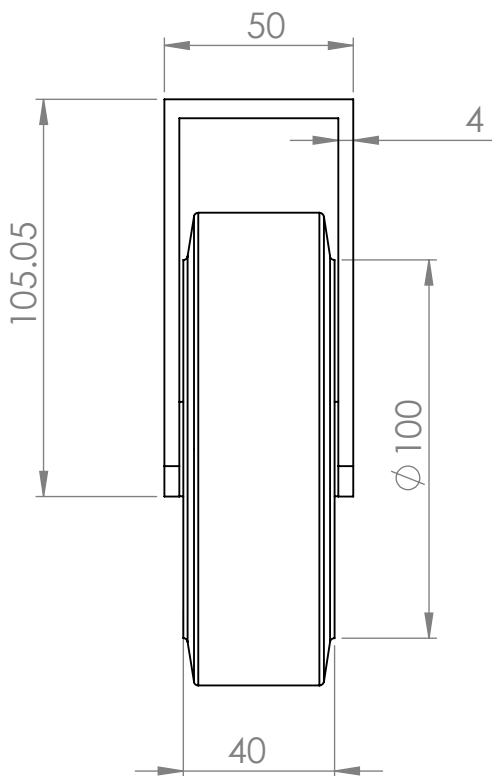
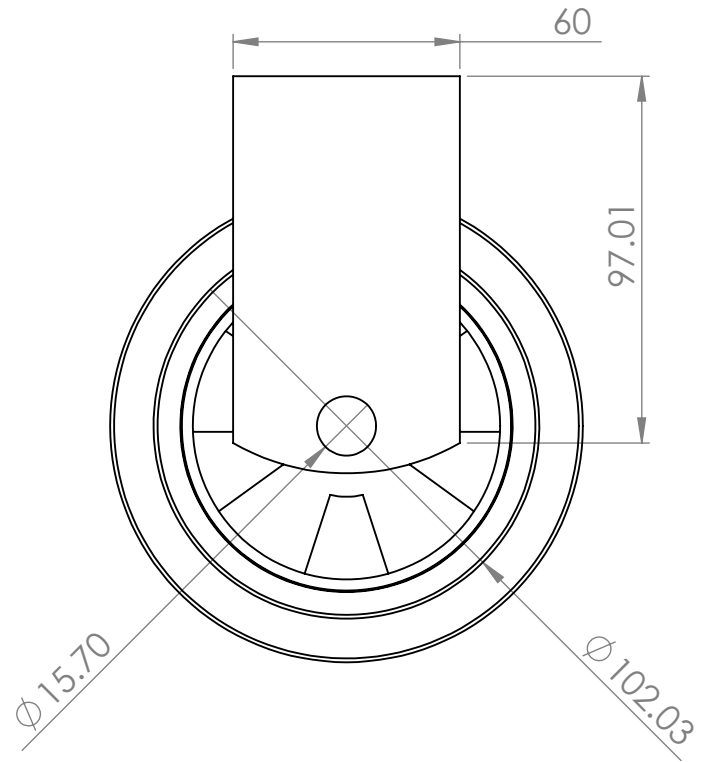
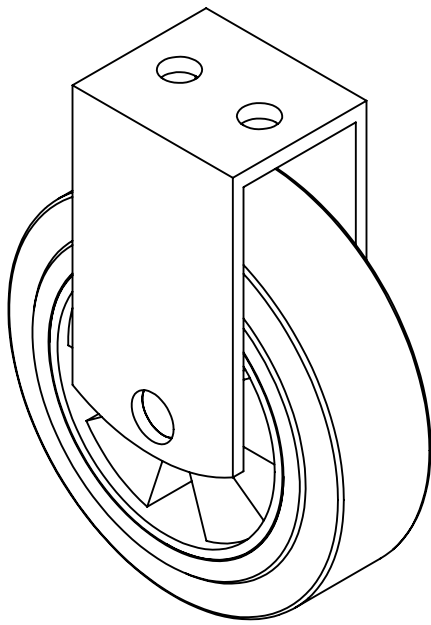


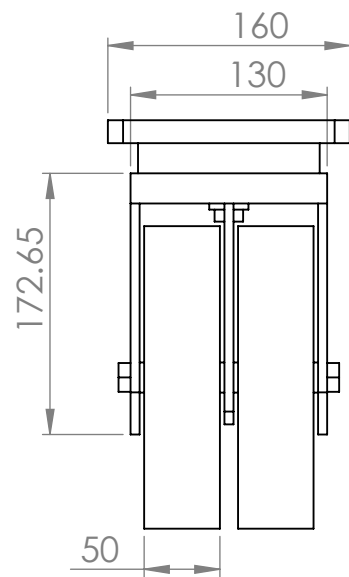
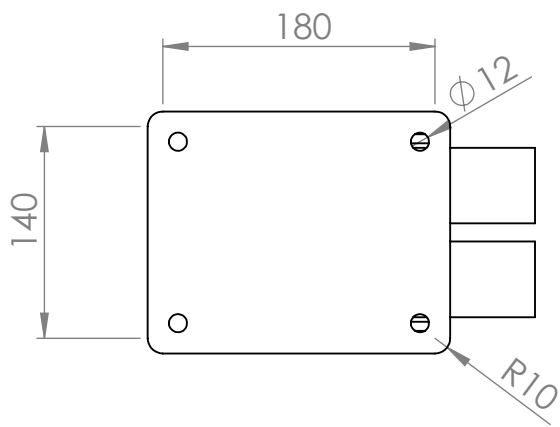
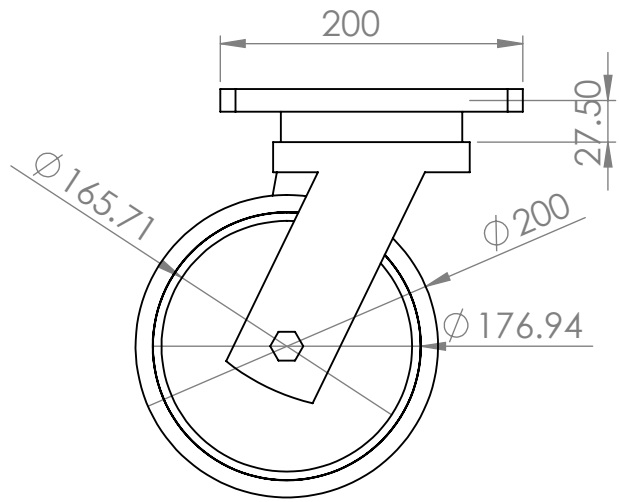
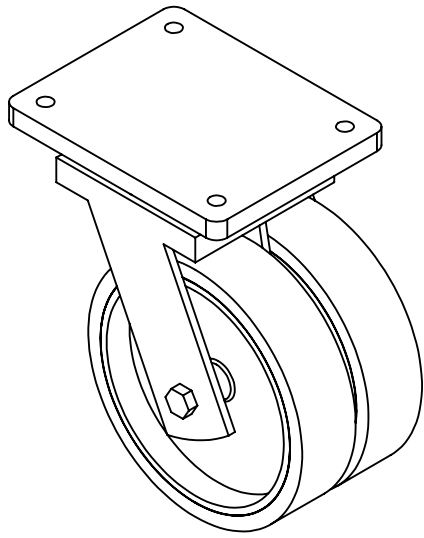


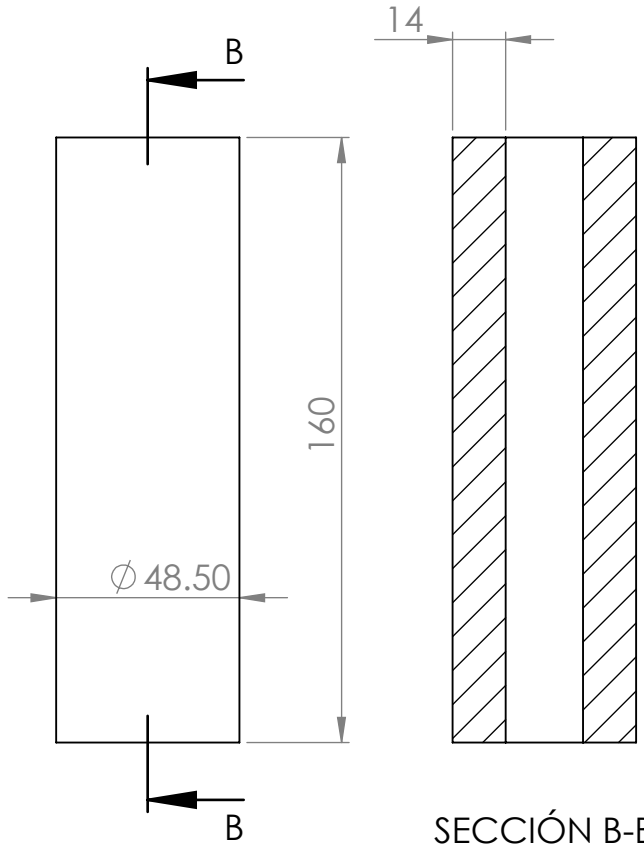
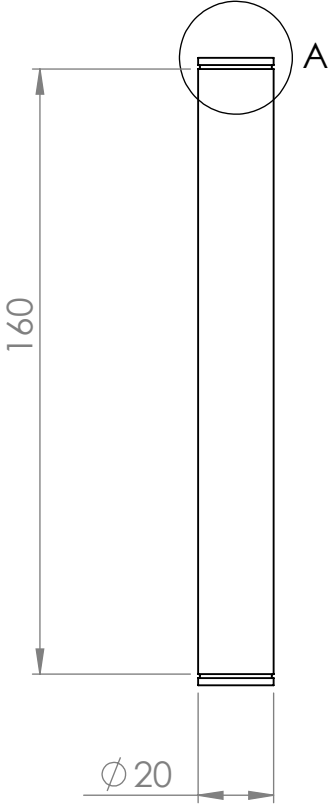
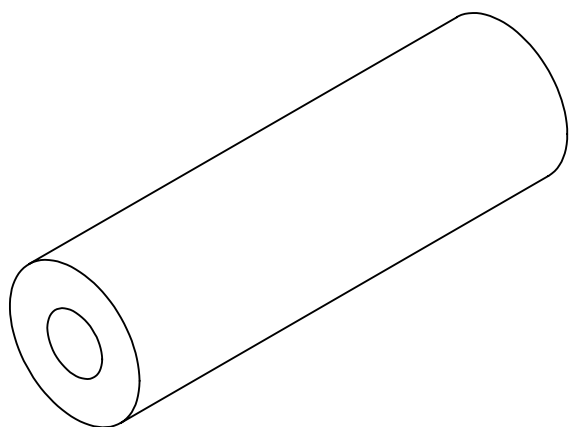
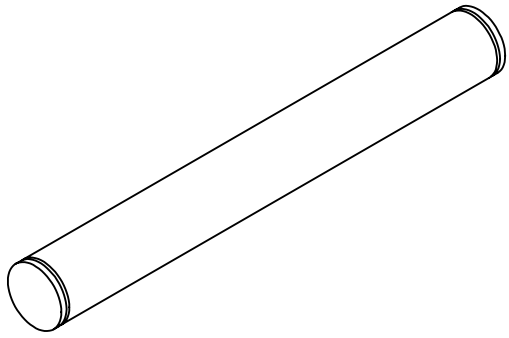




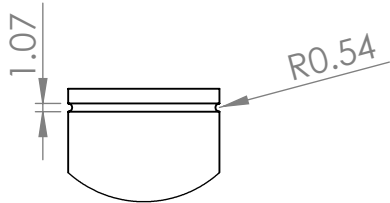




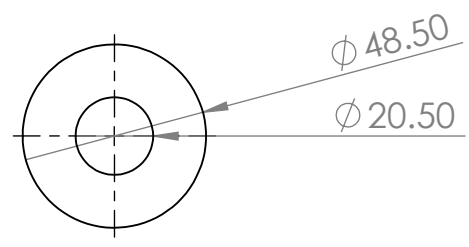





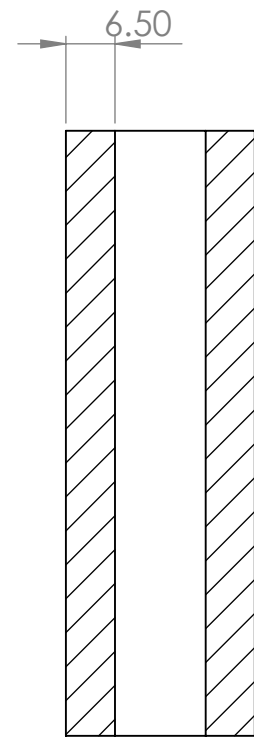
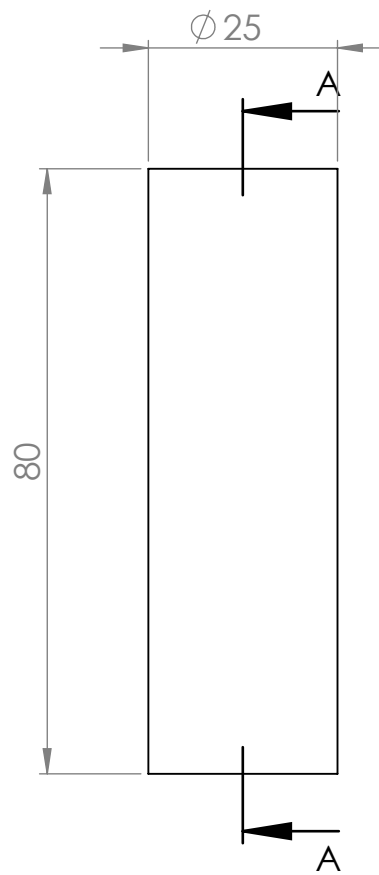
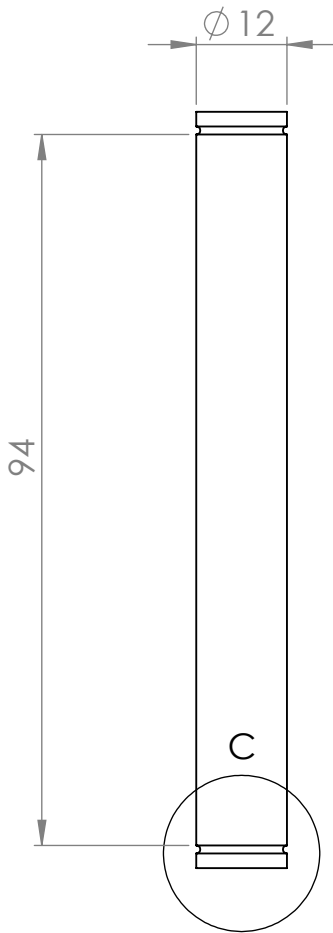
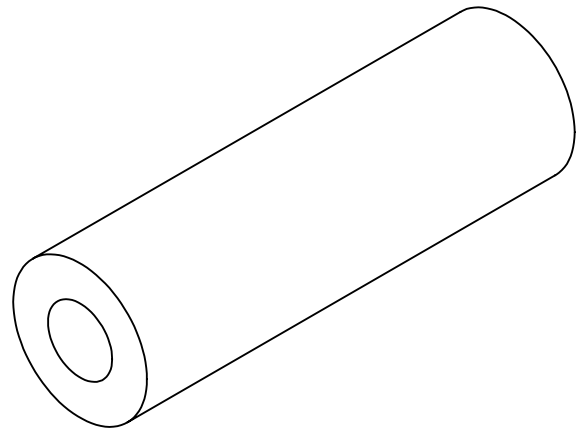
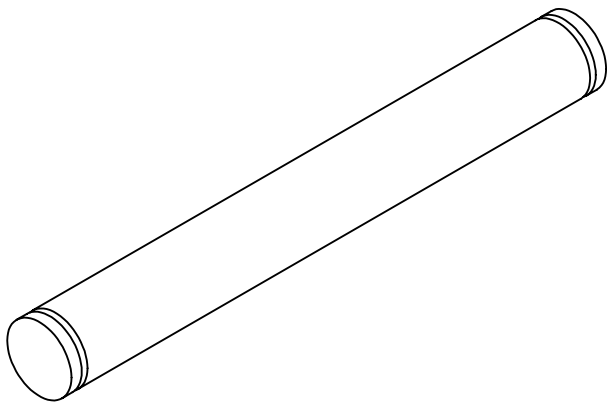
SECCIÓN B-B



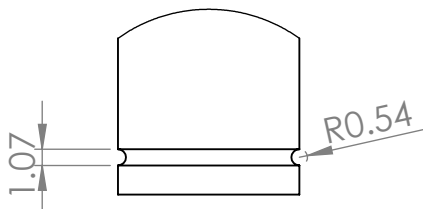
DETALLE A
ESCALA 1 : 1



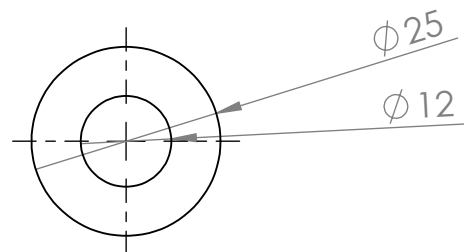
	OBSERVACIONES:	TÍTULO:	PASADOR CENTRAL Y BUJE		PLANO N°: 019
					HOJA N°: 019
	Un dim.mm	ESCALA:	DIBUJADO POR:	EDWIN JOSÉ GARCÍA DELGADO	FECHA:
		1:2	COMPROBADO POR:	ELMER POLO BRICEÑO	21-06-2021



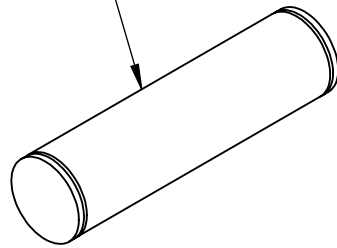
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



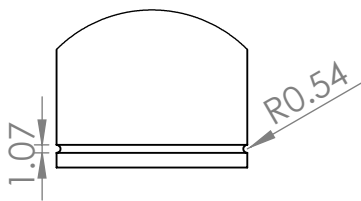
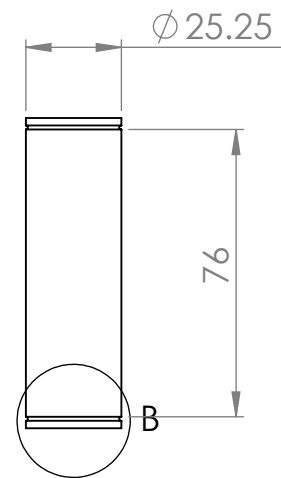
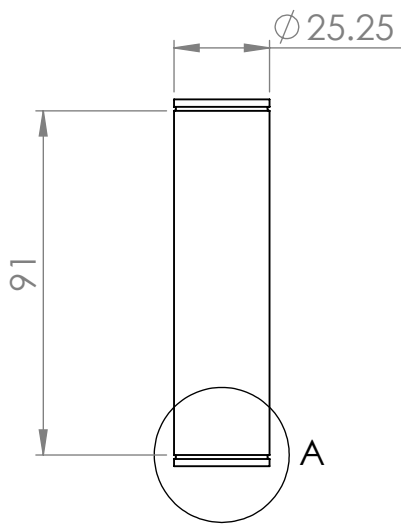
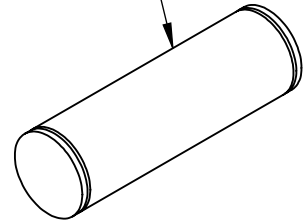
DETALLE C
ESCALA 2 : 1



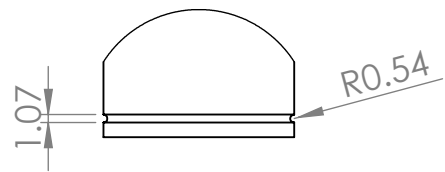
PASADOR INFERIOR



PASADOR SUPERIOR

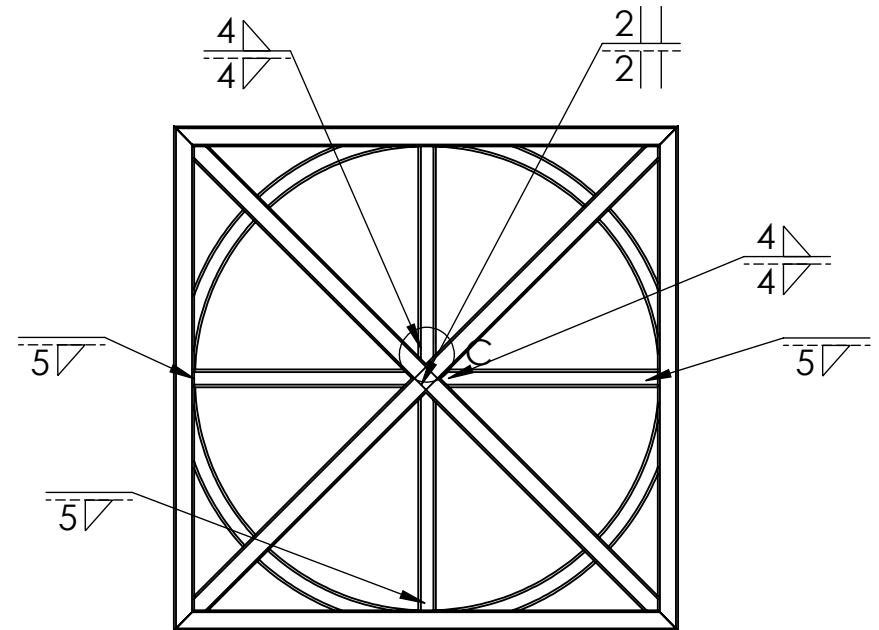
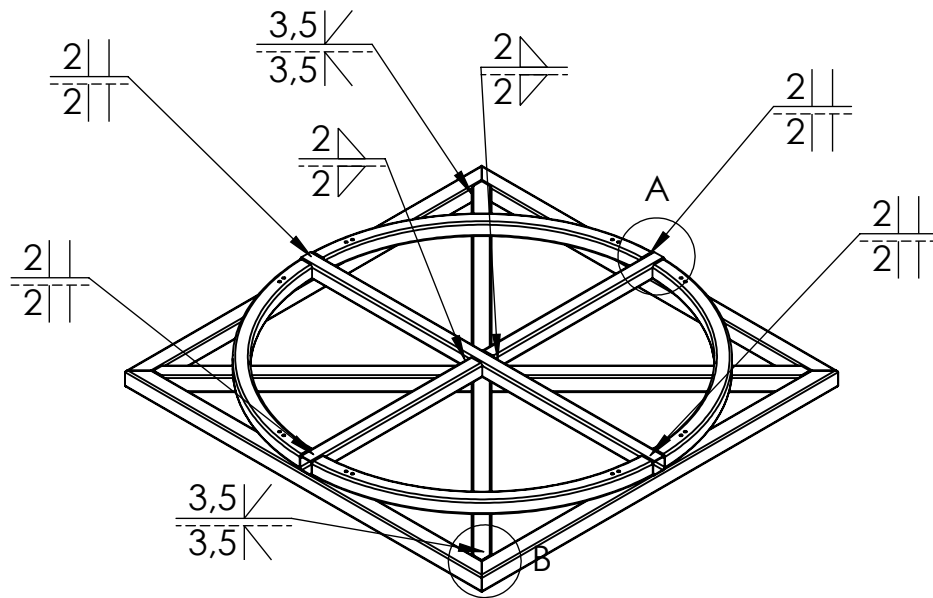


DETALLE A
ESCALA 1 : 1



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

SOLDADURA



LEYENDA

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	A TOPE CUADRADO POR AMBOS LADOS
	A TOPE BISEL ÚNICO POR AMBOS LADOS
	REDONDEO POR AMBOS LADOS

PROCESO DE SOLDADURA : GMAW
TIPO DE SOLDADURA : MAG
DIÁMETRO DEL ELECTRODO : 1,2 mm



OBSERVACIONES:

TÍTULO:

PLANO N°: 001

PLANO DE SOLDADURA PLATAFORMA FIJA

HOJA N°: 001

Un dim.mm

ESCALA:

DIBUJADO POR: EDWIN JOSÉ GARCÍA DELGADO

FECHA:

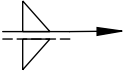
1:30

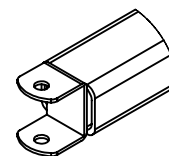
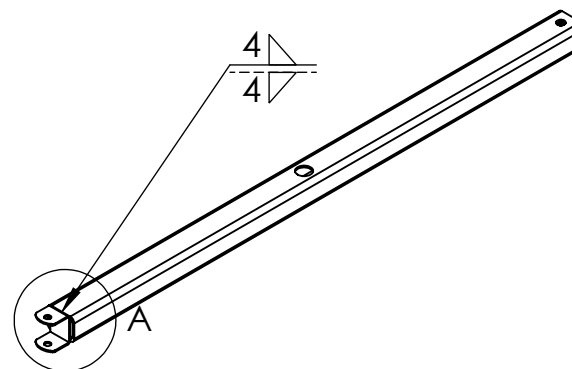
COMPROBADO POR: ELMER POLO BRICEÑO

03-10-2021

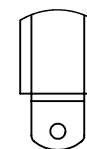
PROCESO DE SOLDADURA : GMAW
 TIPO DE SOLDADURA : MAG
 DIÁMETRO DEL ELECTRODO : 1,2 mm

LEYENDA

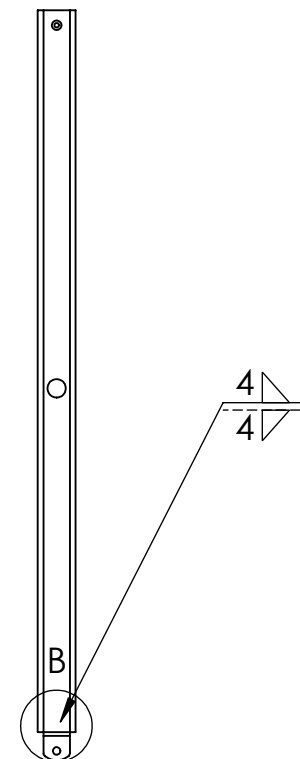
SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	REDONDEO POR AMBOS LADOS




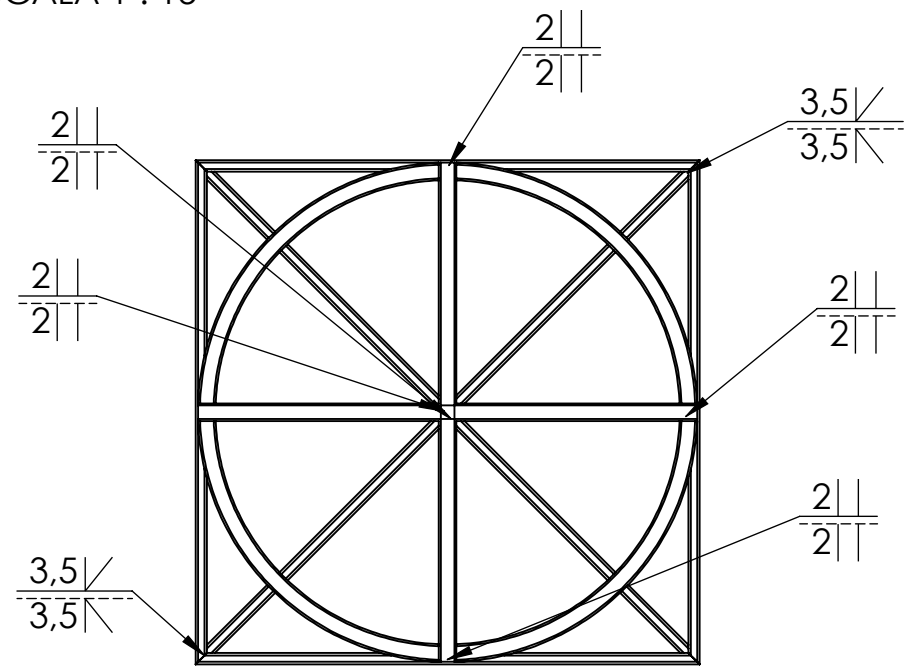
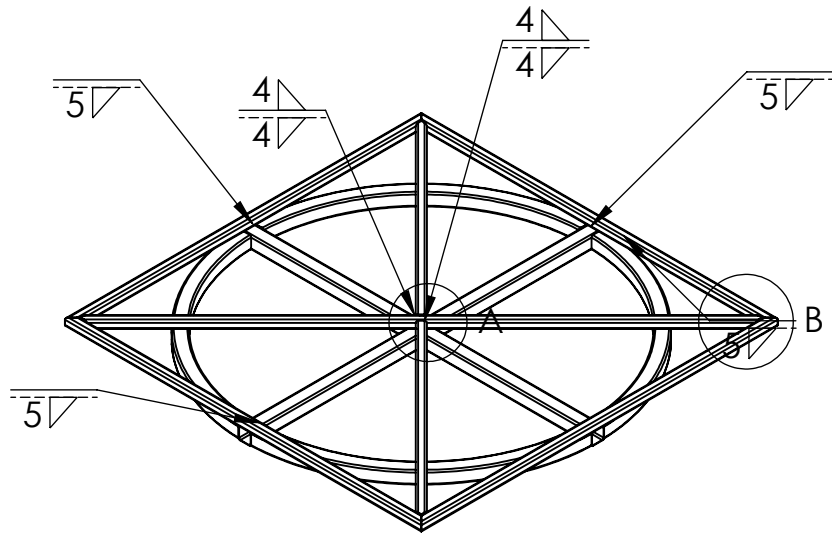
DETALLE A
ESCALA 1 : 10



DETALLE B
ESCALA 1 : 10



	OBSERVACIONES:	TÍTULO:		PLANO N°: 002
		PLANO DE SOLDADURA DE BARRA DE TIJERA		HOJA N°: 002
	Un dim.mm	ESCALA:	DIBUJADO POR: EDWIN JOSÉ GARCÍA DELGADO	FECHA:
		1:20	COMPROBADO POR: ELMER POLO BRICEÑO	03-10-2021

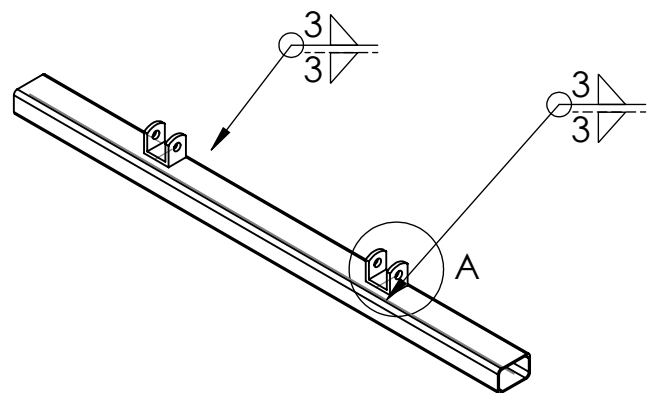


LEYENDA

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	REDONDEO POR AMBOS LADOS
	REDONDEO
	A TOPE CUADRADO POR AMBOS LADOS
	A TOPE CON BISEL ÚNICO POR AMBOS LADOS

PROCESO DE SOLDADURA : GMAW
 TIPO DE SOLDADURA : MAG
 DIÁMETRO DEL ELECTRODO : 1,2 mm

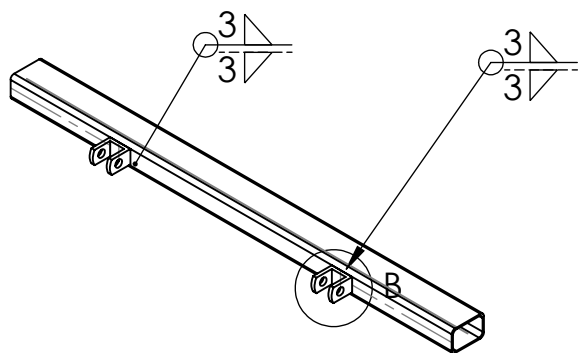
	OBSERVACIONES:	TÍTULO:		PLANO N°: 003
		PLANO DE SOLDADURA PLATAFORMA GIRATORIA		HOJA N°: 003
	Un dim.mm	ESCALA:	DIBUJADO POR: EDWIN JOSÉ GARCÍA DELGADO	FECHA:
		1:30	COMPROBADO POR: ELMER POLO BRICEÑO	03-10-2021



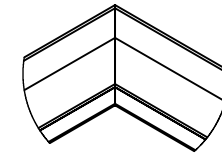
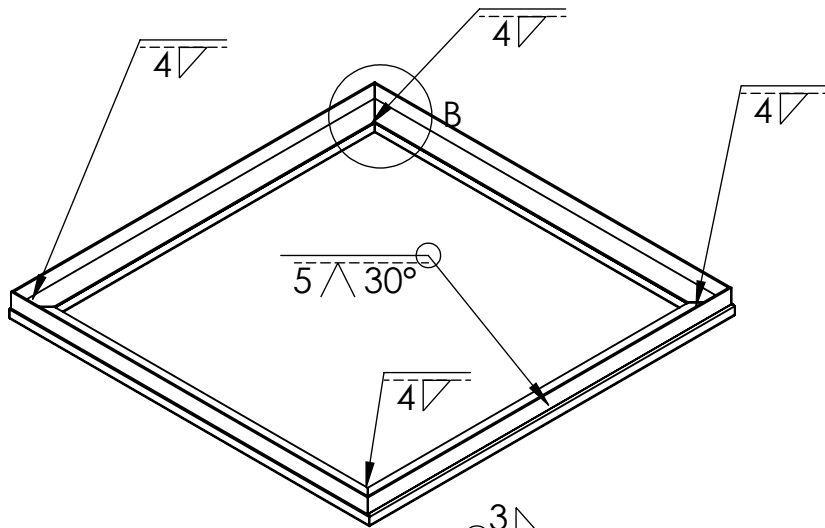
PROCESO DE SOLDADURA : GMAW
 TIPO DE SOLDADURA : MAG
 DIÁMETRO DEL ELECTRODO : 1,2 mm

LEYENDA

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	REDONDEO POR AMBOS LADOS PERIFÉRICA

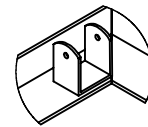
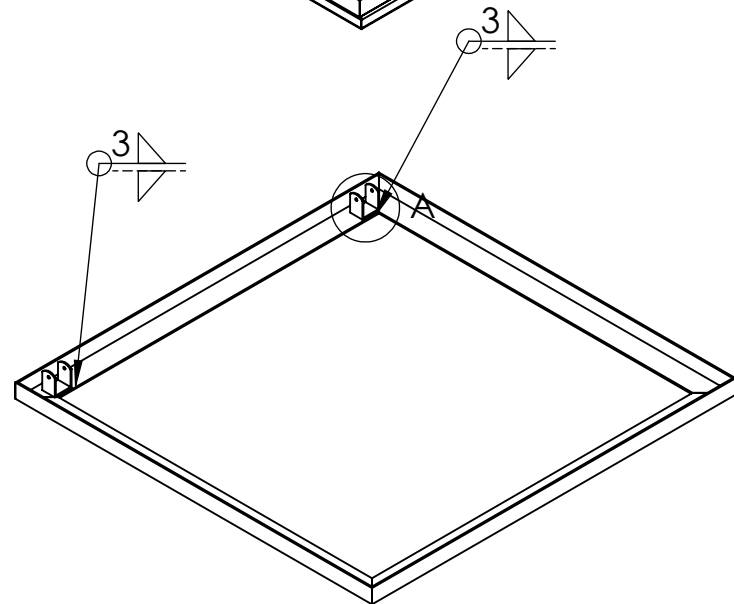


	OBSERVACIONES:	TÍTULO:		PLANO N°: 004
		PLANO DE SOLDADURA DE BARRAS		HOJA N°: 004
	Un dim.mm	ESCALA:	DIBUJADO POR: EDWIN JOSÉ GARCÍA DELGADO	FECHA:
		1:20	COMPROBADO POR: ELMER POLO BRICEÑO	03-10-2021




DETALLE B
ESCALA 1 : 15

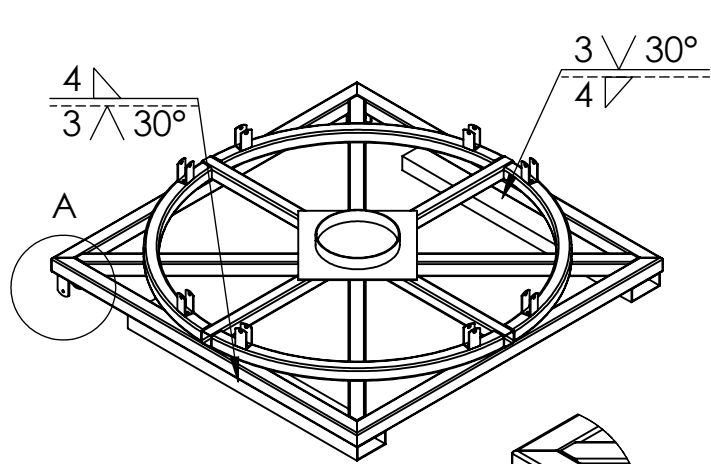
PROCESO DE SOLDADURA : GMAW
TIPO DE SOLDADURA : MAG
DIÁMETRO DEL ELECTRODO : 1,2 mm



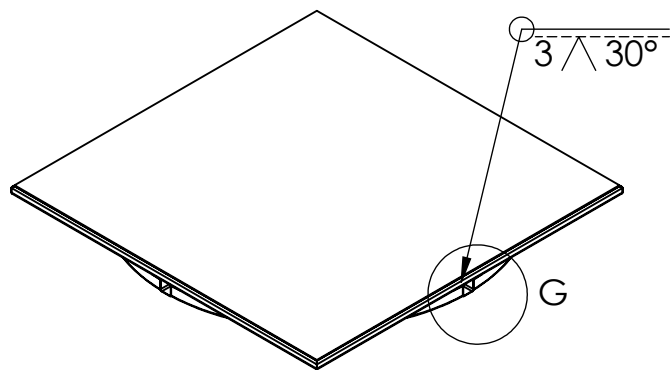
DETALLE A
ESCALA 1 : 15

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	REDONDEO
	REDONDEO POR AMBOS LADOS PERIFÉRICA
	A TOPE EN V PERIFÉRICA

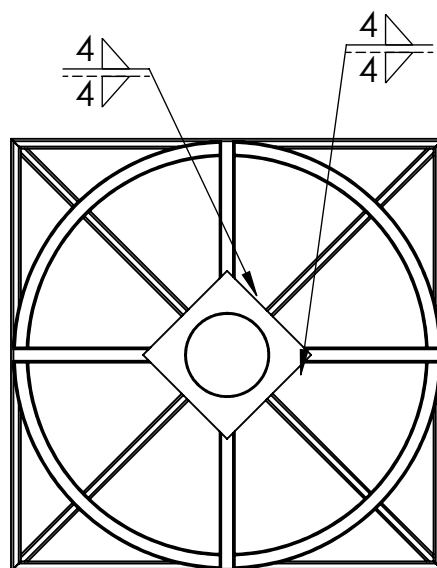
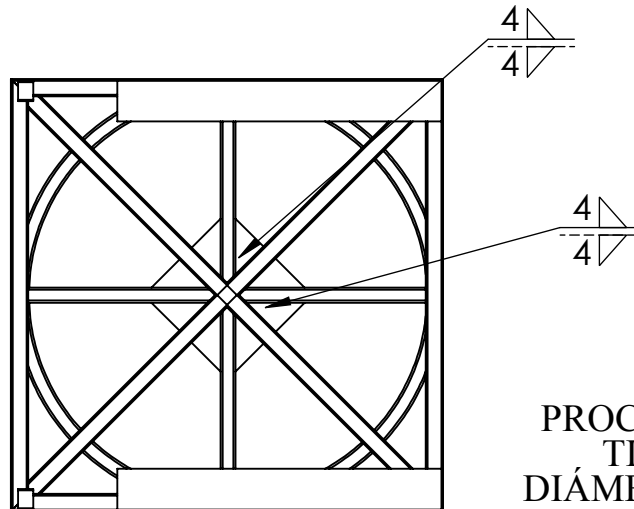
	OBSERVACIONES:	TÍTULO:	PLANO N°: 005
			HOJA N°: 005
Un dim.mm	ESCALA:	DIBUJADO POR: EDWIN JOSÉ GARCÍA DELGADO	FECHA:
	1:30	COMPROBADO POR: ELMER POLO BRICEÑO	03-10-2021



DETALLE A
ESCALA 2 : 35




DETALLE G
ESCALA 2 : 35



PROCESO DE SOLDADURA : GMAW
TIPO DE SOLDADURA : MAG
DIÁMETRO DEL ELECTRODO : 1,2 mm

LEYENDA

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	REDONDEO POR AMBOS LADOS
	A TOPE EN V
	REDONDE Y TOPE EN V

	OBSERVACIONES:	TÍTULO:		PLANO N°: 006
		PLANOS DE SOLDADURA COMPONENTES		HOJA N°: 006
	Un dim.mm	ESCALA:	DIBUJADO POR: EDWIN JOSÉ GARCÍA DELGADO	FECHA:
		1:35	COMPROBADO POR: ELMER POLO BRICEÑO	03-10-2021