



Trabajo de Diploma

Título: Diseño del sistema de elevación de una Plataforma Elevadora Móvil de Personal de Tijeras en la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos.

Autor: Alexey García Sosa

Tutor(es): Ms.C. Juan Gabriel Noa Águila

Ing. Ariel Cogollos Izaguirre

Cienfuegos, 2020

“Año 62 de la Revolución”

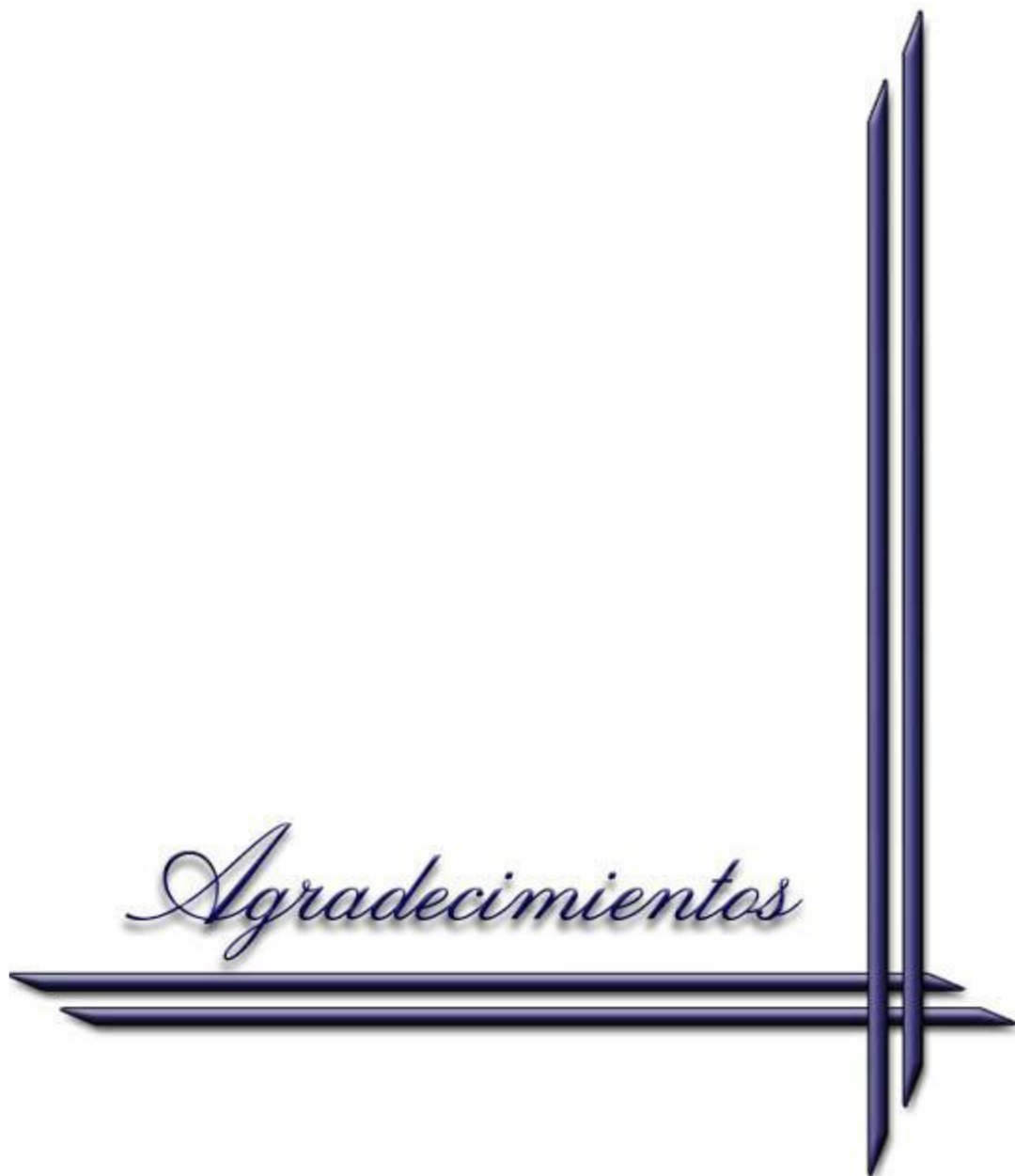
Dedicatoria



Dedicatoria

- ✓ En primer lugar, me gustaría dedicar este trabajo a mis padres por haberme dado una buena educación, por apoyarme siempre y darme la oportunidad de formarme, permitiendo que hoy me encuentre escribiendo esto y poder estar a punto de graduarme de aquello que siempre me ha gustado.
- ✓ En segundo lugar, a todos los que han hecho posible que este sueño se haga realidad.
- ✓ Éste trabajo va por todos ustedes. Muchísimas gracias a todos.

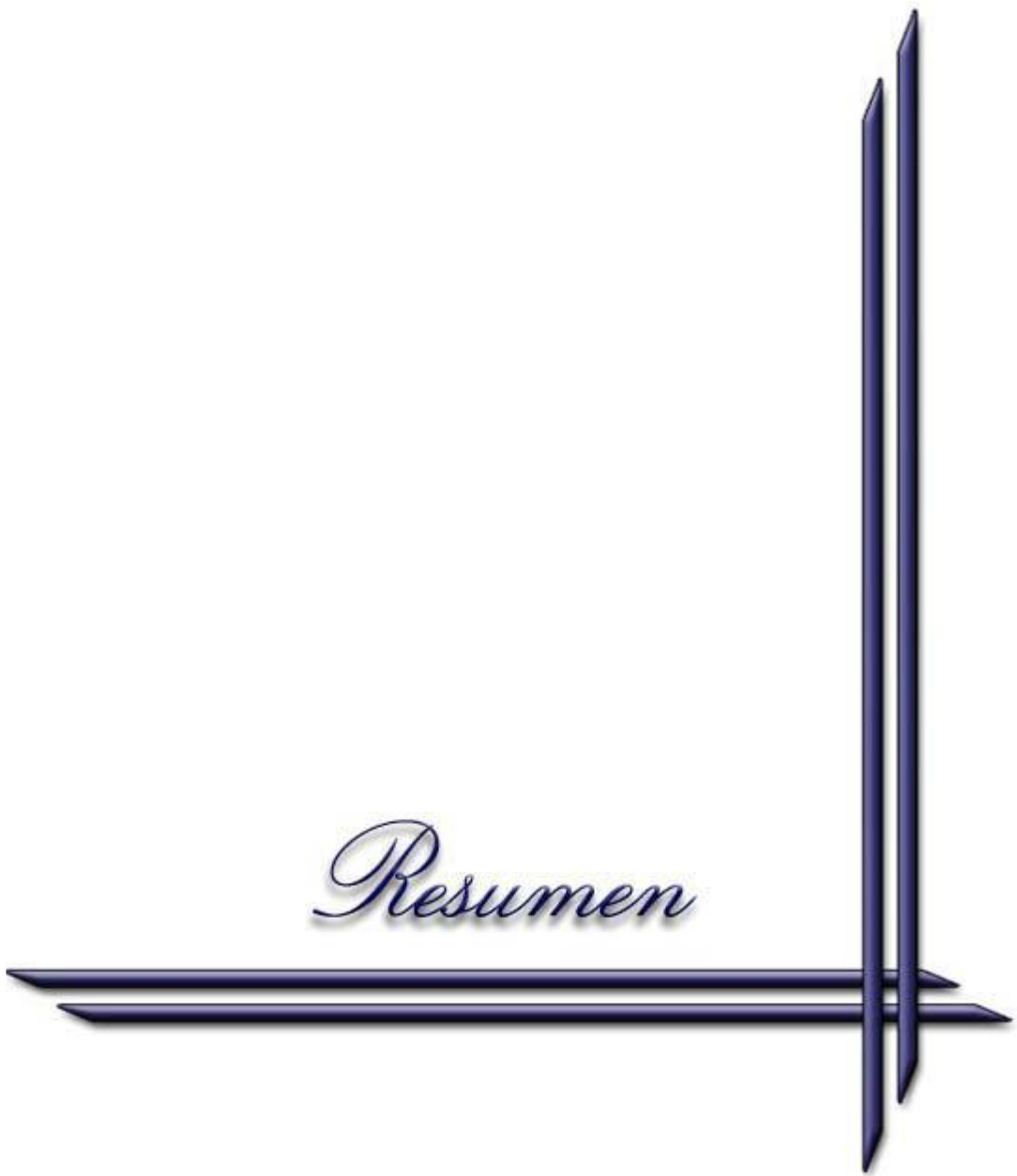
Agradecimientos



Agradecimientos

- ✓ A mis padres por apoyarme y comprenderme siempre, en especial a mi mamá por estar siempre a mi lado e impulsarme a seguir siempre hacia adelante.
- ✓ A mi pareja Elianis Hortensia Ruiz Pérez por confiar en mí y ayudarme a que este sueño se hiciera realidad, y a mis compañeros de la carrera, por haberme apoyado y dado fuerza en los momentos que nada salía y nada iba bien.
- ✓ A mi familia por estar siempre ahí para mí, por no fallarme nunca que lo he necesitado y por siempre darme fuerzas para seguir adelante.
- ✓ A mis tutores MSc. Juan Gabriel Noa y al Ing. Ariel Cogollos Izaguirre, por confiar en mí, por no escatimar tiempo y esfuerzo en atenderme.
- ✓ A todas mis amistades que de cierta forma me brindaron su apoyo y confianza,
- ✓ A todas aquellas personas que de una forma u otra contribuyeron a la realización de este sueño, llegue a todos mis eternos agradecimientos.

Resumen



Resumen

En el presente trabajo se abordarán las etapas de diseño, modelado y simulación de una plataforma elevadora móvil de personal (PEMP) de tijera, muy utilizadas actualmente para labores de mantenimiento y construcción. Para ello en un primer lugar se presentarán los conocimientos teóricos iniciales necesarios, tanto de la máquina a desarrollar como de los programas CAD, Autodesk Inventor 2017. Tras una etapa de búsqueda de información se definirá el diseño a desarrollar. Posteriormente se procederá al modelado de cada una de las piezas, así como una explicación del ensamblaje de las mismas. Previo a la simulación dinámica se abordará una etapa de preparación en la que serán definidos todos aquellos aspectos y características necesarios como materiales, fuerzas, rozamientos, etc. Por último, se valorará de forma global el alcance de los objetivos de diseño y se presentará un presupuesto del trabajo realizado.

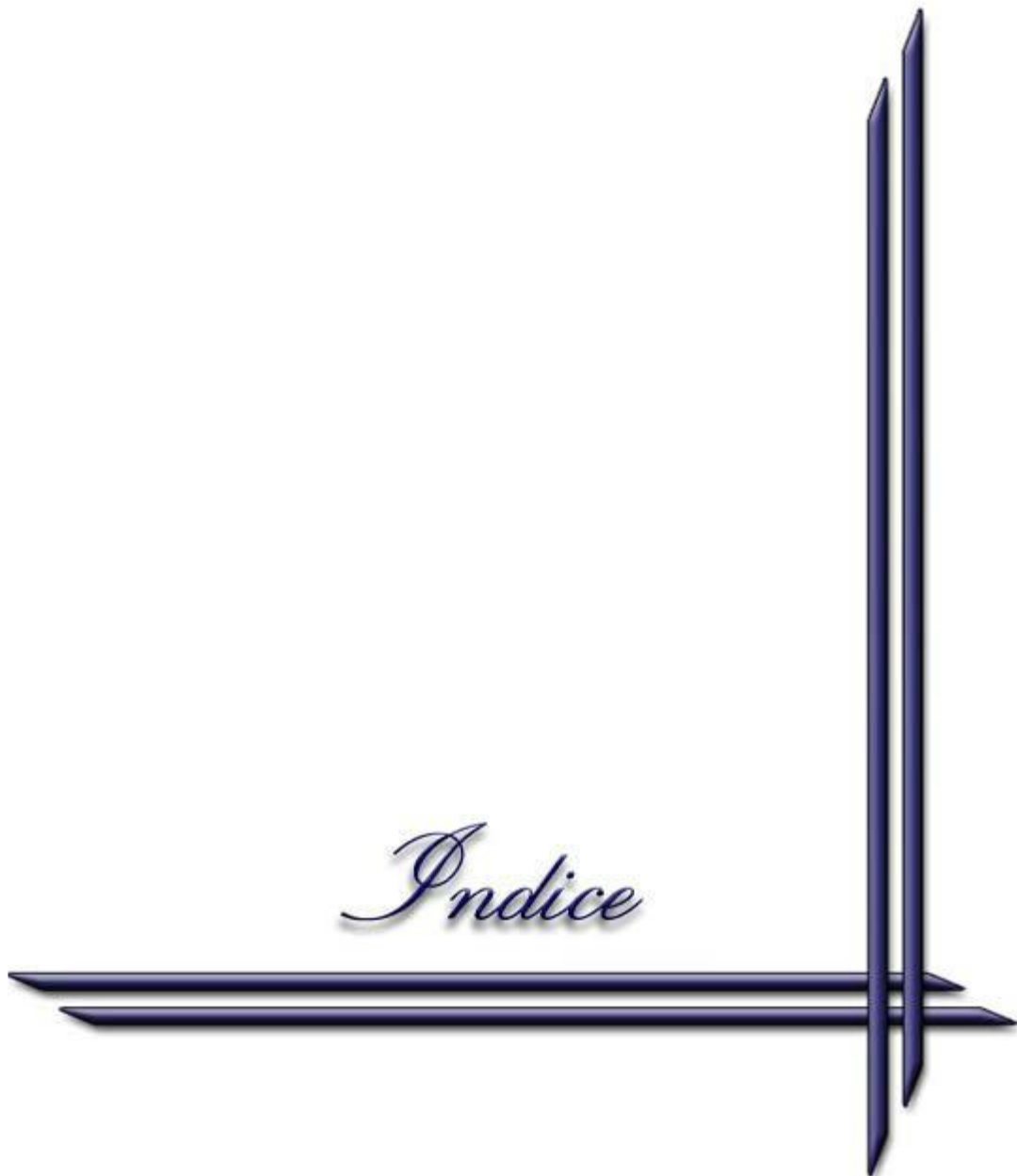
Palabras claves: Análisis, Diseño de tijera, Modelado, Plataforma elevadora.

Abstract.

Presently work the design stages will be approached, modeling and simulation of a platform mobile lifting of personal (PEMP) of scissor, very used at the moment for maintenance works and construction. For it in a first place the necessary knowledge theoretical initials will be presented, so much of the machine to develop as of the programs CAD, Autodesk Inventor 2017. After a stage of search of information, he will be defined the design to develop. Later on you will come to the modeling one from each one of the pieces, as well as an explanation of the assembling of the same ones. Previous to the dynamic simulation a preparation stage will be approached in the one that you will be defined all those aspects and characteristic necessary as materials, forces, frictions, etc. lastly, will be valued in a global way the reach of the design objectives and a budget of the carried out work will be presented.

Key words: Analysis, scissor Design, Modeling, Platform lifting.

Indice



Índice	
Introducción	II
Capítulo 1: Fundamentación teórica sobre el diseño de Plataformas Elevadoras Móvil de Personal de Tijeras.	1
1.1. Breve descripción sobre el uso de las plataformas elevadoras a nivel mundial.	1
1.2. Plataformas Elevadoras Móviles de Personal (PEMP)	2
1.2.1. Tipos y características.	2
1.2.1.1 PEMP articulada o telescópica sobre camión (1b).	3
1.2.1.2 PEMP de tijera autopropulsada (3a).	4
1.2.1.3 PEMP unipersonal (3a).	5
1.2.1.4 PEMP autopropulsadas articuladas o telescópicas (3b).	5
1.3. Riesgos y factores.	6
1.3.1 Caídas de la plataforma de trabajo debidas a:	6
1.3.2 Vuelco del elevador debido a:	6
1.3.3 Caída de material debidas a:	7
1.3.4 Accidentes eléctricos debidos a:	7
1.3.5 Quemaduras o intoxicaciones debidas a:	7
1.4. Definición y características del sistema de elevación.	7
1.4.1 Mecanismo de tijera.	9
1.4.2 Sistema de accionamiento del mecanismo elevador.	9
1.4.3 Plataforma de trabajo.	9
1.4.4 Barandillas.	10
1.4.5 Chasis.	10
1.5. Definición de las piezas que componen el sistema de elevación.	10
1.5.1 Barra.	10
1.5.2 Aleta sujeción pistón.	11
1.5.3 Pasadores.	11
1.5.4 Pistón oleohidráulico.	11
1.6. Sistemas Oleohidráulicos.	12
1.6.1 Ventajas del sistema oleohidráulico	12
1.6.2 Desventajas del sistema oleohidráulico	12
1.7 Clasificación de las bombas hidráulicas y sus características.	12
1.7.1 Bombas de caudal variable.	13
1.7.2 Bombas centrífugas.	14
1.7.3 Bombas de engrane.	14
1.8 Componentes Oleohidráulicos fabricados o comercializados en la empresa.	15

1.8.1 Talleres de maquinado.....	15
1.8.2 Taller de recubrimiento metálico (cromado)	15
1.8.3 Área de mangueras.	15
1.8.4 Características de la bomba hidráulica importada por la empresa	15
Capítulo 2. Cálculo del sistema de elevación de la Plataforma Elevadora Móvil de Personal de tijeras.....	18
2.1. Cálculo de las fuerzas y la resistencia sobre la estructura de tijeras	19
2.2 Cálculo de comprobación de las vigas que conforman la tijera.....	28
2.2.1 Cálculo de la flecha.....	37
2.2.2 Cálculo de pandeo de la barra más solicitada (L-M).	38
2.2.3 Cálculo de las fuerzas que tiene que generar el cilindro	43
2.3. Diseño del sistema hidráulico de la plataforma de tijeras.....	45
2.3.1. Cálculo del sistema hidráulico (bomba-cilindro 1) ver figura 2.22	46
2.3.2. Cálculo del sistema hidráulico (bomba-cilindro 2 y 3) ver figura 2.22	48
2.3.3. Cálculo del sistema hidráulico (bomba-cilindro 4 y 5) ver figura 2.22.....	51
Capítulo 3. Análisis de resultados.....	56
3.1 Comprobación de resistencia.....	56
3.1.1 Comprobación de resistencia en la estructura de las tijeras	56
3.1.2 Comprobación de resistencia en las articulaciones de las tijeras.....	58
3.2. Determinación del costo de fabricación.	65
3.2 Componentes del Costo de Fabricación.....	66
Conclusiones	71
Recomendaciones.....	73
Bibliografía.....	75
Anexos.	¡Error! Marcador no definido.

Introducción

Introducción

La Empresa "Oleohidráulica Cienfuegos", "José Gregorio Martínez Medina" situada en el 4 km de la carretera a Palmira en el municipio de Cienfuegos, ocupa un área de 1.2 Km². Inaugurada el 9 de octubre de 1964, comenzó sus labores en el montaje de motores diésel, conocida como la "Fábrica de Motores diésel". La fábrica a partir de 1975, modificó sus instalaciones para la fabricación de cilindros hidráulicos de simple y doble efecto. En años posteriores se introduce a la producción de mangueras hidráulicas, donde cambia de nombre a "Elementos Hidráulicos", en el año 2008 asume las producciones de Carpintería de Aluminio y Plástica de la empresa PLASTIMEC.

La empresa Oleohidráulica de Cienfuegos, única de su tipo en el país, se encarga del diseño, recuperación, y mantenimiento de equipos y sistemas hidráulicos, en los últimos años se ha dado a la tarea de diversificar su producción y sus servicios para insertarse en el mercado como una empresa de nuevo tipo; hoy en día tiene entre sus tareas principales la recuperación de equipos y elementos hidráulicos con el fin de sustituir importaciones y contribuir a la economía del país.

Entre los equipos y sistemas hidráulicos que se diseñan, fabrican y recuperan, se encuentra una Plataforma Elevadora Móvil de Personal de tijeras (PEMP) construida con el fin de trabajar en las labores de construcción, limpieza y mantenimiento de los diferentes medios con los que cuenta la empresa.

A la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos la dirección del país le ha dado el cargo social de sustituir importaciones y producir una gama de equipos, dentro de ellos se encuentra la Plataforma Elevadora de Tijeras, de la cual el Departamento Técnico no cuenta con un diseño adecuado del sistema de elevación que les permita fabricar un prototipo para su posterior evaluación y fabricación en serie según la demanda.

Problema Científico

No se cuenta con el diseño adecuado del sistema de elevación de una Plataforma Elevadora Móvil de Personal de tijeras.

Hipótesis

Si se realiza el diseño adecuado del sistema de elevación de una Plataforma Elevadora Móvil de Personal de tijeras permitirá a la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos la fabricación de un prototipo para su posterior evaluación.

Objetivo general

Realizar el diseño del sistema de elevación de una Plataforma Elevadora Móvil de Personal de tijeras en la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos.

Objetivos específicos

- 1- Consultar la normativa correspondiente a este tipo de máquinas para saber los criterios que se han de aplicar en la colocación de las cargas
- 2- Calcular el reparto de fuerzas en la estructura de elevación para diferentes posiciones.
- 3- Realizar el cálculo de resistencia de los pasadores necesarios para las barras.
- 4- Realizar el cálculo y selección de los componentes del sistema hidráulico.
- 5- Realizar el análisis económico de los costos de fabricación del sistema de elevación.

Capítulo I



Capítulo 1: Fundamentación teórica sobre el diseño de Plataformas Elevadoras Móvil de Personal de Tijeras.

La empresa Oleohidráulica de la provincia de Cienfuegos tiene como objetivo principal la fabricación de cilindros hidráulicos de simple y doble efecto; además de la producción de mangueras hidráulicas y también del montaje de los gatos hidráulicos. Recientemente se le ha asignado nuevas tareas como es el caso de la construcción de prensas hidráulicas, grúas pescantes, traspaletas y una Plataforma Elevadora Móvil de Tijeras con el fin de sustituir importaciones y contribuir con la economía del país. Esta última está construida con el fin de trabajar en las labores de construcción, limpieza y mantenimiento de los diferentes medios con los que cuenta la empresa.

1.1. Breve descripción sobre el uso de las plataformas elevadoras a nivel mundial.

Acceder los lugares altos en diferentes edificaciones, instalaciones de transmisión eléctrica, puentes etc., ha sido siempre un problema técnico complicado para el hombre que tradicionalmente se resolvió mediante la construcción de andamios que inicialmente eran de madera y no reutilizables, posteriormente metálicos, modulares, de uso múltiple y adaptables a variados casos. (Noa, 2002)

El desarrollo tecnológico de las últimas décadas ha dado lugar al surgimiento de una nueva rama dentro de la industria del acceso, cuya misión es el diseño y construcción de equipos para facilitar la realización de trabajos de montaje, mantenimiento y reparación en lugares de difícil acceso en las más disímiles condiciones. (Noa, 2002)

A juzgar por la cantidad de productos desarrollados en las últimas décadas la industria del acceso continúa siendo un área de expansión rápida. En la actualidad en el mundo existe una amplia diversidad de prototipos de elevadores con diferentes fines, los cuales se pueden clasificar:

Según el tipo de accionamiento de elevadores

- Hidráulicos
- Telescópicos
- De tijeras
- Mecánicos

- De engranes
- De polipastos

Según el destino

- Para elevación de cargas pesadas.
- Para la realización de trabajos ligeros de mantenimiento y reparación de edificaciones.
- Para salvar barreras arquitectónicas que afectan a personas minusválidas.

Según la posibilidad del movimiento

- Autopropulsados
- De arrastre
- Estacionarios (Noa, 2002)

1.2. Plataformas Elevadoras Móviles de Personal (PEMP)

1.2.1. Tipos y características.

Dentro del mundo de las PEMP existen diversos tipos, tanto en morfología como en capacidad y desempeño a la hora de ser utilizadas en labores o situaciones concretas.

Según la norma UNE-EN 280 (Maldonado, 2015), los elevadores destinados a uso de personal (PEMP) se clasifican en función de la proyección vertical del centro de gravedad de la carga en:

- Grupo A: aquellas cuya proyección vertical del centro de gravedad de la carga con la que se esté trabajando se encuentra siempre dentro de las líneas de vuelco, teniendo en cuenta todas las posibles configuraciones de la máquina y a la máxima inclinación del chasis especificada por el fabricante.
- Grupo B: aquellas PEMP que no son grupo A.

Existe una segunda clasificación complementaria a la primera en función del tipo de traslación que permiten las PEMP:

- Tipo 1: La traslación solo se puede realizar si la PEMP se encuentra en posición de transporte.
- Tipo 2: La traslación de la PEMP cuando la plataforma se encuentra en posición elevada solo es posible realizarla desde un dispositivo situado en el chasis.

- Tipo 3: La traslación de la PEMP cuando la plataforma se encuentra en posición elevada es posible realizarla desde un dispositivo situado en la plataforma. (Maldonado, 2015)

A continuación, se presentan de forma general aquellas que son más utilizadas y conocidas a día de hoy en el sector del mantenimiento y construcción:

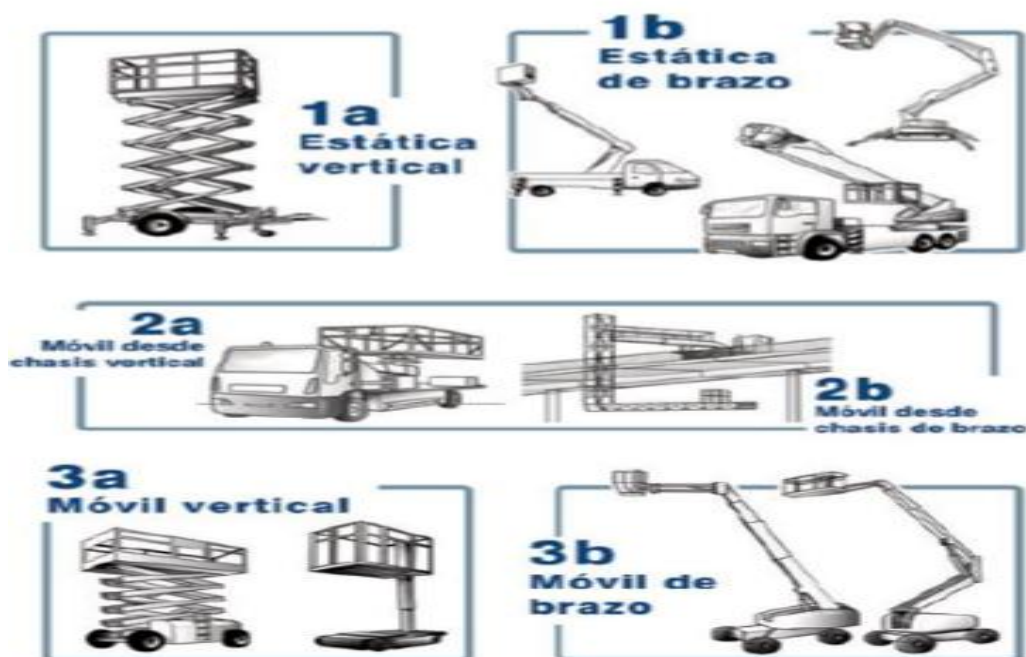


Figura 1.1 Tipos de PEMP. Fuente: (Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo , 2015)

1.2.1.1 PEMP articulada o telescópica sobre camión (1b).

La principal característica técnica de este tipo de PEMP es su capacidad para alcanzar alturas de trabajo muy elevadas (incluso más de 100 metros), pudiendo a su vez rotar 360 grados respecto del eje que le ancla al chasis del camión, evitando así la necesidad de orientar el camión de una determinada forma concreta. Debido a estas capacidades citadas su uso se extiende a labores de construcción, reparación y mantenimiento de tendidos eléctricos, parques eólicos, etc. (González, 2015)



Figura 1.2 PEMP telescópica sobre camión. Fuente: (González, 2015)

1.2.1.2 PEMP de tijera autopropulsada (3a).

Se trata de la PEMP de estudio en éste trabajo, se caracteriza por una elevación vertical respecto al chasis pudiendo alcanzar alturas máximas de 25 metros. Al disponer de una plataforma de trabajo normalmente amplia, puede ser utilizado por varios operarios a la vez, así como elevar grandes cantidades de material en caso de que éste fuera necesario para realizar la tarea para la que se está utilizando. Suele utilizarse para mantenimiento, construcción, instalaciones, etc. El sistema de autopropulsión puede estar constituido por motor de combustión interna alternativo o eléctrico por medio de baterías. La transmisión puede ser de tracción media o integral. (Maldonado, 2015)



Figura 1.3 PEMP de tijera autopropulsada. Fuente: (Maldonado., 2015)



Figura 1.4 PEMP unipersonal. Fuente: (Maldonado., 2015)

1.2.1.3 PEMP unipersonal (3a).

Se trata de la PEMP más pequeña en cuanto a volumen de espacio que necesita para trabajar, así como la más ligera y manejable, por ello su principal uso se designa para trabajos de interior en alturas no muy elevadas. Se caracteriza por un sistema de elevación vertical y como su propio nombre indica su uso queda restringido a un único operario por motivos de espacio sobre su plataforma de trabajo. (Maldonado, 2015)

1.2.1.4 PEMP autopropulsadas articuladas o telescópicas (3b).

Se trata de una PEMP utilizada principalmente para labores de difícil acceso en las que se necesita alcanzar alturas elevadas (del orden de 60 metros). Del mismo modo que el tipo anterior, el sistema de autopropulsión puede estar constituido por motor de combustión interna alternativo o eléctrico por medio de baterías. La transmisión puede ser de tracción media o integral. (Gòmez, 2011)



Figura 1.5 PEMP autopropulsada telescópica. Fuente: (Maldonado., 2015)

1.3. Riesgos y factores.

En este apartado se considera importante comentar de forma general los riesgos más frecuentes cuando se utilizan PEMP y las principales causas de los mismos. Es importante tenerlos en cuenta a la hora de plantear el diseño final de la máquina a desarrollar, ya que si éstos se conocen de antemano se pueden tratar de evitar con el diseño adecuado. (González, 2015)

1.3.1 Caídas de la plataforma de trabajo debidas a:

- Basculamiento de la máquina como consecuencia de estar situada sobre un terreno de mala calidad o inclinado, así como por la falta del uso de estabilizadores hidráulicos.
- Plataformas de trabajo carentes de barandillas de seguridad en alguna parte del perímetro de la misma.
- Tratar de ganar más altura de la que el elevador es capaz de dar, utilizando para ello elementos auxiliares como escaleras, cajones, etc.
- Rotura de la base de la plataforma por deterioro o mal uso de la misma al someterla a sobrecarga.
- No utilizar los sistemas de seguridad necesarios como los arneses.
- Utilizar la estructura de tijera extendida para subir o bajar de la plataforma a modo de escalera.
- Trabajar apoyado sobre la barandilla con parte del cuerpo fuera de ésta.

1.3.2 Vuelco del elevador debido a:

- Trabajar sobre un terreno inadecuado o inclinado.
- Fallo del terreno sobre el que se apoya la máquina.
- Utilizar de forma incorrecta los estabilizadores o simplemente no utilizarlos.
- Tratar de elevar más carga de la admisible provocando una sobrecarga de la estructura, pudiendo producirse un fallo de algunas de las barras haciendo que el centro de gravedad de la carga se situara fuera de la base del elevador, provocando así el vuelco del mismo.
- No tener en cuenta las posibles irregularidades del terreno como hoyos o zanjas.
- Hacer un uso inadecuado de la PEMP como por ejemplo usarla de grúa para elevar cargas suspendidas.

- Utilizar mangueras muy potentes que puedan generar una fuerza superior a la lateral admisible de la maquina generando un momento de vuelco.
- No considerar efectos tales como viento fuerte a la hora de trabajar con la PEMP.

1.3.3 Caída de material debidas a:

- Dejar material tal como herramientas sobre la plataforma.
- Vuelco de la PEMP
- No asegurar la zona de trabajo formando un perímetro de seguridad con vallas sobre la vertical del elevador.
- Rotura y desprendimiento de alguna parte de la máquina dotada de cierta energía potencial gravitatoria.
- Atrapamientos de partes del cuerpo con el mecanismo móvil debidas a:
- Manipulación de alguna parte del mecanismo durante la bajada o subida de la plataforma de trabajo.
- Apoyarse o situarse junto al mecanismo durante la subida o bajada del mismo.

1.3.4 Accidentes eléctricos debidos a:

- Trabajar en zonas próximas a tendidos eléctricos.
- Utilizar la PEMP durante una tormenta eléctrica.

1.3.5 Quemaduras o intoxicaciones debidas a:

- Manipulación incorrecta o inadecuada de las baterías.
- Mantener el motor encendido durante el repostaje de combustible.
- Contacto con líquido hidráulico por rotura de alguna manguera del circuito hidráulico.
- Utilización de PEMP en zonas o locales cerrados con escasa ventilación siendo el sistema de propulsión de la misma un motor de explosión lo que conlleva a la inhalación continuada de los gases de combustión.
(González, 2015)

1.4. Definición y características del sistema de elevación.

Dentro de la enorme cantidad de posibles PEMP, se ha escogido aquella que aprovecha la tipología de la tijera, permitiendo que cuando se encuentra en reposo sea una máquina de reducidas dimensiones y fácil de transportar, pero

no por ello que no permita elevarse a las alturas de trabajo requeridas. Se trata de una máquina muy versátil que es utilizada hoy en día para labores tanto de construcción, mantenimiento, limpieza, etc. (González, 2015)

Su uso está tan extendido por la capacidad que éste posee para alcanzar alturas deseadas de trabajo pudiendo elevar grandes cantidades de peso que antaño debían solucionarse a base de andamios y poleas, lo que ha supuesto una gran reducción en tiempo y esfuerzo en dichas tareas.

Las principales ventajas que encontramos con el uso de este tipo de elevadores son:

- Al tratarse de máquinas autopropulsadas se simplifica de forma considerable su desplazamiento a la zona de trabajo en cuestión, así como el cambio de posición de la misma dentro de la zona de trabajo para poder realizar todas las tareas necesarias.
- Evitamos la necesidad de tener personal empleando tiempo en montar el andamio.
- Al disponer de una plataforma elevadora, permite alcanzar distintas alturas de trabajo sin necesidad por tanto de tener que ir añadiendo más pisos al andamio con el esfuerzo y tiempo que esto conllevaría.
- El trabajador cuenta con una superficie útil de trabajo mucho más extensa y segura que en el caso de utilizar andamios convencionales lo que permite realizar más tareas a la vez si todo el material necesario ya se dispone en la misma y no toca bajar a por él cada vez. (Maldonado, 2015)

Antes de dar a conocer las piezas que componen el sistema de elevación de la PEMP resulta esencial conocer las partes principales de este tipo de máquinas, así como una visión ya más concreta de la máquina que se va a desarrollar a lo largo del escrito. La máquina que a continuación se presenta se trata de un modelo comercial llamado 6RS de la empresa JLG, el cual ha servido de inspiración para el diseño. Sobre ella se indican de forma general las piezas de las que se compone, así como una explicación general de las mismas. (Maldonado, 2015)



Figura 1.6 Partes generales PEMP de tijera, modelo 6RS JLG.Fuente: (Maldonado., 2015)

Se trata de la parte de la máquina que soporta toda la carga de la misma y la cual suele estar integrada formando parte del chasis de un dispositivo motriz accionado por un motor eléctrico.

1.4.1 Mecanismo de tijera.

Constituido principalmente por barras metálicas de perfil rectangular unidas entre sí por pasadores y rigidizadores, constituyendo la forma típica de tijera que les caracteriza y orientadas de forma que el eje fuerte (el de mayor momento de inercia) es el que recibe el esfuerzo de la carga a la hora de elevarla, presentando mayor resistencia frente a los momentos flectores que se introducen en las mismas. En función de la cantidad de barras que se encuentren constituyendo el mecanismo se podrán alcanzar diferentes alturas, siempre teniendo en cuenta las limitaciones estructurales presentes que limitan las alturas máximas de operación en este tipo de elevadores. (Maldonado, 2015)

1.4.2 Sistema de accionamiento del mecanismo elevador.

Se trata del elemento encargado de producir la fuerza necesaria para hacer que el mecanismo levante la carga de trabajo. Encontramos diferentes posibilidades a la hora de desempeñar esta función como son:

- sistema hidráulico
- sistema neumático
- sistema mecánico (Maldonado, 2015)

1.4.3 Plataforma de trabajo.

Se trata de la plataforma sobre la que los operarios de la máquina realizan su trabajo. Dicha superficie suele estar ligeramente inclinada para evitar la posible

acumulación de agua sobre la misma, así como para permitir que el agua sea evacuada de la máquina de forma premeditada evitando que llegue a entrar en contacto con los elementos delicados del mecanismo. Existen plataformas que poseen la capacidad de poder deslizarse una cierta longitud hacia los lados para evitar así tener que mover toda la máquina en cuestión si no se alcanza la zona deseada sobre la horizontal del plano de trabajo de la superficie. (Maldonado, 2015)

1.4.4 Barandillas.

Se trata de un elemento de seguridad para garantizar la integridad del operario de la máquina. Suelen contar con una entrada y salida por medio de una puerta integrada en el propio perímetro de la barandilla. (Maldonado, 2015)

1.4.5 Chasis.

Parte inferior de la maquina en la que se encuentra integrada la placa base inferior y por tanto la que soporta la carga de la misma. Podemos encontrar dentro de las PEMP chasis autopropulsados, aquellos que son empujados, y los remolcados por otra máquina. Puede estar situado sobre diferentes sistemas como ruedas, orugas, sobre el suelo directamente, cadenas, etc.

Es posible también encontrar sistemas integrados en el propio chasis cuyo objetivo es aumentar la estabilidad de la máquina cuando ésta se encuentra en posición de trabajo como por ejemplo estabilizadores hidráulicos laterales. (Maldonado, 2015)

1.5. Definición de las piezas que componen el sistema de elevación.

1.5.1 Barra.

Se trata de las catorce barras centrales que se encuentran constituyendo el mecanismo de tijera, es decir, aquellas que no tienen terminaciones sobre las placas base inferior y superior. (Gómez, 2011)

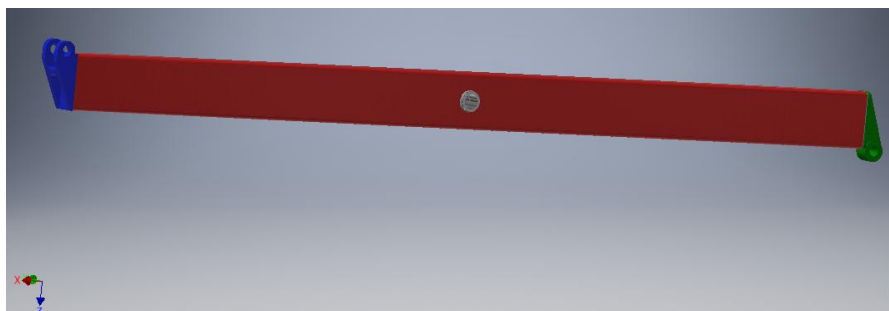


Figura 1.7 Barra que conforman el mecanismo de tijeras. Fuente:(Elaboración propia)

1.5.2 Aleta sujeción pistón.

Esta pieza es la más importante de la máquina debido al papel crítico y fundamental que juega en la misma. Su función es la de servir de nexo de unión entre el elemento que aporta la fuerza necesaria para que la máquina pueda extenderse y contraerse, es decir, el pistón oleohidráulico y el mecanismo de tijera. Por ello se trata de la pieza que va a estar sometida a mayores esfuerzos y la que es esencial que pueda resistirlos y transmitirlos adecuadamente. Cabe resaltar que su correcta colocación es extremadamente vital ya que en función del ángulo que exista con respecto a la horizontal, el pistón hará más o menos esfuerzo para levantar las cargas. (Gòmez, 2011)



Figura 1.8 Aleta sujeción del pistón. Fuente:(Elaboración propia)

1.5.3 Pasadores.

Se trata de las piezas que sirven para realizar las uniones del mecanismo de tijera, las cuales permiten la rotación o giro relativo entre las piezas a unir. Suelen ser piezas de reducido tamaño, pero extremadamente resistentes mediante el uso de aceros de alta resistencia ya que se encuentran sometidas principalmente a esfuerzos cortantes de valores, en determinadas ocasiones, muy elevados. (Gòmez, 2011)

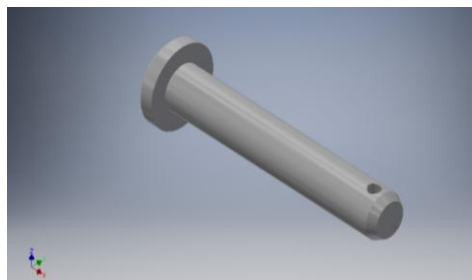


Figura 1.9 Pasador Fuente:(Elaboración propia)

1.5.4 Pistón oleohidráulico.

Se trata del elemento encargado de aportar la fuerza necesaria para permitir la extensión y plegado de la máquina. Debido a las necesidades físicas y mecánicas presentes en el elevador, se ha optado por la utilización de cinco

cilindros que permitan que el mecanismo de tijera se pliegue completamente. (Gòmez, 2011)

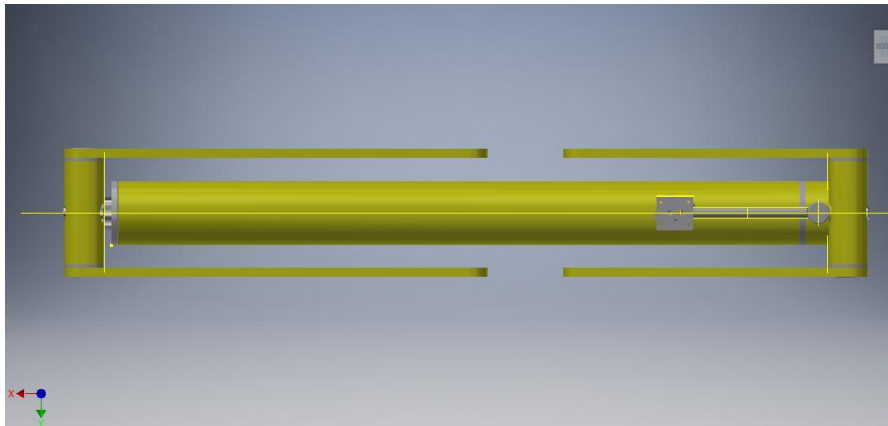


Figura 1.10 Pistón oleohidráulico. Fuente:(Elaboración propia)

1.6. Sistemas Oleohidráulicos.

Es un conjunto de elementos dispuestos de tal forma que mediante un material aceitoso realizan un trabajo o ejecutan una serie de acciones destinadas al accionamiento de máquinas o mecanismos. El esquema de bloques del sistema oleohidráulico sería el formado por el motor, la bomba, los elementos de transporte, los dispositivos de regulación y control, y finalmente, los elementos de trabajo. (D'Addario, 2017)

1.6.1 Ventajas del sistema oleohidráulico

- ✓ Fácil regulación de la velocidad, ya que es posible regular el cabal de aceite-agua de manera que también se regule la velocidad.
- ✓ Transmisión de grandes potencias.
- ✓ Control de la posición, gracias a la incompresibilidad del fluido utilizado.
- ✓ Reversibilidad de los conductos, con capacidad de circular el líquido en ambos sentidos.
- ✓ Protección del sistema, gracias a la posibilidad de utilizar válvulas de seguridad.
- ✓ Posibilidad de arranque y detención en carga.

1.6.2 Desventajas del sistema oleohidráulico

- ✓ Es un sistema más lento, caro y complejo.
- ✓ Sólo puede transmitir energía, no almacenarla.

1.7 Clasificación de las bombas hidráulicas y sus características.

Las bombas hidráulicas se clasifican en dos grandes grupos o clases:

- Bombas de Desplazamiento Positivo
- Bombas Dinámicas. (Volk, 2005).

Atendiendo a su principio de funcionamiento, pueden clasificarse en los siguientes grupos:

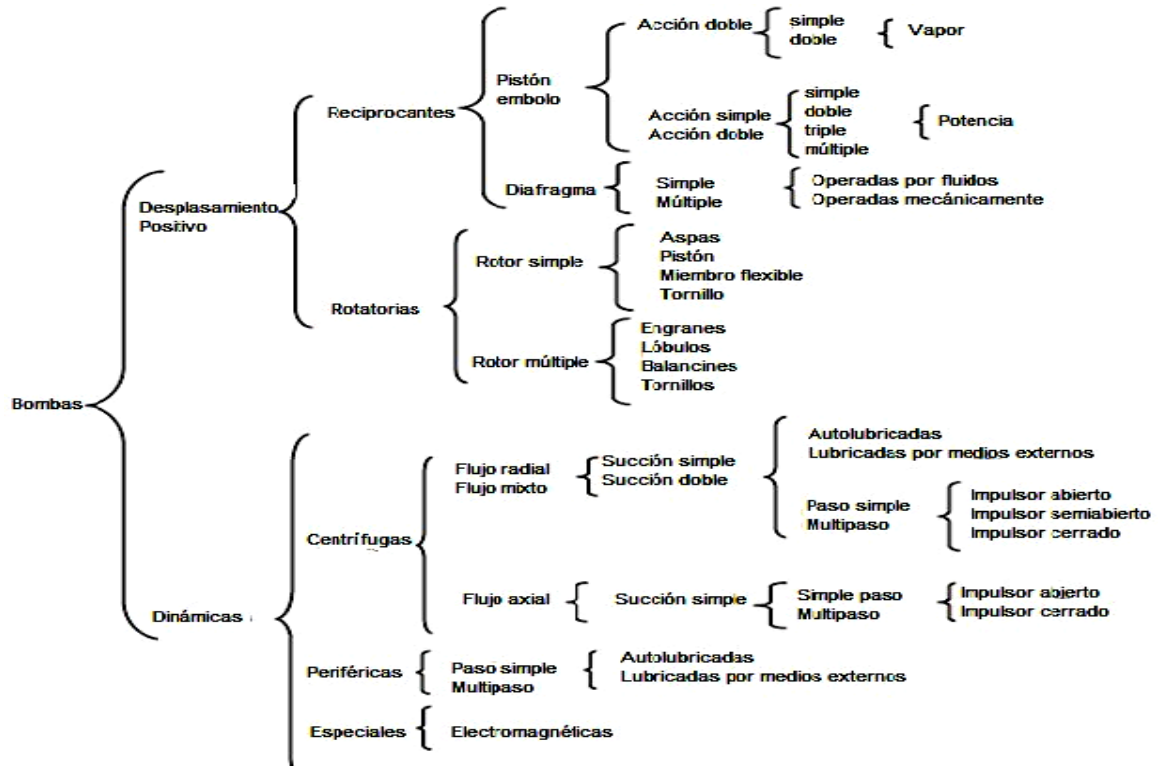


Figura 1.11 Clasificación de las bombas. Fuente: (Reyes & Ortega, 2012).

Las **bombas de desplazamiento positivo** suministran energía a un volumen determinado por cada ciclo de operación (Girdhar, 2005)

Las razones más comunes para utilizar una bomba de desplazamiento positivo son: bombear líquidos viscosos, bombear líquidos dosificados (por ejemplo, en industrias químicas o farmacéuticas) y/o bombear fluidos de alta presión y baja carga. (Bachus, 2003)

Las **bombas dinámicas** se caracterizan por generar un aumento de la presión del fluido a bombear gracias a su componente dinámico principal (el impelente) y su componente estático principal (la voluta) convirtiendo la energía cinética en energía de fluido (Girdhar, 2005). También se conocen con el nombre de roto-dinámicas y se dividen en diferentes subcategorías.

1.7.1 Bombas de caudal variable.

Las bombas de caudal variable se usan para grandes volúmenes donde se requiere una tasa de caudal constante (para transportar agua a través de los

sistemas de tratamiento y distribución). La tasa de descarga de esas bombas varía de acuerdo con la carga (a medida que aumenta la elevación o carga, disminuye el caudal de la bomba). Estas bombas no son autocebantes; por ello, dependen de la carga de succión positiva o de un sello hermético en la entrada de la bomba si el nivel del agua que se va a bombear está por debajo del impulsor de la bomba. El tipo de bomba de caudal variable más común es la centrífuga. (Reyes & Ortega, 2012)

1.7.2 Bombas centrífugas.

Las bombas centrífugas comprenden una clase muy amplia de bombas en las que la generación de presión se logra con la conversión de la energía de un primer elemento (motor eléctrico o turbina) en velocidad o energía cinética. El movimiento rotativo de uno o más impulsores comunica energía al fluido en la forma de un incremento de velocidad, la cual se convierte en energía de presión en la sección de difusión del cuerpo.

A pesar que la bomba centrífuga no es el único tipo de bomba que es posible encontrar, se estima que el 90% de las bombas instaladas en una industria son bombas centrífugas. (Bachus, 2003)

El tipo más básico de bomba centrífuga es la máquina de simple etapa, la cual consiste fundamentalmente en un elemento rotatorio, denominado impulsor o impelente, y una voluta. El fluido es transportado al centro del impulsor y puesto en rotación por sus aspas o álabes. A consecuencia de la acción de la fuerza centrífuga el fluido es despedido de la periferia del impelente con una determinada velocidad y presión. Parte de la energía cinética adquirida por el fluido es convertida en energía de presión por medio de una voluta que se encuentra dentro del casco que recubre el impulsor. Esta voluta describe un pasaje cuya área de sección transversal va en aumento hasta conectar con la brida de descarga de la bomba al sistema de tuberías.

1.7.3 Bombas de engrane

Estas bombas hidráulicas son extremadamente robustas y fiables; ideales para la fabricación de grupos hidráulicos (unidades centrales de potencia hidráulica) utilizadas para mover ya sea cilindros hidráulicos, motores hidráulicos, sistemas de enfriamiento de aceite hidráulico entre otras muchas aplicaciones. Las bombas de engranaje marcan Hydrosila son fabricación 100% europea, fabricadas bajo los más altos estándares de calidad de una empresa fundada en

el año 1930 en Kirovogrado, Ucrania. Desde esa época empezaron con la fabricación de bombas hidráulicas continuando su fabricación hasta la fecha. (D'Addario, 2017)

1.8 Componentes Oleohidráulicos fabricados o comercializados en la empresa

La fábrica posee tres talleres principales, uno para fabricar Cilindros hidráulicos, otro para fabricar Mangueras hidráulicas y el de Carpintería. Se cuenta con talleres auxiliares: el de corte de metales, el de herramental, el de palería, el de Mantenimiento eléctrico y el de Mantenimiento mecánico, área de oficinas, comedor y almacenes. Otro grupo de elementos para completar los equipos fabricados son adquiridos en el mercado internacional de firmas y proveedores que tienen contrato con dicha empresa.

1.8.1 Talleres de maquinado.

En los talleres de maquinado, se efectúa el maquinado de las piezas como los cilindros hidráulicos, mangueras cilíndricas y camisas de cilindros. Estos talleres lo conforman máquinas herramientas, manipuladas por obreros, (tornos simples, automáticos y programados por computadoras (CNC), fresadoras, máquinas de corte (sierra sinfín), taladradoras, rectificadoras, etc. **(ver anexo 1)**

1.8.2 Taller de recubrimiento metálico (cromado)

Aquí se realiza el recubrimiento galvánico de cromado fundamentalmente a los vástagos de los cilindros hidráulicos y otros elementos que lo necesiten para mejorar la resistencia y la dureza del material. **(ver anexo 2)**

1.8.3 Área de mangueras.

Taller donde se realiza el ensamblaje de las mangueras hidráulicas, primero se realiza el bofeo de las mangueras y después se insertan las espigas y racores. **(ver anexo 3)**

1.8.4 Características de la bomba hidráulica importada por la empresa

El tipo de bomba marca Hydrosila es con la que la empresa tiene contrato y por eso será la que se evaluará posteriormente. Las características de la bomba hidráulica de 16 cc/rev marca Hydrosila son:

1. Desplazamiento: 16 cc/rev
2. Presión máxima de trabajo: 250 bar
3. Presión máxima intermitente: 280 bar

- 4. Presión pico: 300 bar
- 5. Material del cuerpo: Aluminio
- 6. RPM máximas: 3000 (D'Addario, 2017)



Bilmak

Figura 1.12 Bomba a engranajes. Fuente: (D'Addario, 2017)

Capítulo II



Capítulo 2. Cálculo del sistema de elevación de la Plataforma Elevadora Móvil de Personal de tijeras.

Para la realización de los cálculos del sistema de elevación de la Plataforma Elevadora Móvil de Personal de tijeras se tomarán varias posiciones de alturas.



Figura 2.1 Plataforma Elevadora Móvil de Personal de tijeras. Fuente: (Elaboración propia)

Partiendo del caso real se procede a realizar el esquema de análisis que se empleará para el cálculo de las fuerzas que intervienen en cada uno de los elementos que conforman el sistema de elevación como se muestra en la figura 2.2. Para la elaboración del esquema de análisis se tomará en consideración una carga máxima sobre la plataforma superior de 3,5 Toneladas; además de contar con cinco cilindros hidráulicos que logran que el sistema se eleve a una altura máxima de 12 m.

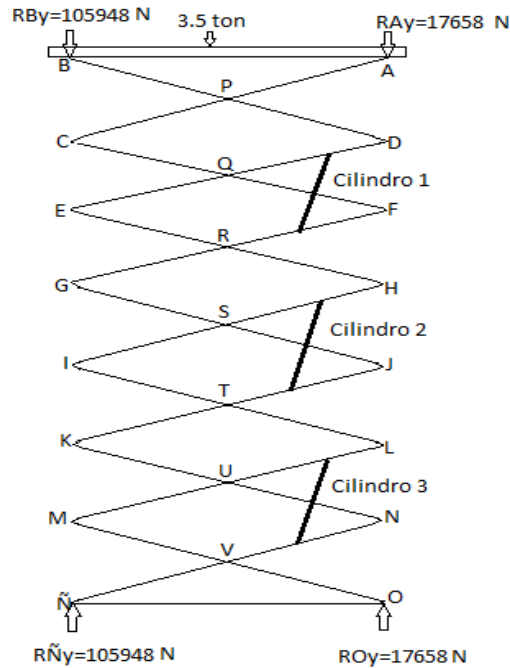


Figura 2.2 Esquema de análisis del sistema de elevación. Fuente: (Elaboración propia)

2.1. Cálculo de las fuerzas y la resistencia sobre la estructura de tijeras

Partiendo del esquema general se tomará una viga de la cruceta para realizar el análisis de equilibrio y determinar las cargas que sobre ella actúa en una posición determinada, como se muestra en la figura 2.3.

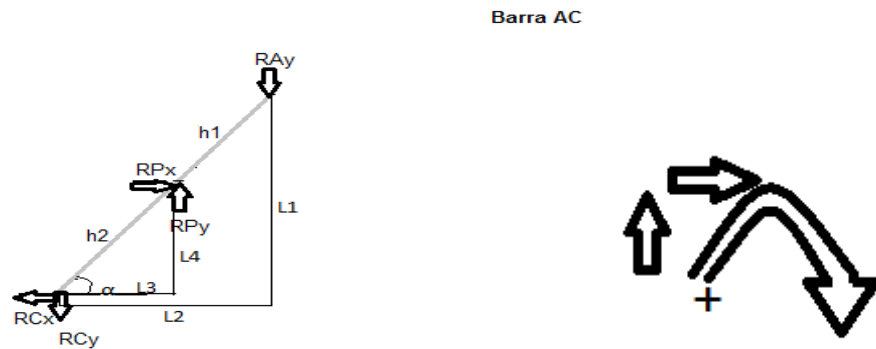


Figura 2.3 Esquema de análisis de la barra AC

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra AC

$$\sum F_x = 0$$

$$RP_x - RC_x = 0 \quad (2.1)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-RC_y + RPy - RAy = 0$$

$$RPy - RC_y = RAy$$

$$R_{Py} - R_{Cy} = 2776.23 \quad (2.2)$$

$$\sum MC = 0$$

$$R_{Px} * (L4) - R_{Py} * (L3) + R_{Ay} * (L2) = 0 \quad (2.3)$$

De igual manera que en la anterior se tomará la barra BD y se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.4.

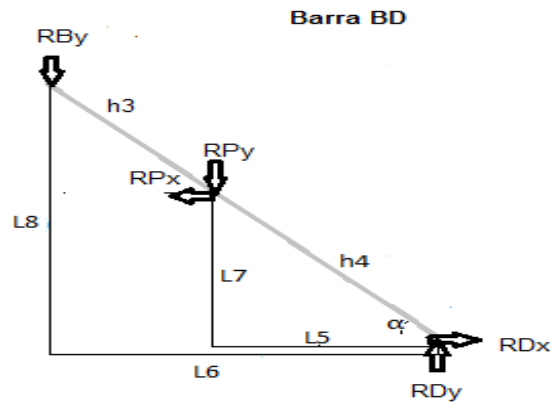


Figura 2.4 Esquema de análisis de la barra BD

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra BD

$$\sum Fx = 0$$

$$-R_{Px} + R_{Dx} = 0 \quad (2.4)$$

$$\sum Fy = 0$$

$$-R_{By} - R_{Py} + R_{Dy} = 0$$

$$-R_{Py} + R_{Dy} = 105948 \quad (2.5)$$

$$\sum MD = 0$$

$$-R_{Py} * (L5) - R_{Px} * (L7) - R_{By} * (L6) = 0$$

$$-R_{Py} * (L5) - R_{Px} * (L7) = 16657.36 * (L6) \quad (2.6)$$

Para la barra DE se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.5.

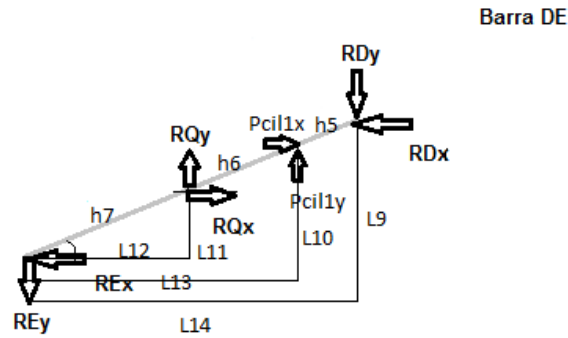


Figura 2.5 Esquema de análisis de la barra DE

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra DE

$$\sum F_x = 0$$

$$-RD_x + P_{cil1x} + RQ_x - RE_x = 0 \quad (2.7)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-RD_y + P_{cil1y} + RQ_y - RE_y = 0 \quad (2.8)$$

$$\sum ME = 0$$

$$RQ_x * (L_{11}) - RQ_y * (L_{12}) + P_{cil1x} * (L_{10}) - P_{cil1y} * (L_{13}) + RD_y * (L_{14}) - RD_x * (L_9) = 0 \quad (2.9)$$

Para la barra CF se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.6.

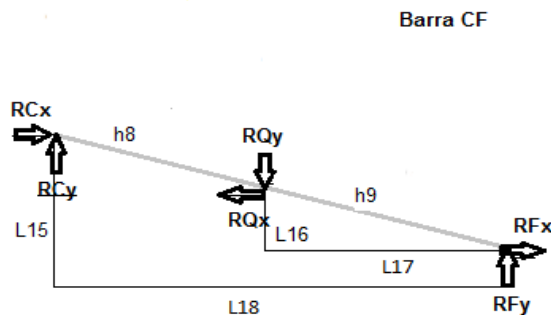


Figura 2.6 Esquema de análisis de la barra CF

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra CF

$$\sum F_x = 0$$

$$RC_x - RQ_x + RF_x = 0 \quad (2.10)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$RC_y - RQ_y + RF_y = 0 \quad (2.11)$$

$$\sum MF = 0$$

$$-RQ_y * (L17) - RQ_x * (L16) + RC_y * (L18) + RC_x * (L15) = 0 \quad (2.12)$$

Para la barra FG se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.7.

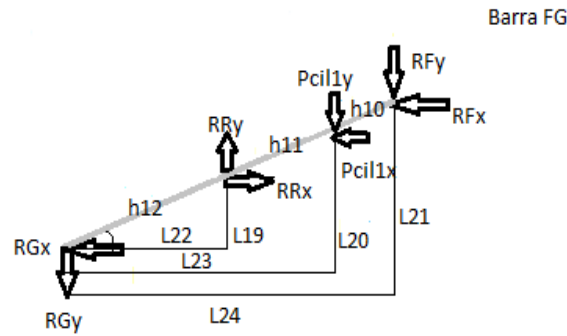


Figura 2.7 Esquema de análisis de la barra FG

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra FG

$$\sum F_x = 0$$

$$-RF_x - Pci1_x + RR_x - RG_x = 0 \quad (2.13)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-RF_y - Pci1_y + RR_y - RG_y = 0 \quad (2.14)$$

$$\sum MG = 0$$

$$-RR_y * (L22) + RR_x * (L19) + Pci1_y * (L23) - Pci1_x * (L20) + RF_y * (L24) - RF_x * (L21) = 0 \quad (2.15)$$

Para la barra EH se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.8.

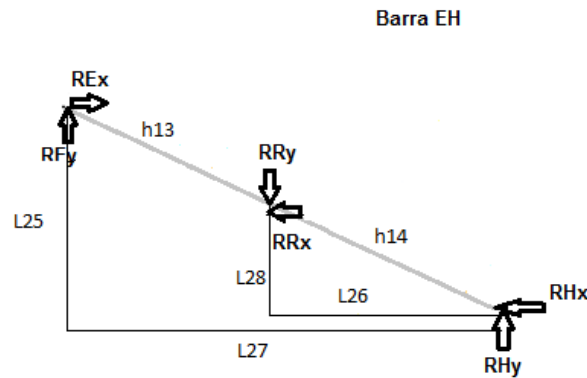


Figura 2.8 Esquema de análisis de la barra EH

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra EH

$$\sum Fx = 0$$

$$REx - RRx - RHx = 0 \quad (2.16)$$

$$\sum Fy = 0$$

$$REy - R Ry + RHy = 0 \quad (2.17)$$

$$\sum MH = 0$$

$$-RRx * (L28) - R Ry * (L26) + REx * (L25) + REy * (L27) = 0 \quad (2.18)$$

Para la barra GJ se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.9.

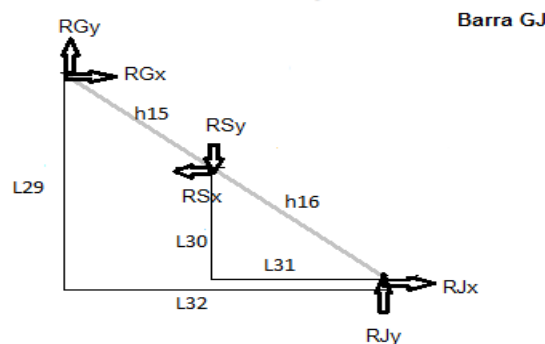


Figura 2.9 Esquema de análisis de la barra GJ

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra GJ

$$\sum Fx = 0$$

$$RGx - RSx + RJx = 0 \quad (2.19)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$RG_y - RS_y + RJ_y = 0 \quad (2.20)$$

$$\sum MJ = 0$$

$$RS_x * (L30) - RS_y * (L31) + RG_y * (L32) + RG_x * (L29) = 0 \quad (2.21)$$

Para la barra HI se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.10.

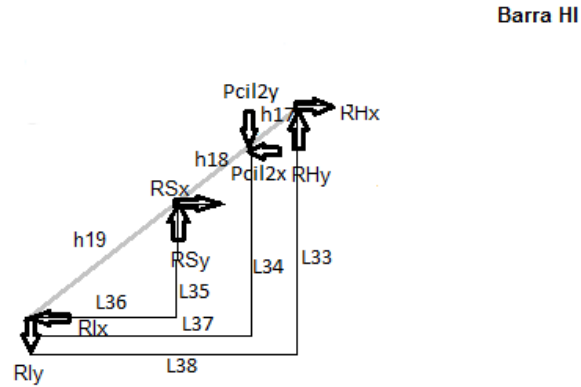


Figura 2.10 Esquema de análisis de la barra HI

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra HI

$$\sum F_x = 0$$

$$RH_x - Pcil2_x + RS_x - Rlx = 0 \quad (2.22)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$RHy - Pcil2y + RSy - Rly = 0 \quad (2.23)$$

$$\sum MI = 0$$

$$-RS_y * (L36) + RS_x * (L35) - Pcil2_x * (L34) + Pcil2_y * (L37) - RHy * (L38) + RH_x * (L33) = 0 \quad (2.24)$$

Para la barra JK se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.11.

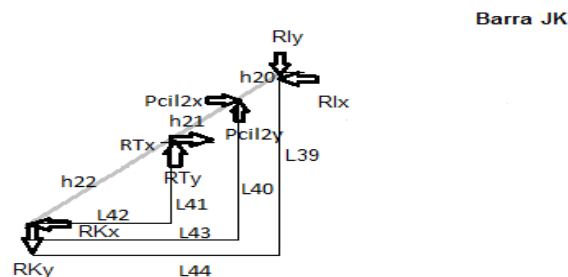


Figura 2.11 Esquema de análisis de la barra JK

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra JK

$$\sum F_x = 0$$

$$-R_{Jx} + P_{cil2x} + R_{Tx} - R_{Kx} = 0 \quad (2.25)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-R_{Jy} + P_{cil2y} + R_{Ty} - R_{Ky} = 0 \quad (2.26)$$

$$\sum M_K = 0$$

$$-R_{Ty} * (L_{42}) + R_{Tx} * (L_{41}) - P_{cil2y} * (L_{43}) + P_{cil2x} * (L_{40}) + R_{Jy} * (L_{44}) - R_{Jx} * (L_{39}) = 0 \quad (2.27)$$

Para la barra IL se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.12.

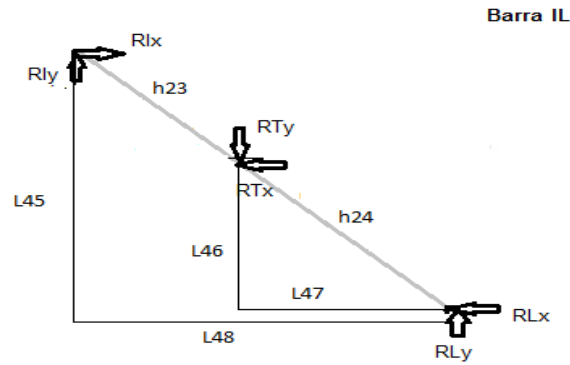


Figura 2.12 Esquema de análisis de la barra IL

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra IL

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{Ix} - R_{Tx} - R_{Lx} = 0 \quad (2.28)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Iy} - R_{Ty} + R_{Ly} = 0 \quad (2.29)$$

$$\sum M_L = 0$$

$$-R_{Ty} * (L_{47}) - R_{Tx} * (L_{46}) + R_{Iy} * (L_{48}) + R_{Ix} * (L_{45}) = 0 \quad (2.30)$$

Como los cilindros 2 y 3 se encuentran en la misma posición y tienen los mismos ángulos $P_{cil2} = P_{cil3}$

Para la barra LM se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.13.

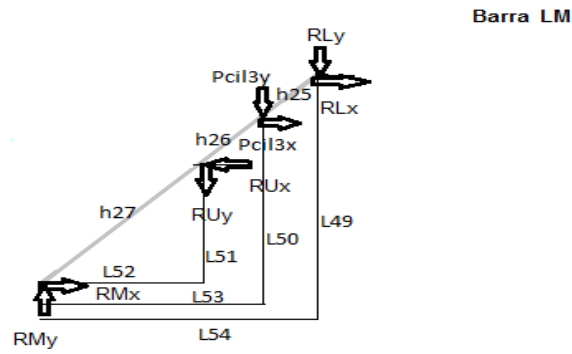


Figura 2.13 Esquema de análisis de la barra LM

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra LM

$$\sum F_x = 0$$

$$RL_x + Pcil3_x - RU_x + RM_x = 0 \quad (2.31)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-RL_y - Pcil3_y - RU_y + RM_y = 0 \quad (2.32)$$

$$\sum MM = 0$$

$$RU_y * (L52) - RU_x * (L51) + Pcil3_y * (L53) + Pcil3_x * (L50) + RL_y * (L54) + RL_x * (L49) = 0 \quad (2.33)$$

Para la barra KN se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.14.

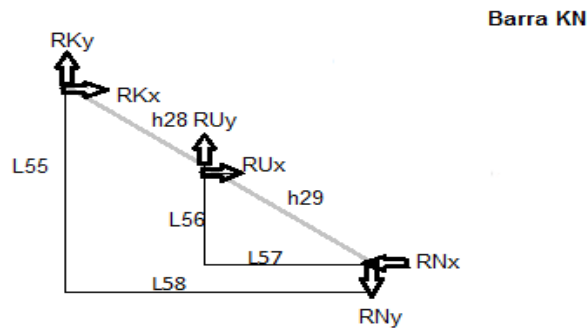


Figura 2.14 Esquema de análisis de la barra KN

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra KN

$$\sum F_x = 0$$

$$RK_x + RU_x - RN_x = 0 \quad (2.34)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$RK_y + RU_y - RN_y = 0 \quad (2.35)$$

$$\sum MN = 0$$

$$RUx * (L56) + RUy * (L57) + RKy * (L58) + RKx * (L55) = 0 \quad (2.36)$$

Para la barra NÑ se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.15.

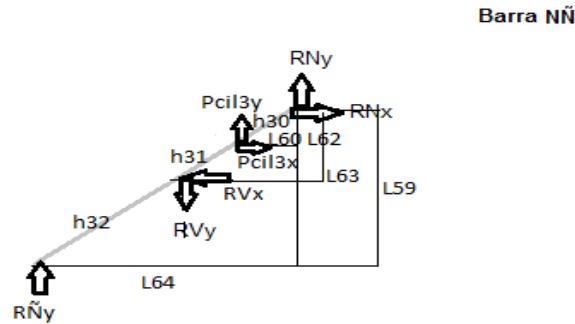


Figura 2.15 Esquema de análisis de la barra NÑ

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para la barra NÑ

$$\sum Fx = 0$$

$$RNx + Pcil3x - RVx = 0 \quad (2.37)$$

$$\sum Fy = 0$$

$$RNy + Pcil3y - RVy + RÑy = 0$$

$$-RNy - Pcil3y + RVy = 16657.36 \quad (2.38)$$

$$\sum MN = 0$$

$$-Pcil3x * (L62) + Pcil3y * (L60) + RVx * (L63) - RVy * (L61) + RÑy * (L64) = 0$$

(2.39)

Para la barra MO se plantearán las ecuaciones de equilibrio, como se muestra en la figura 2.16.

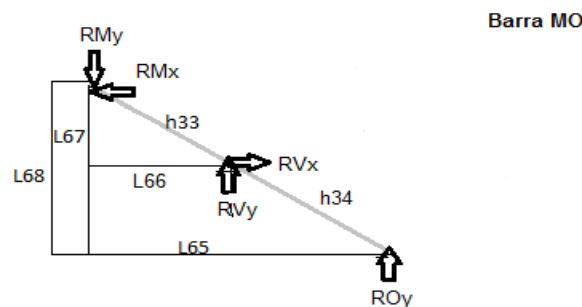


Figura 2.16 Esquema de análisis de la barra MO

Aplicando las ecuaciones de equilibrio para barra MO

$$\sum F_x = 0$$
$$-RM_x + RV_x = 0 \quad (2.40)$$

$$\sum F_y = 0$$
$$-RM_y + RV_y + RO_y = 0$$
$$RM_y - RV_y = 2776.23 \quad (2.41)$$

$$\sum M = 0$$
$$-RV_x * (L67) - RV_y * (L66) = RO_y * (L65) \quad (2.42)$$

Partiendo de los análisis realizados a cada una de las barras se obtiene un sistema de 42 ecuaciones con 42 incógnitas lo cual sería muy engorroso su solución manualmente, para ello se empleará la ayuda del software MATLAB (28 de febrero del 2018) para cuatro posiciones principales en las que se encuentra el sistema de elevación, los resultados obtenidos se pueden ver en los anexos como se desglosa a continuación:

- Resultados del sistema de ecuaciones cuando las tijeras se encuentran con un Ángulo de 15 grados **(ver anexo 4)**
- Resultados del sistema de ecuaciones cuando las tijeras se encuentran con un Ángulo de 30 grados **(ver anexo 5)**
- Resultados del sistema de ecuaciones cuando las tijeras se encuentran con un Ángulo de 45 grados **(ver anexo 6)**
- Resultados del sistema de ecuaciones cuando las tijeras se encuentran con un Ángulo de 60 grados **(ver anexo 7)**

2.2 Cálculo de comprobación de las vigas que conforman la tijera

Para el dimensionamiento de la sección de las barras, se realiza el estudio con la L-M, la más cargada. En primer lugar, se trasladará las reacciones verticales y horizontales que se han generado en los apoyos de la misma, al ángulo que presenta la barra con la horizontal como se muestra en la figura 2.17. Consiguiendo con ello que dichas reacciones se trasladen del eje de coordenadas global (x-y) al eje de coordenadas local de la barra (x'-y'). Teniendo todas las reacciones en el eje de coordenadas local, se puede realizar el diagrama de momento flector y esfuerzo normal, obteniendo con ello el momento

flector máximo y la tensión axial máxima, con la cual se realiza el dimensionamiento de la sección de la barra más solicitada.

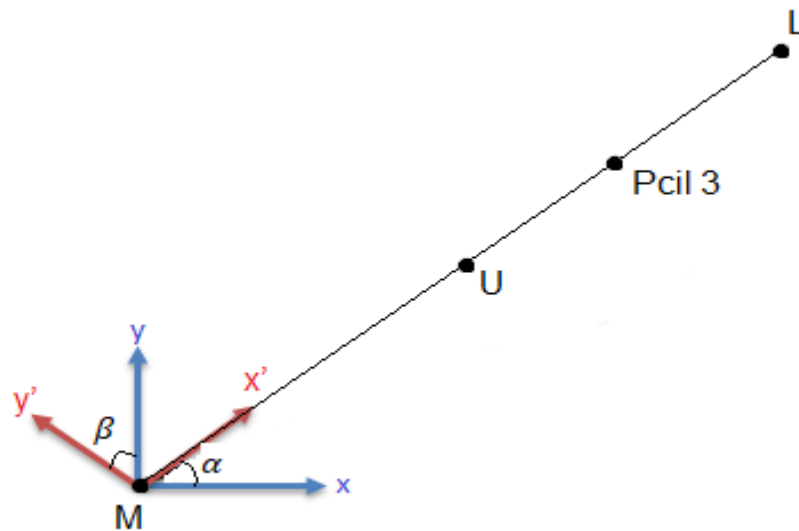


Figura 2.17 Esquema de análisis de la barra más solicitada

A continuación, se pone la barra en posición horizontal.

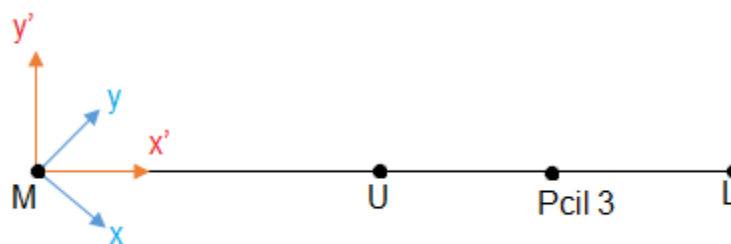


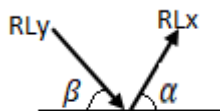
Figura 2.18 Esquema de análisis de la barra en posición horizontal

Se procede entonces a proyectar las cargas a lo largo del eje X y Y sobre los ejes X' y Y' respectivamente en cada punto.

1er caso: para 15 grados

$$\alpha = 15 \text{ grados}$$

$$\beta = 75 \text{ grados}$$



$$VLx = \text{sen}\alpha * RLx \quad (2.43)$$

$$VLy = \text{cos}\beta * RLy \quad (2.44)$$

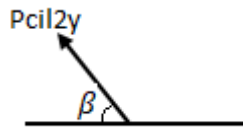
$$RT1 = VLx - VLy \quad (2.45)$$

$$RT1 = -100.164 \text{ N}$$

Donde:

VLx : componente en el eje x de la reacción RLx

VLy : componente en el eje y de la reacción RLy



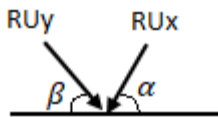
$$VPcil\ 2y = \cos\beta * Pcil\ 2y \quad (2.46)$$

$$RT2 = Pcil2y * \cos\beta \quad (2.47)$$

$$RT2 = 36969.459\ N$$

Donde:

$VPcil\ 2y$: componente en el eje y de la reacción $Pcil\ 2y$



$$VUx = \text{sen}\alpha * RUX \quad (2.48)$$

$$VUy = \cos\beta * RUy \quad (2.49)$$

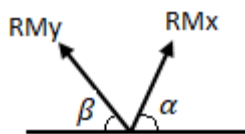
$$RT3 = -VUx - VUy \quad (2.50)$$

$$RT3 = -53747.75\ N$$

Donde:

VUx : componente en el eje x de la reacción RUX

VUy : componente en el eje y de la reacción RUy



$$VMx = \text{sen}\alpha * RMx \quad (2.51)$$

$$VMy = \cos\beta * RMy \quad (2.52)$$

$$RT4 = VMx + VMy \quad (2.53)$$

$$RT4 = 16878.501\ N$$

Donde:

VMx : componente en el eje x de la reacción RMx

VMy : componente en el eje y de la reacción RMy

Partiendo de las cargas que actúan en la viga más cargada (L-M) se procede a construir los diagramas de cortante y momento flector, para la construcción de

este último se empleará el método de las áreas como aparece referenciado en los libros de resistencia de materiales. (Fèrnandez, 1983)

$$A1 = b * h$$

$$A1 = 16878.501 * 1.265$$

$$A1 = 21351.304 \text{ N} * \text{m}$$

$$A3 = b * h$$

$$A3 = -100.164 * 0.6325$$

$$A3 = -63.354 \text{ N} * \text{m}$$

Donde:

A: A1, A2 y A3 áreas bajo la curva del cortante para los tramos 1, 2 y 3 respectivamente.

b: base del rectángulo

h: altura del rectángulo

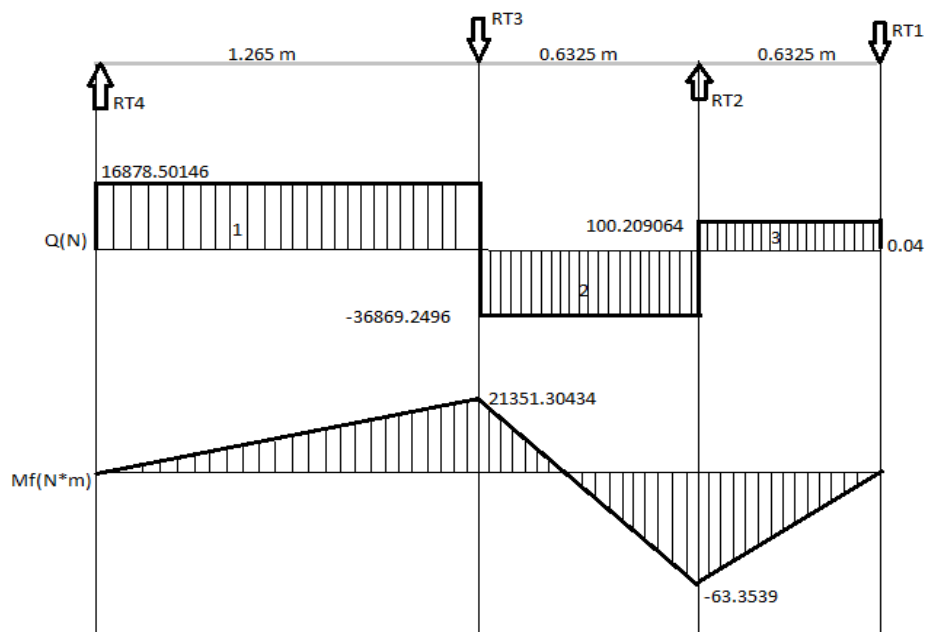
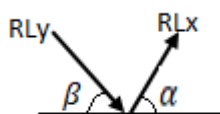


Figura 2.18 Diagrama de momento de la barra más solicitada

2do caso: para 30 grados

$$\alpha = 30 \text{ grados}$$

$$\beta = 60 \text{ grados}$$



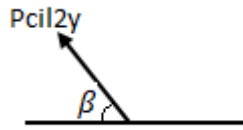
$$VLx = \text{sena} \alpha * RLx$$

$$(2.54)$$

$$VLy = \cos\beta * RLy \quad (2.55)$$

$$RT1 = VLx - VLy \quad (2.56)$$

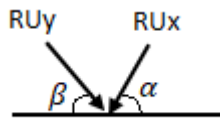
$$RT1 = -3517.901 \text{ N}$$



$$VP_{cil\ 2y} = \cos\beta * P_{cil\ 2y} \quad (2.57)$$

$$RT2 = P_{cil2y} * \cos\beta \quad (2.58)$$

$$RT2 = 29717.748 \text{ N}$$

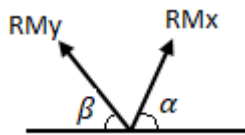


$$VUx = \sin\alpha * RUx \quad (2.59)$$

$$VUy = \cos\beta * RUy \quad (2.60)$$

$$RT3 = -VUx - VUy \quad (2.61)$$

$$RT3 = -41332.718 \text{ N}$$



$$VMx = \sin\alpha * RMx \quad (2.62)$$

$$VMy = \cos\beta * RMy \quad (2.63)$$

$$RT4 = VMx + VMy \quad (2.64)$$

$$RT4 = 15132.826 \text{ N}$$

$$A1 = b * h$$

$$A1 = 15132.826 * 1.265$$

$$A1 = 19143.026 \text{ N} * m$$

$$A3 = b * h$$

$$A3 = -3517.901 * 0.6325$$

$$A3 = -2225.072 \text{ N} * m$$

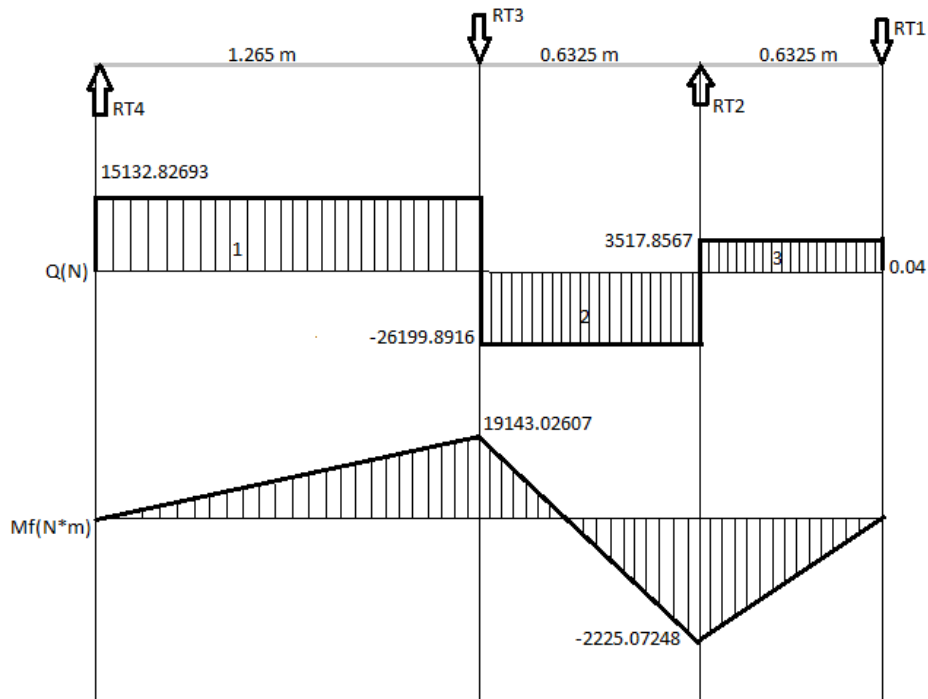
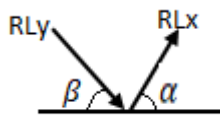


Figura 2.19 Diagrama de momento de la barra más solicitada

3er caso: para 45 grados

$\alpha = 45 \text{ grados}$

$\beta = 45 \text{ grados}$

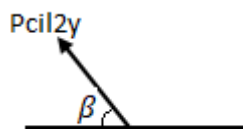


$$VLx = \text{sen}\alpha * RLx \quad (2.65)$$

$$VLy = \text{cos}\beta * RLy \quad (2.66)$$

$$RT1 = VLx - VLy \quad (2.67)$$

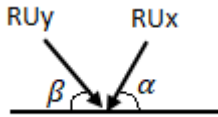
$$RT1 = -7324.966 \text{ N}$$



$$VPcil\ 2y = \text{cos}\beta * Pcil\ 2y \quad (2.68)$$

$$RT2 = Pcil2y * \text{cos}\beta \quad (2.69)$$

$$RT2 = 19811.852 \text{ N}$$

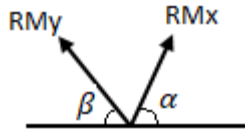


$$VUx = \text{sen}\alpha * RUx \quad (2.70)$$

$$VUy = \cos\beta * RUy \quad (2.71)$$

$$RT3 = -VUx - VUy \quad (2.72)$$

$$RT3 = -24842.798 \text{ N}$$



$$VMx = \text{sen}\alpha * RMx \quad (2.73)$$

$$VMy = \cos\beta * RMy \quad (2.74)$$

$$RT4 = VMx + VMy \quad (2.75)$$

$$RT4 = 12355.912 \text{ N}$$

$$A1 = b * h$$

$$A1 = 12355.912 * 1.265$$

$$A1 = 15630.228 \text{ N} * m$$

$$A3 = b * h$$

$$A3 = -7324.966 * 0.6325$$

$$A3 = -4633.041 \text{ N} * m$$

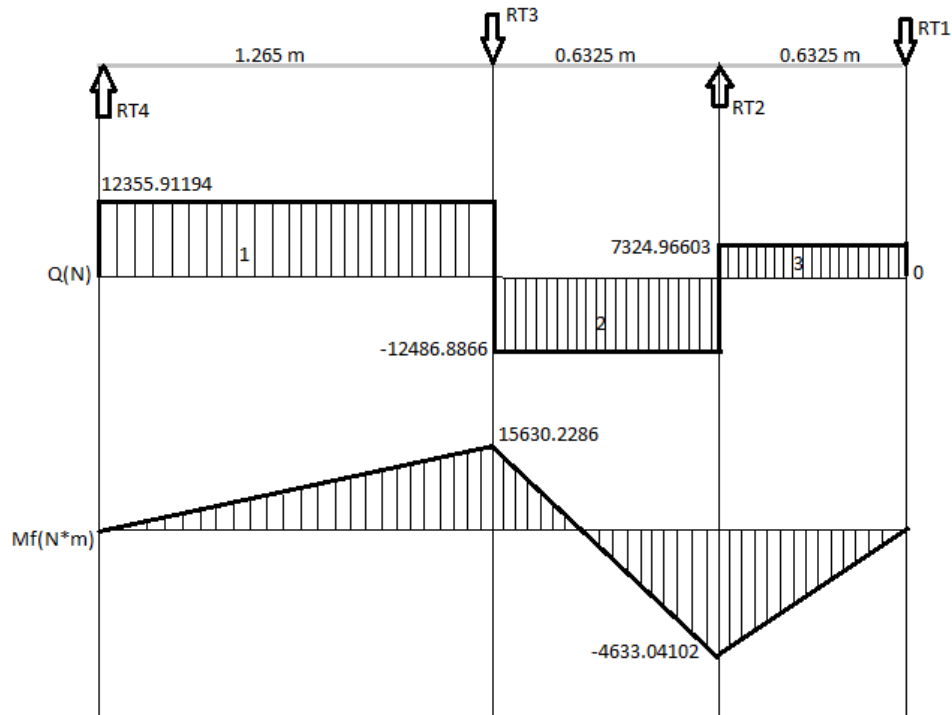
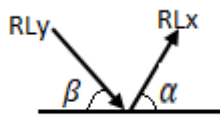


Figura 2.20 Diagrama de momento de la barra más solicitada

4to caso: para 60 grados

$\alpha = 60$ grados

$\beta = 30$ grados

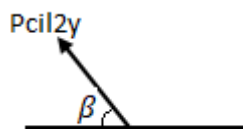


$$VLx = \text{sen}\alpha * RLx \quad (2.76)$$

$$VLy = \text{cos}\beta * RLy \quad (2.77)$$

$$RT1 = VLx - VLy \quad (2.78)$$

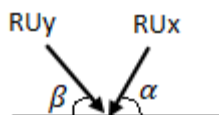
$$RT1 = -9282.702 \text{ N}$$



$$VPcil\ 2y = \text{cos}\beta * Pcil\ 2y \quad (2.79)$$

$$RT2 = Pcil2y * \text{cos}\beta \quad (2.80)$$

$$RT2 = 9905.926 \text{ N}$$

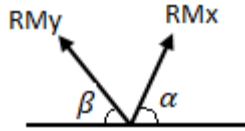


$$VUx = \text{sen}\alpha * RUx \quad (2.81)$$

$$VUy = \cos\beta * RUy \quad (2.82)$$

$$RT3 = -VUx - VUy \quad (2.83)$$

$$RT3 = -9360.173 \text{ N}$$



$$VMx = \text{sen}\alpha * RMx \quad (2.84)$$

$$VMy = \cos\beta * RMy \quad (2.85)$$

$$RT4 = VMx + VMy \quad (2.86)$$

$$RT4 = 8736.949 \text{ N}$$

$$A1 = b * h$$

$$A1 = 8736.949 * 1.265$$

$$A1 = 11052.240 \text{ N} * \text{m}$$

$$A3 = b * h$$

$$A3 = -9282.702 * 0.6325$$

$$A3 = -5871.309 \text{ N} * \text{m}$$

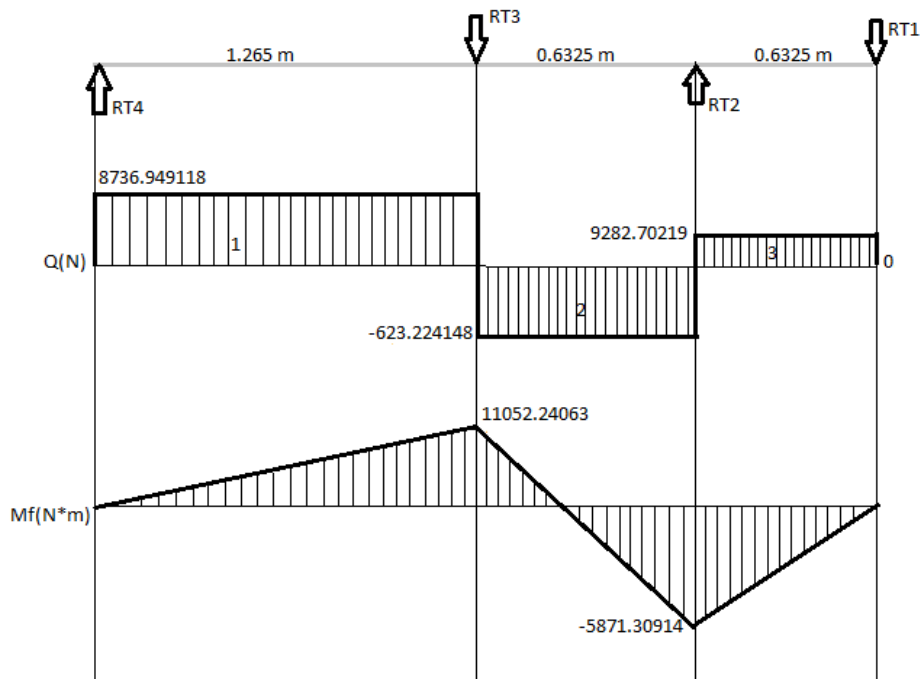
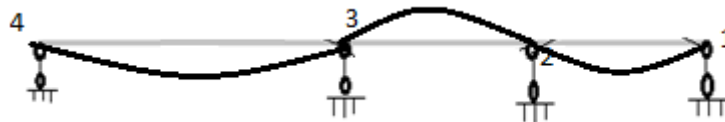


Figura 2.21 Diagrama de momento de la barra más solicitada

Por lo tanto por lo antes calculado se llega a la conclusión que la posición que mayor momento flector genera es a 15 grados con un momento de $21351.304 \text{ N} \cdot \text{m}$; por lo que este será el valor utilizado para el cálculo del factor de seguridad de la barra más solicitada LM.

2.2.1 Cálculo de la flecha

Para el cálculo de la flecha (Pisarenko, 1979) se empleará el método de la viga equivalente. En la práctica ingenieril se tiene que efectuar el cálculo de vigas sometidas a flexión no solo a la resistencia, sino también a la rigidez o deformabilidad. La deformabilidad de la viga en una sección dada se caracteriza por la flecha y y el ángulo de giro θ , se puede obtener la información sobre y y θ como funciones del eje de coordenadas que coincide con el eje de la viga, conociendo la ecuación del eje flexionando de la viga (línea elástica).



$$y_1 = 0 \quad y_2 = 0$$

$$E * I_x * y_2 = E * I_x * y_1 + E * I_x * \theta_1 * 0.63 + \frac{-RT_1 * (0.63 - 0)^3}{6}$$

$$E * I_x * \theta_1 = \frac{-RT_1 * 0.63^3}{6 * 0.63}$$

$$E * I_x * \theta_1 = -6.63$$

$$E * I_x * y_A = E * I_x * y_1 + E * I_x * \theta_1 * 0.315 + \frac{-RT_1 * 0.315^3}{6}$$

$$E * I_x * y_A = -6.63 * 0.315 + \frac{-100.164 * 0.315^3}{6}$$

$$y_A = \frac{-2.61}{E * I_x}$$

$$y_A = \frac{-2.61}{2 * 10^{11} * 1.4 * 10^{-5}}$$

$$y_A = -9.32 * 10^{-7}$$

$$I_x = \frac{b * a^3}{12}$$

$$I_x = \frac{0.05 * 0.15^3}{12}$$

$$I_x = 1.4 * 10^{-5} \text{ m}^4$$

Donde:

a: altura del ala

b: ancho del ala

E: módulo de elasticidad del material

I_x: momento de inercia

θ: ángulo de giro

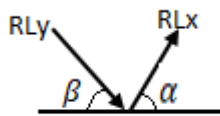
y₁ y y₂: flechas en los puntos 1 y 2 respectivamente

2.2.2 Cálculo de pandeo de la barra más solicitada (L-M).

Para el cálculo de las barras comprimidas por pandeo se utilizará el método de los coeficientes de disminución de la tensión admisible básica. Se llevará a cabo el cálculo de la resultante en cada punto para conocer la fuerza axial que existe en cada uno de ellos, de la cual la mayor se compara con la tensión crítica con el fin de saber si la barra pandea o no. (Pisarenko, 1979)

$$\alpha = 15^\circ$$

$$\beta = 75^\circ$$

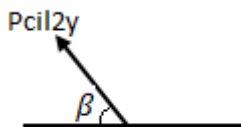


$$VLx = \cos \alpha * RLx \quad (2.87)$$

$$VLy = \sin \beta * RLy \quad (2.88)$$

$$RT1 = VLx - VLy \quad (2.89)$$

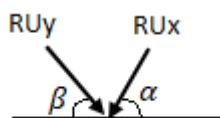
$$RT1 = 5437.54 \text{ N}$$



$$VPCil \ 2y = \sin \beta * Pcil \ 2y \quad (2.90)$$

$$RT2 = Pcil2y * \sin \beta \quad (2.91)$$

$$RT2 = 9905.94 \text{ N}$$

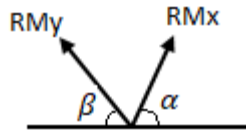


$$VUx = \cos \alpha * RUx \quad (2.92)$$

$$VUy = \sin \beta * RUy \quad (2.93)$$

$$RT3 = -VUx - VUy \quad (2.94)$$

$$RT3 = -53745.19 \text{ N}$$



$$VMx = \cos\alpha * RMx \quad (2.95)$$

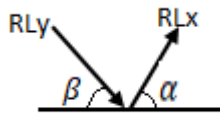
$$VMy = \sin\beta * RMy \quad (2.96)$$

$$RT4 = VMx + VMy \quad (2.97)$$

$$RT4 = 38401.75 \text{ N}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$\beta = 60^\circ$$

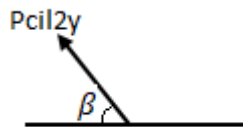


$$VLx = \cos\alpha * RLx \quad (2.98)$$

$$VLy = \sin\beta * RLy \quad (2.99)$$

$$RT1 = VLx - VLy \quad (2.100)$$

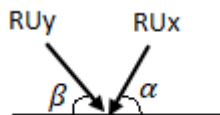
$$RT1 = -2482.57 \text{ N}$$



$$VPcil \ 2y = \sin\beta * Pcil \ 2y \quad (2.101)$$

$$RT2 = Pcil2y * \sin\beta \quad (2.102)$$

$$RT2 = 29717.74 \text{ N}$$

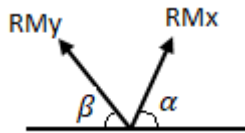


$$VUx = \cos\alpha * RUx \quad (2.103)$$

$$VUy = \sin\beta * RUy \quad (2.104)$$

$$RT3 = -VUx - VUy \quad (2.105)$$

$$RT3 = -48787.08 \text{ N}$$



$$VMx = \cos\alpha * RMx \quad (2.106)$$

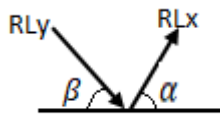
$$VMy = \sin\beta * RMy \quad (2.107)$$

$$RT4 = VMx + VMy \quad (2.108)$$

$$RT4 = 21551.85 \text{ N}$$

$$\alpha = 45^\circ$$

$$\beta = 45^\circ$$

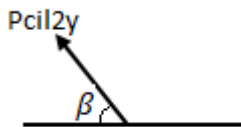


$$VLx = \cos\alpha * RLx \quad (2.109)$$

$$VLy = \sin\beta * RLy \quad (2.110)$$

$$RT1 = VLx - VLy \quad (2.111)$$

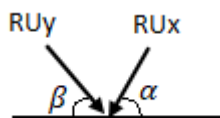
$$RT1 = -7324.97 \text{ N}$$



$$VPcil\ 2y = \sin\beta * Pcil\ 2y \quad (2.112)$$

$$RT2 = Pcil2y * \sin\beta \quad (2.113)$$

$$RT2 = 19811.85 \text{ N}$$

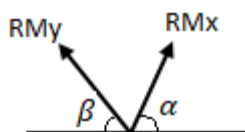


$$VUx = \cos\alpha * RUx \quad (2.114)$$

$$VUy = \sin\beta * RUy \quad (2.115)$$

$$RT3 = -VUx - VUy \quad (2.116)$$

$$RT3 = -24842.80 \text{ N}$$



$$VMx = \cos\alpha * RMx \quad (2.117)$$

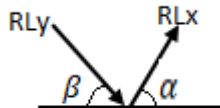
$$VMy = \sin\beta * RMy \quad (2.118)$$

$$RT4 = VMx + VMy \quad (2.119)$$

$$RT4 = 12355.91$$

$$\alpha = 60^\circ$$

$$\beta = 30^\circ$$

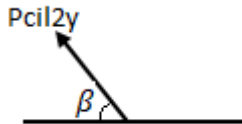


$$VLx = \cos\alpha * RLx \quad (2.120)$$

$$VLy = \sin\beta * RLy \quad (2.121)$$

$$RT1 = VLx - VLy \quad (2.122)$$

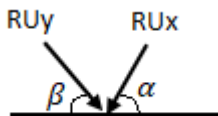
$$RT1 = -9627.81 \text{ N}$$



$$VPcil\ 2y = \sin\beta * Pcil\ 2y \quad (2.123)$$

$$RT2 = Pcil2y * \sin\beta \quad (2.124)$$

$$RT2 = 9905.94 \text{ N}$$

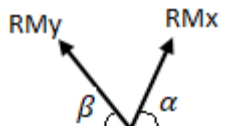


$$VUx = \cos\alpha * RUx \quad (2.125)$$

$$VUy = \sin\beta * RUy \quad (2.126)$$

$$RT3 = -VUx - VUy \quad (2.127)$$

$$RT3 = -6875.39 \text{ N}$$



$$VMx = \cos\alpha * RMx \quad (2.128)$$

$$VMy = \sin\beta * RMy \quad (2.129)$$

$$RT4 = VMx + VMy \quad (2.130)$$

$$RT4 = 6597.27 \text{ N}$$

La fuerza axial máxima es de 38401.75 N

$$\lambda_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{\Pi^2 * E}{\sigma_{pr}}} \approx 100$$

$$\lambda_{\text{lim}} = 99.34$$

Donde:

λ_{lim} : coeficiente de esbeltez

E: módulo de elasticidad= $2*10^6 \text{ kgf/cm}^2$

σ_{pr} : límite de proporcionalidad= 2000 kgf/cm^2

$$\lambda = \frac{v * l}{i \text{ min}}$$

$$\lambda = \frac{0.5 * 2.53}{0.014}$$

$$\lambda = 90.36$$

Donde:

i min: radio de giro principal mínimo

v: coeficiente de reducción de la longitud

l: longitud real de la barra

$$i \text{ min} = \sqrt{\frac{I_{\text{min}}}{A}}$$

$$i \text{ min} = \sqrt{\frac{1.56 * 10^{-6}}{0.05 * 0.15}}$$

$$i \text{ min} = 0.014 \text{ m}$$

Donde:

I_{min} : momento de inercia axial mínimo

$$I_y = \frac{b^3 * a}{12}$$

$$I_y = \frac{0.05^3 * 0.15}{12}$$

$$I_y = 1.56 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

Donde:

a: altura de la barra

b: ancho de la barra

Como $\lambda < \lambda_{\text{lim}}$ no se puede aplicar la fórmula de Euler

Para el acero CT3 (Pisarenko, 1979)

$$a = 3100 \text{ kgf/cm}^2$$

$$b = 11.4 \text{ kgf/cm}^2$$

$$c = 0$$

Donde:

a, b, c: coeficientes empíricos

$$\sigma_{crit} = a - b * \lambda + c * \lambda^2$$

$$\sigma_{crit} = 3100 - 11.4 * 90.36$$

$$\sigma_{crit} = 2069.89 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 2.03 * 10^8 \text{ Pa}$$

$$P_{crit} = \sigma_{crit} * A$$

$$P_{crit} = 2.03 * 10^8 * 0.05 * 0.15$$

$$P_{crit} = 1522500 \text{ N}$$

Por tanto, como P_{crit} es mayor que la fuerza axial $1522500 \text{ N} > 38401.75 \text{ N}$ no falla por pandeo.

Factor de seguridad

$$ns = \frac{P_{crit}}{38401.75} = 1522500 / 38401.75 = 39.65$$

2.2.3 Cálculo de las fuerzas que tiene que generar el cilindro

En este apartado se va a calcular la posición más desfavorable en lo que se refiere a los esfuerzos a los que están sometidos los distintos componentes. Atendiendo a las componentes de las fuerzas en las direcciones X e Y de los cilindros se calcula la resultante para obtener la fuerza mínima que debe generar cada uno en las diferentes posiciones críticas en las que se encuentran.

Para 15 grados:

Cilindro 1

$$F = \sqrt{20594.7^2 + 39092.81^2}$$

$$F = 44185.851 * 2 = 88371.702 \text{ N}$$

Donde:

Pcil1x: Fuerza del cilindro 1 en la componente x

Pcil1y: Fuerza del cilindro 2 en la componente y

Cilindro 2

$$F = \sqrt{0^2 + 38273.6^2}$$

$$F = 38273.6 * 2 = 76547.2 \text{ N}$$

Donde:

Pcil2x: Fuerza del cilindro 2 en la componente x

Pcil2y: Fuerza del cilindro 2 en la componente y

Para 30 grados

Cilindro 1

$$F = \sqrt{P_{cil1x}^2 + P_{cil1y}^2}$$

$$F = \sqrt{6655,298^2 + 41757,6^2}$$

$$F = 42284.63 * 2 = 84569.26 \text{ N}$$

Cilindro 2

$$F = \sqrt{P_{cil2x}^2 + P_{cil2y}^2}$$

$$F = \sqrt{0^2 + 34315,1^2}$$

$$F = 34315.1 * 2 = 68630.2 \text{ N}$$

Como los cilindros 2 y 3 son iguales cada uno debe generar 34315.1 N

Para 45 grados

Cilindro 1

$$F = \sqrt{P_{cil1x}^2 + P_{cil1y}^2}$$

$$F = \sqrt{14080,12^2 + 41934,34^2}$$

$$F = 44235.04 * 2 = 88470.08 \text{ N}$$

Cilindro 2

$$F = \sqrt{P_{cil2x}^2 + P_{cil2y}^2}$$

$$F = \sqrt{0^2 + 28018,19^2}$$

$$F = 28018.19 * 2 = 56036.38 \text{ N}$$

Como los cilindros 2 y 3 son iguales cada uno debe generar 28018.19 N

Para 60 grados

Cilindro 1

$$F = \sqrt{P_{cil1x}^2 + P_{cil1y}^2}$$

$$F = \sqrt{15363,65^2 + 39818,26^2}$$

$$F = 42679.45 * 2 = 85358.9 \text{ N}$$

Cilindro 2

$$F = \sqrt{P_{cil2x}^2 + P_{cil2y}^2}$$

$$F = \sqrt{0^2 + 19811,85^2}$$

$$F = 19811.85 * 2 = 39623.7 \text{ N}$$

Como los cilindros 2 y 3 son iguales cada uno debe generar 19811.85 N

La posición más crítica para los cilindros será para 15 grados.

2.3. Diseño del sistema hidráulico de la plataforma de tijeras.

Para el cálculo de comprobación de los sistemas hidráulicos de forma general es necesario determinar un grupo de parámetros como es conocer todos los elementos que conforman dicho sistema, además aplicar las ecuaciones de Bernoulli y tener en cuenta un esquema hidráulico de la plataforma de tijeras como se muestra en la figura 2.22

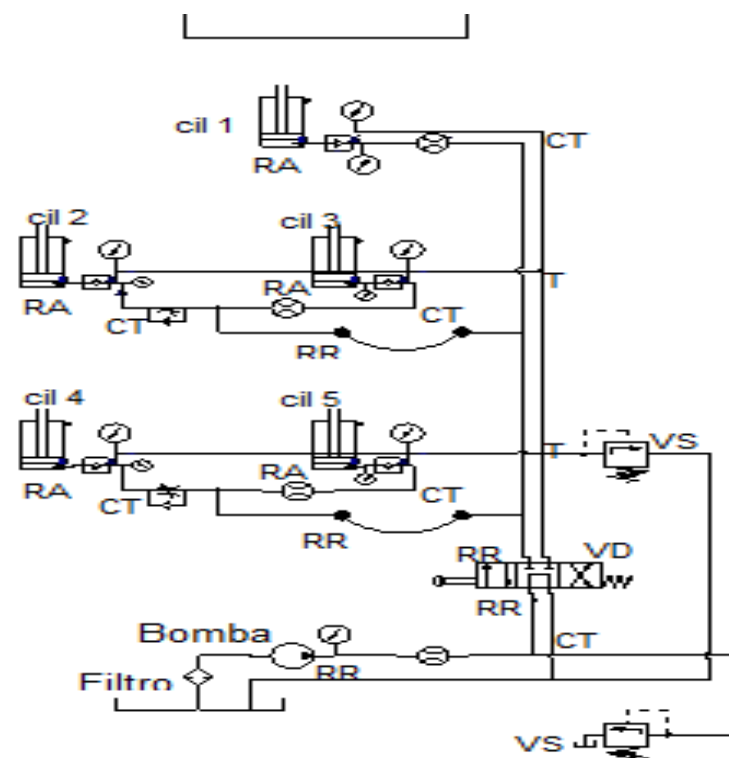


Figura 2.22 Esquema del sistema hidráulico de la plataforma de tijera

Leyenda:

1. RR: Racor Recto
2. RA: Racor Acodado
3. CT: Codos de Tuberías
4. T: Racor Recto por efecto de las T
5. VD: Válvula Direccional
6. VS: Válvula de Seguridad

Para el diseño del sistema se realizaron los cálculos siguientes. Partiremos de la ecuación de Bernoulli: (Borges, 2017)

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_{asp}^2}{2g} + H_b = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_{imp}^2}{2g} + \sum_1^2 h_{ftotal}$$

Despejando H_b (carga de la bomba) y tomando como referencias para la aplicación de Bernoulli el punto superior del aceite en el tanque lo que nos simplifica $V_1=V_2=0$ debido a que en estos puntos superiores el líquido está prácticamente en reposo. Siendo además mi nivel de referencia el eje de la bomba queda:

$$H_b = (z_2 - z_1) + \left(\frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} \right) + \sum_1^2 h_{ftotal}$$

2.3.1. Cálculo del sistema hidráulico (bomba-cilindro 1) ver figura 2.22

Para el cálculo del sistema hidráulico se tomarán los siguientes datos del cilindro 1

Datos

Z_1 (altura mínima) = 0m

Z_2 (altura hasta el cilindro 1) = 12m

μ (viscosidad cinemática) = 46mm²/s

ρ (densidad del aceite) = 890 kg/m³

Q (caudal) = 260 L/min

dcil 1 (diámetro del cilindro 1) = 10cm

Primeramente, se calcula la presión que existe en el cilindro 1 a partir de la ecuación 2.131

$$P_1 = \frac{F}{A} \quad (2.131)$$

Donde:

- P_1 : presión que existe en el cilindro 1 (bar)

- F : fuerza que soporta dicho cilindro (Kg)

- A : área que abarca el cilindro (cm²)

$$P_1 = \frac{3500 \text{ Kg}}{(\pi * d^2)/4}$$

$$P_1 = \frac{3500}{(3.14 * 10^2)/4}$$

$$P_1 = 44.59 \text{ bar}$$

Luego se procede al cálculo del flujo que pasa por las mangueras a partir de la ecuación 2.132

$$Q = v_{imp} * A_{imp} \quad (2.132)$$

Donde:

-Q: caudal conducido por el interior de las mangueras (L/min)

-v: velocidad máxima del cilindro (m/s)

-d: diámetro de la manguera (m)

$$Q = v * \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$Q = 0.1 * \frac{3.14 * 0.00635^2}{4}$$

$$Q = 0.192 \text{ L/min}$$

$$\sum_1^2 h_{ftotal} = \sum_1^2 h_{fabs} + \sum_1^2 h_{fimp} \quad (2.133)$$

$$\sum_1^2 h_{fimp} = \sum_1^2 h_{ftubrectas} + \sum_1^2 h_{facc} \quad (2.134)$$

En el caso de $\sum_1^2 h_{ftubrectas}$ significa las pérdidas ocurridas en los tramos rectos y $\sum_1^2 h_{facc}$ son las pérdidas por accesorios en el tramo de impulsión ya que no tenemos tramo de absorción.

$$\sum_1^2 h_{ftubrectas} = \frac{\lambda * L_{tubrectas} * \rho * v^2 * 10}{2 * d_{imp}}$$

Se busca el valor de λ que no es más que el coeficiente de fricción, el cual conoce empleando el número de Reynolds. (Catalàgo de accesorios(Hansa Flex))

$$Re = \frac{v * d}{\mu} * 10^3 \quad v - \text{velocidad del flujo en m/s}$$

$$Re = \frac{6 * 6.35}{46} * 10^3$$

$$Re = 828.26 < 2320 \text{ laminar}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = 0.077$$

Donde:

$$\sum_1^2 h_{ftubrectas} = \frac{0.077 * 18 * 0.89 * 6^2 * 10}{2 * 6.35}$$

$$\sum_1^2 h_{ftubrectas} = 34.96 \text{ bar}$$

$\sum_1^2 h_{facc}$ Significa las pérdidas ocurridas por los accesorios

$$\sum_1^2 h_{facc} = \left(\xi * \rho * \frac{v^2}{2} \right) * 10^{-2}$$

Donde ξ es el coeficiente de pérdidas en el tramo que se trabaja por los accesorios como se muestra en la **tabla 1**

Tabla 1: Pérdidas de los accesorios en el tramo de impulsión. (Catalàgo de accesorios(Hansa Flex))

Accesorios	Cantidad	Pérdida unitaria ξ	Pérdidas totales
Racor recto	3	0.05	0.15
Racor acodado	1	0.25	0.25
Codos de tubería	2	0.12	0.24
Racores rectos por efecto de las T	2	0.05	0.1
Válvula direccional	1	1	1
Total			1.74

$$\sum_1^2 h_{f_{acc}} = 1.74 * 0.89 * \frac{6^2}{2} * 10^{-2}$$

$$\sum_1^2 h_{f_{acc}} = 0.28$$

Se sustituye el valor de $\sum_1^2 h_{f_{tub rectas}}$ y $\sum_1^2 h_{f_{acc}}$ en la ecuación 2.133 y se obtiene:

$$\sum_1^2 h_{f_{imp}} = 34.96 \text{ bar} + 0.28 \text{ bar}$$

$$\sum_1^2 h_{f_{imp}} = 35.24 \text{ bar}$$

Aplicando Bernoulli se determina H_b mediante la ecuación 2.135:

$$H_b = (z_2 - z_1) + \left(\frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} \right) + \sum_1^2 h_{f_{total}} \quad (2.135)$$

$$H_b = \frac{\left(12\text{m} * \frac{890\text{Kg}}{\text{m}^3} * \frac{10\text{m}}{\text{s}^2} \right) + \left(35.24 * \frac{10197.16\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)}{10197.16\text{Kg}/\text{m}^2} + 44.59 \text{ bar} - 1.01\text{bar}$$

$$H_b = 89.29\text{bar}$$

2.3.2. Cálculo del sistema hidráulico (bomba-cilindro 2 y 3) ver figura 2.22

Para el cálculo del sistema hidráulico se tomarán los siguientes datos del cilindro 2 y 3

Datos

$$Z_1 = 0\text{m}$$

$$Z_2(\text{altura hasta los cilindros 2 y 3}) = 8m$$

$$\mu = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$\rho = 890 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$Q = 260 \text{ L}/\text{min}$$

$$d_{cil}(\text{diámetro de los cilindros 2 y 3}) = 8 \text{ cm}$$

Primeramente, se calcula la presión que existe en el cilindro 2 y 3 al igual que en la ecuación 2.131

$$P_2 = \frac{F}{A}$$

-P₂: presión que existe en el cilindro 2 (bar)

-F: fuerza que soporta dicho cilindro (Kg)

-A: área que abarca el cilindro (cm²)

$$P_2 = \frac{3500 \text{ Kg}}{(\pi * d^2)/4}$$

$$P_2 = \frac{3500}{(3.14 * 8^2)/4}$$

$$P_2 = 69.66 \text{ bar}$$

Luego se procede al cálculo del flujo que pasa por las mangueras al igual que en la ecuación 2.132

$$Q = A_{imp} \cdot v_{imp}$$

-Q: caudal conducido por el interior de las mangueras (L/min)

-v: velocidad máxima del cilindro (m/s)

-d: diámetro de la manguera (m)

$$Q = v * \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$Q = 0.1 * \frac{3.14 * 0.00635^2}{4}$$

$$Q = 0.192 \text{ L}/\text{min}$$

$$\sum_1^2 h_{f total} = \sum_1^2 h_{f abs} + \sum_1^2 h_{f imp}$$

$$\sum_1^2 h_{f imp} = \sum_1^2 h_{f tub rectas} + \sum_1^2 h_{f acc}$$

En el caso de $\sum_1^2 h_{f tub rectas}$ significa las pérdidas ocurridas en los tramos rectos y $\lambda \sum_1^2 h_{f acc}$ son las pérdidas por accesorios en el tramo de impulsión ya que no tenemos tramo de absorción.

$$\sum_1^2 h_{ftubrectas} = \frac{\lambda * L_{tubrectas} * \rho * v^2 * 10}{2 * d_{imp}}$$

Se busca el valor de λ que no es más que el coeficiente de fricción, el cual conoceremos empleando el número de Reynolds. (Catalàgo de accesorios(Hansa Flex))

$$Re = \frac{v * d}{\mu} * 10^3 \quad v - \text{velocidad del flujo en m/s}$$

$$Re = \frac{6 * 6.35}{46} * 10^3$$

$$Re = 828.26 < 2320 \text{ laminar}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = 0.077$$

Donde:

$$\sum_1^2 h_{ftubrectas} = \frac{0.077 * 17 * 0.89 * 6^2 * 10}{2 * 6.35}$$

$$\sum_1^2 h_{ftubrectas} = 33.02 \text{ bar}$$

$\sum_1^2 h_{facc}$ Significa las pérdidas ocurridas por los accesorios

$$\sum_1^2 h_{facc} = \left(\xi * \rho * \frac{v^2}{2} \right) * 10^{-2}$$

Donde ξ es el coeficiente de pérdidas en el tramo que se trabaja por los accesorios como se muestra en la **tabla 2**

Tabla 2: Pérdidas de los accesorios en el tramo de impulsión. (Catalàgo de accesorios(Hansa Flex))

Accesorios	Cantidad	Pérdida unitaria ξ	Pérdidas totales
Racor recto	4	0.05	0.2
Racor acodado	2	0.25	0.5
Codos de tubería	3	0.12	0.36
Racores rectos por efecto de las T	1	0.05	0.05
T con flujo dividido igual	2	1.3	2.6
Válvula direccional	1	1	1

Total			4.71
-------	--	--	------

$$\sum_1^2 h_{facc} = 4.71 * 0.89 * \frac{6^2}{2} * 10^{-2}$$

$$\sum_1^2 h_{facc} = 0.75$$

Se sustituye el valor de $\sum_1^2 h_{ftubrectas}$ y $\sum_1^2 h_{facc}$ en la ecuación 2.134 y se obtiene:

$$\sum_1^2 h_{fimp} = \sum_1^2 h_{ftubrectas} + \sum_1^2 h_{facc}$$

$$\sum_1^2 h_{fimp} = 33.02 \text{ bar} + 0.75 \text{ bar}$$

$$\sum_1^2 h_{fimp} = 33.77 \text{ bar}$$

Aplicando Bernoulli se determina H_b mediante la ecuación 2.135:

$$H_b = (z_2 - z_1) + \left(\frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} \right) + \sum_1^2 h_{ftotal}$$

$$H_b = \frac{\left(8m * \frac{890 \text{ Kg}}{\text{m}^3} * \frac{10m}{\text{s}^2} \right) + \left(33.77 * \frac{10197.16 \text{ Kg}}{\text{m}^2} \right)}{10197.16 \text{ Kg/m}^2} + 69.66 \text{ bar} - 1.01 \text{ bar}$$

$$H_b = 109.34 \text{ bar}$$

2.3.3. Cálculo del sistema hidráulico (bomba-cilindro 4 y 5) ver figura 2.22

Para el cálculo del sistema hidráulico se tomarán los siguientes datos del cilindro 4 y 5

Datos

$$Z_1(\text{altura mínima}) = 0m$$

$$Z_2(\text{altura hasta los cilindros 4 y 5}) = 4m$$

$$\mu = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$\rho = 890 \text{ kg/m}^3$$

$$Q = 260 \text{ L/min}$$

$$d_{cil 4}(\text{diámetro de los cilindros 4 y 5}) = 8 \text{ cm}$$

Primeramente, se calcula la presión que existe en los cilindros 4 y 5 al igual que en la ecuación 2.131

$$P_4 = \frac{F}{A}$$

-P4: presión que existe en el cilindro 4 (bar)

-F: fuerza que soporta dicho cilindro (Kg)

-A: área que abarca el cilindro (cm²)

$$P4 = \frac{3500 \text{ Kg}}{(\pi * d^2)/4}$$

$$P4 = \frac{3500}{(3.14 * 8^2)/4}$$

$$P4 = 69.66 \text{ bar}$$

Luego se procede al cálculo del flujo que pasa por las mangueras al igual que en la ecuación 2.132

$$Q = A_{imp} \cdot v_{imp}$$

-Q: caudal conducido por el interior de las mangueras (L/min)

-v: velocidad máxima del cilindro (m/s)

-d: diámetro de la manguera (m)

$$Q = v * \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$Q = 0.1 * \frac{3.14 * 0.00635^2}{4}$$

$$Q = 0.192 \text{ L/min}$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_{asp}^2}{2g} + H_b = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_{imp}^2}{2g} + \sum_1^2 h_{ftotal}$$

$$\sum_1^2 h_{ftotal} = \sum_1^2 h_{fabs} + \sum_1^2 h_{fimp}$$

$$\sum_1^2 h_{fimp} = \sum_1^2 h_{ftubrectas} + \sum_1^2 h_{facc}$$

En el caso de $\sum_1^2 h_{ftubrectas}$ significa las pérdidas ocurridas en los tramos rectos y $\sum_1^2 h_{facc}$ son las pérdidas por accesorios en el tramo de impulsión ya que no tenemos tramo de absorción.

$$\sum_1^2 h_{ftubrectas} = \frac{\lambda * L_{tubrectas} * \rho * v^2 * 10}{2 * d_{imp}}$$

Se busca el valor de λ que no es más que el coeficiente de fricción, el cual conoceremos empleando el número de Reynolds. (Catalàgo de accesorios(Hansa Flex))

$$Re = \frac{v * d}{\mu} * 10^3 \quad v\text{- velocidad del flujo en m/s}$$

$$Re = \frac{6 * 6.35}{46} * 10^3$$

$$Re = 828.26 < 2320 \text{ laminar}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = 0.077$$

Donde:

$$\sum_1^2 h_{ftubrectas} = \frac{0.077 * 13 * 0.89 * 6^2 * 10}{2 * 6.35}$$

$$\sum_1^2 h_{ftubrectas} = 25.25 \text{ bar}$$

$\sum_1^2 h_{facc}$ Significa las pérdidas ocurridas por los accesorios

$$\sum_1^2 h_{facc} = \left(\xi * \rho * \frac{v^2}{2} \right) * 10^{-2}$$

Donde ξ es el coeficiente de pérdidas en el tramo que se trabaja por los accesorios como se muestra en la **tabla 3**

Tabla 3: Pérdidas de los accesorios en el tramo de impulsión. (Catalàgo de accesorios(Hansa Flex))

Accesorios	Cantidad	Pérdida unitaria ξ	Pérdidas totales
Racor recto	4	0.05	0.2
Racor acodado	2	0.25	0.5
Codos de tubería	3	0.12	0.36
Racores rectos por efecto de las T	1	0.05	0.05
T con flujo dividido igual	2	1.3	2.6
Válvula direccional	1	1	1
Total			4.71

$$\sum_1^2 h_{facc} = 4.71 * 0.89 * \frac{6^2}{2} * 10^{-2}$$

$$\sum_1^2 h_{facc} = 0.75$$

Se Sustituye el valor de $\sum_1^2 h_{ftubrectas}$ y $\sum_1^2 h_{facc}$ en la ecuación 2.133 y se obtiene:

$$\Sigma_1^2 h_{fimp} = \Sigma_1^2 h_{ftubrectas} + \Sigma_1^2 h_{facc}$$

$$\Sigma_1^2 h_{fimp} = 25.25 \text{ bar} + 0.75 \text{ bar}$$

$$\Sigma_1^2 h_{fimp} = 26 \text{ bar}$$

Aplicando Bernoulli se determina H_b mediante la ecuación 2.135:

$$H_b = (z_2 - z_1) + \left(\frac{P_2}{\rho g} - \frac{P_1}{\rho g} \right) + \Sigma_1^2 h_{ftotal}$$

$$H_b = \frac{\left(12\text{m} * \frac{890\text{Kg}}{\text{m}^3} * \frac{10\text{m}}{\text{s}^2} \right) + \left(35.25 * \frac{10197.16\text{Kg}}{\text{m}^2} \right)}{10197.16\text{Kg}/\text{m}^2} + 44.59 \text{ bar} - 1.01\text{bar}$$

$$H_b = 98.14\text{bar}$$

Por lo tanto, al haber comprobado el sistema hidráulico de la Plataforma Elevadora de Tijeras en la Empresa Oleohidráulica de Cienfuegos se puede concluir que colocando una bomba de 150 bar sería suficiente para el sistema de elevación de dicha tijera ya que el tramo que más nos pide es el de la bomba a los cilindros 2 y 3 con 109.34 bar y la bomba que se le colocó al sistema está sobredimensionada con una carga de 250 bar.

Capitula III

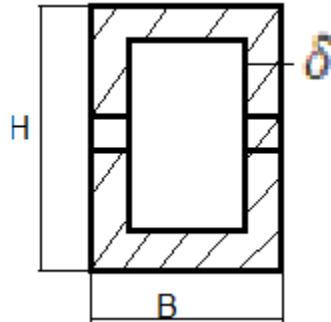


Capítulo 3. Análisis de resultados.

3.1 Comprobación de resistencia

3.1.1 Comprobación de resistencia en la estructura de las tijeras

El acero que se empleará para la construcción de las barras será el CT3 en perfiles conformados de tipo U que se encuentran en disponibilidad en los almacenes de la fábrica. Las características principales de estos perfiles según (Pisarenko, 1979) se muestran a continuación.



$$W_x = \frac{\delta * H^2}{3} * (3 * \frac{B}{H} + 1)$$

$$W_x = \frac{6 * 155^2}{3} * (3 * \frac{50}{155} + 1)$$

$$W_x = 94550 \text{ mm}^3$$

$$\sigma \leq [\sigma]$$

$$\sigma = \frac{M_{f\text{m}\acute{a}x}}{W_x}$$

$$\sigma = \frac{21351.3 * 10^3 \text{ N*mm}}{94550 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = 225.82 \text{ MPa}$$

Donde:

Sigma $[\sigma]$: tensión admisible del material=373 MPa

Wx: Módulo de la sección del perfil

H: largo del perfil

B: ancho del perfil

δ : espesor del perfil

Mfmàx: momento flector máximo

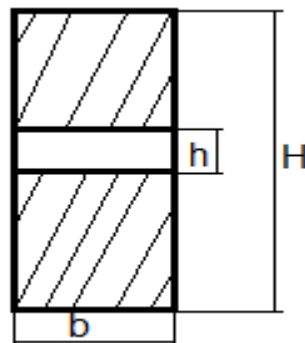
El factor de seguridad de la barra L-M se calcula:

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma}$$

$$n = \frac{373 \text{ MPa}}{225.82 \text{ MPa}}$$

$$n = 1.65$$

Como el factor de seguridad es muy pequeño para un equipo de alta responsabilidad se propone un refuerzo cuadrado para la resistencia de la viga.



$$W_x = \frac{b}{6} * H * (H^2 - h^2)$$

$$W_x = \frac{50}{6} * 155 * (155^2 - 52^2)$$

$$W_x = 192648.76 \text{ mm}^3$$

$$\sigma \leq [\sigma]$$

$$\sigma = \frac{M_{f\text{m}\acute{a}x}}{W_x}$$

$$\sigma = \frac{21351.3 * 10^3 \text{ N*mm}}{94550 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma = 110.83 \text{ MPa}$$

Donde:

Sigma $[\sigma]$: tensión admisible del material=441 MPa

W_x : Módulo de la sección del perfil

H: largo del perfil

b: ancho del perfil

h: diámetro del pasador

$M_{f\text{m}\acute{a}x}$: momento flector máximo

El factor de seguridad de la barra L-M con refuerzo cuadrado se calcula:

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma}$$

$$n = \frac{441 \text{ MPa}}{110.83 \text{ MPa}}$$

$$n = 3.97$$

Por tanto, se procede a validar los cálculos realizados a través del método de Elementos Finitos como se muestra en la figura 3.1

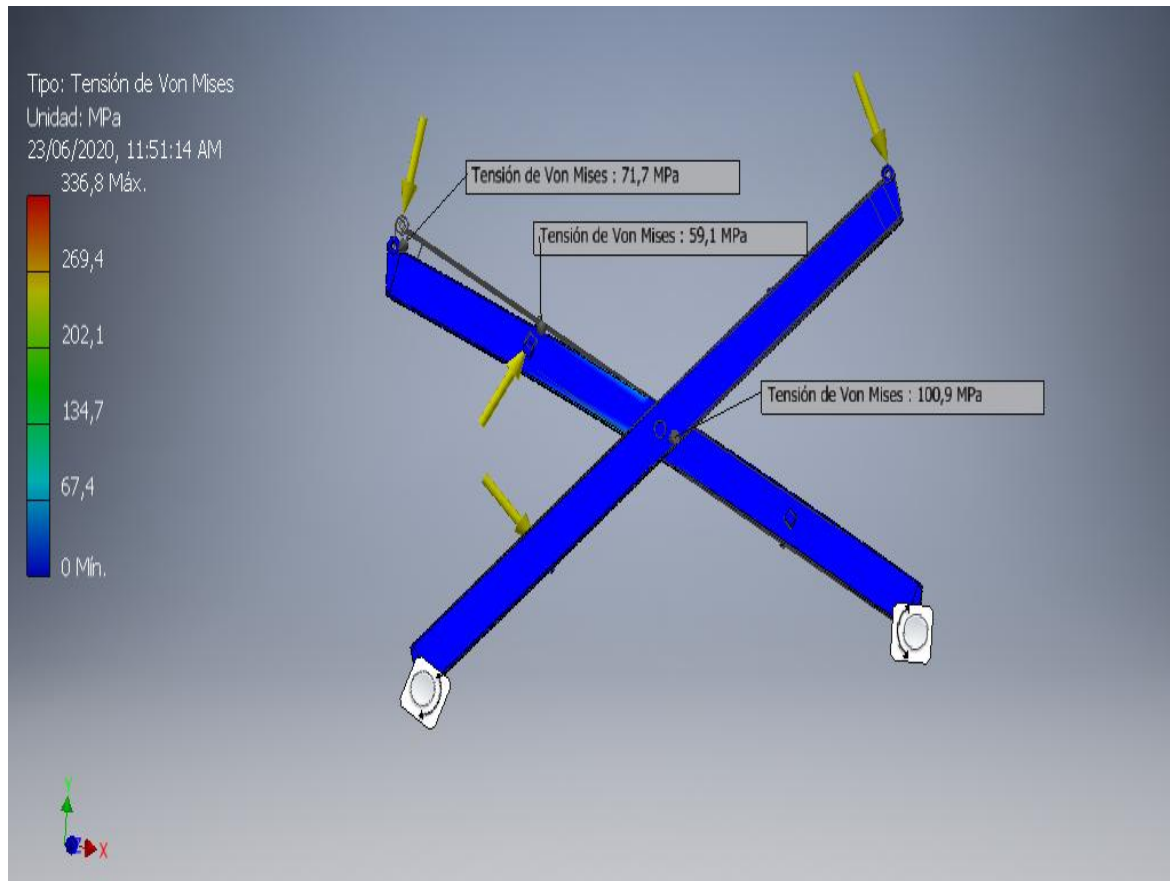


Figura 3.1: Tensión de Von Moises

Como se puede observar esta sección aguanta los esfuerzos ya que la Tensión de Von Moises en todos los puntos analizados es menor que la tensión admisible del material: 441 MPa

3.1.2 Comprobación de resistencia en las articulaciones de las tijeras

Las articulaciones entre cada tijera estarán constituidas por dos barras interconectadas en forma de bisagra, unidas por un pasador como se muestra en la figura 3.2

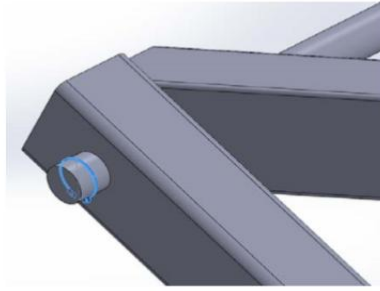


Figura 3.2. Tijeras interconectadas por un pasador

Los pasadores son los eslabones de unión entre las barras y son los elementos que unirán las barras y las dos bases, tanto inferior como superior. Entre los pasadores y las barras se dispondrán cojinetes para evitar el desgaste tanto de los agujeros de las barras en los que va el pasador como del propio pasador. Los pasadores se calcularán a fallo por cortante y por aplastamiento. En los pasadores que sirven de unión entre barras de las tijeras se produce cortadura en un solo plano, por lo tanto, es simple cortadura, mientras que los pasadores que unen el cilindro hidráulico con los brazos de la tijera tienen dos planos de cortadura, es decir, están sometidos a doble cortadura. Se utilizará el acero AISI C1022 (Faires, 2014) y para determinar el radio que deben tener, se aplicará la teoría del esfuerzo cortante máximo.

Fallo por cortante

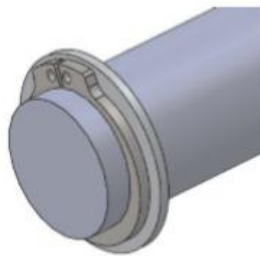


Figura 3.3. Diagrama de un pasador

El estado tensional que se origina cuando en las secciones transversales de la barra aparecen solamente fuerzas cortantes se denomina **estado tensional de cortante puro**. En este caso, en la sección actúan únicamente tensiones tangenciales, que tienen como resultante una fuerza de cortante.

Tomando un esquema de un elemento donde se produzca un estado tensional de cortante puro (figura 3.4) y utilizando el método de las secciones se puede observar que en la sección transversal solo aparece una fuerza de cortante. (Feodosiev, 1985)

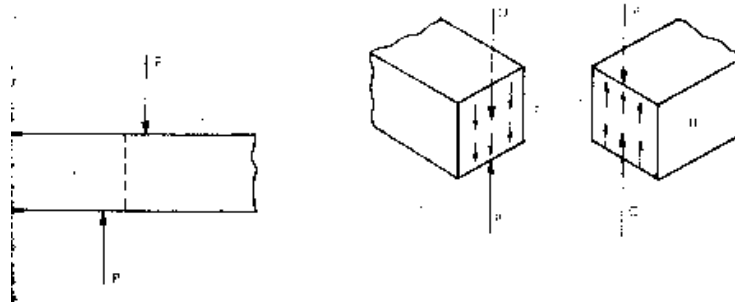


Figura 3.4 Fuerzas internas en el cortante puro. Tensiones.

En primer lugar, se escogerá el coeficiente de seguridad adecuado y se determinará la tensión máxima que puede soportar el acero:

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{2 * C_s} \text{ con un coeficiente de seguridad de 3: } \tau_{adm} = \frac{S_y}{2 * 3} = \frac{S_y}{6}$$

La tensión máxima admisible en la superficie viene dada por:

$$\tau_{adm} = \frac{F_A}{n * A} \quad \text{despejando las superficies: } A = \pi * r^2$$

Donde:

n=número de planos de cortadura del pasador

τ_{adm} : tensión máxima admisible

S_y : resistencia a la fluencia=365.6 N/mm²

Fallo por aplastamiento

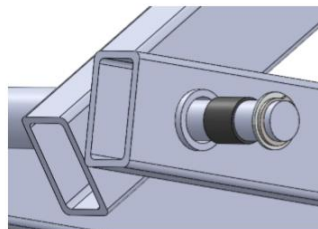


Figura 3.5. Unión de dos barras

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{C_s}$$

Y al igual que antes:

$$\sigma_{adm} = \frac{F_A}{A} \quad \text{despejando las superficies: } A = \pi * r^2$$

Donde:

σ_{adm} : tensión de aplastamiento

A: área (m²)

σ_F : tensión de fluencia (N/mm²)

F_A : fuerza máxima resultante en el pasador (N)

Una vez obtenido el área se puede determinar el radio del pasador necesario.
Con las componentes horizontal y vertical de la fuerza se tiene la fuerza resultante en cada pasador:

Para 15 grados

$$RT = \sqrt{RT1y^2 + RT1x^2}$$

$$RT = \sqrt{100.164^2 + 5437.54^2}$$

$$RT = 5348.46 \text{ N}$$

$$RT = \sqrt{RT3y^2 + RT3x^2}$$

$$RT = \sqrt{53747.75^2 + 53745.19^2}$$

$$RT = 178253.66 \text{ N}$$

$$RT = \sqrt{RT4y^2 + RT4x^2}$$

$$RT = \sqrt{16878.501^2 + 38401.75^2}$$

$$RT = 41947.33 \text{ N}$$

Para 30 grados

$$RT = \sqrt{RT1y^2 + RT1x^2}$$

$$RT = \sqrt{3517.901^2 + 2482.57^2}$$

$$RT = 4305.67 \text{ N}$$

$$RT = \sqrt{RT3y^2 + RT3x^2}$$

$$RT = \sqrt{41332.718^2 + 48787.08^2}$$

$$RT = 63945.29 \text{ N}$$

$$RT = \sqrt{RT4y^2 + RT4x^2}$$

$$RT = \sqrt{15132.826^2 + 21551.85^2}$$

$$RT = 26334.10 \text{ N}$$

Para 45 grados

$$RT = \sqrt{RT1y^2 + RT1x^2}$$

$$RT = \sqrt{7324.966^2 + 7324.97^2}$$

$$RT = 10359.07 \text{ N}$$

$$RT = \sqrt{RT3y^2 + RT3x^2}$$

$$RT = \sqrt{24842.798^2 + 24842.80^2}$$

$$RT = 35128.336 \text{ N}$$

$$RT = \sqrt{RT4y^2 + RT4x^2}$$

$$RT = \sqrt{12355.912^2 + 12355.91^2}$$

$$RT = 17473.90 \text{ N}$$

Para 60 grados

$$RT = \sqrt{RT1y^2 + RT1x^2}$$

$$RT = \sqrt{9282.702^2 + 9627.81^2}$$

$$RT = 13373.98 \text{ N}$$

$$RT = \sqrt{RT3y^2 + RT3x^2}$$

$$RT = \sqrt{9360.173^2 + 6875.39^2}$$

$$RT = 11613.95 \text{ N}$$

$$RT = \sqrt{RT4y^2 + RT4x^2}$$

$$RT = \sqrt{8736.949^2 + 6597.27^2}$$

$$RT = 10947.98 \text{ N}$$

Si se calcula el radio necesario para que un pasador aguante el mayor de los esfuerzos al que va a estar sometido un pasador, sus dimensiones serán válidas para el resto de los pasadores.

La mayor fuerza resultante en un pasador está en el punto U en la posición de 15 grados:

$$F_U = 178253.66 \text{ N}$$

Para el acero escogido: $S_y = 365.6 \text{ N/mm}^2$

Fallo por cortante en pasadores con un plano de cortadura:

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{6} = \frac{365.6}{6} = 60.93 \text{ N/mm}^2$$

La tensión máxima admisible en la superficie es: $\tau_{adm} = \frac{178253.66}{A}$

$$60.93 = \frac{178253.66}{A} \quad \text{Se despeja } A = 2925.55 \text{ mm}^2$$

$$\text{El radio resulta: } r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{2925.55}{3.14}} = 30.52 \text{ mm}$$

Fallo por aplastamiento:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{C_s} = \frac{365.6}{3} = 121.86 \text{ N}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{F_A}{A} \quad 121.86 = \frac{178253.66}{A} \quad \text{Se despeja } A = 1462.77 \text{ mm}^2$$

$$\text{El radio resulta: } r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{1462.77}{3.14}} = 21.58 \text{ mm}$$

El radio necesario para que no se produzca ninguno de los fallos será el mayor de los radios, por lo tanto, se necesita un radio de 30.52 mm para que los pasadores que están sometidos a un solo plano de cortadura soporten los esfuerzos.

Ahora se calcula el radio mínimo que deben tener los pasadores que están sometidos a dos planos de cortadura, es decir, los que unen el cilindro hidráulico a las estructuras tijera.

Fallo por cortante:

$$\tau_{adm} = \frac{F}{n * A} = \frac{46875.40}{2 * A}$$

$$60.93 = \frac{46875.40}{2 * A} \quad A = 384.67 \text{ mm}^2 \quad r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{384.67}{3.14}} = 11.07 \text{ mm}$$

Fallo por aplastamiento:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{C_s} = \frac{365.6}{3} = 121.86 \text{ N}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{F_A}{A} \quad 121.86 = \frac{46875.40}{A} \quad \text{Se despeja } A = 384.67 \text{ mm}^2$$

$$\text{El radio resulta: } r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{384.67}{3.14}} = 11.07 \text{ mm}$$

Del lado de la seguridad y atendiendo a criterios de facilidad de montaje y fabricación, se ponen todos los pasadores con el radio correspondiente al pasador que tiene que aguantar más carga y que por lo tanto sería el mayor en el caso de que se hiciera cada pasador a la medida del esfuerzo que tiene que aguantar.

El radio que ha de tener el pasador sometido a los mayores esfuerzos es: R = 30.52 mm.

Diámetro de los pasadores: $30.52 \cdot 2 = 61.04 \text{ mm} \sim 62 \text{ mm}$.

A continuación, se pasa a obtener el desplazamiento en cada uno de los puntos analizados como se muestra en la figura 3.6

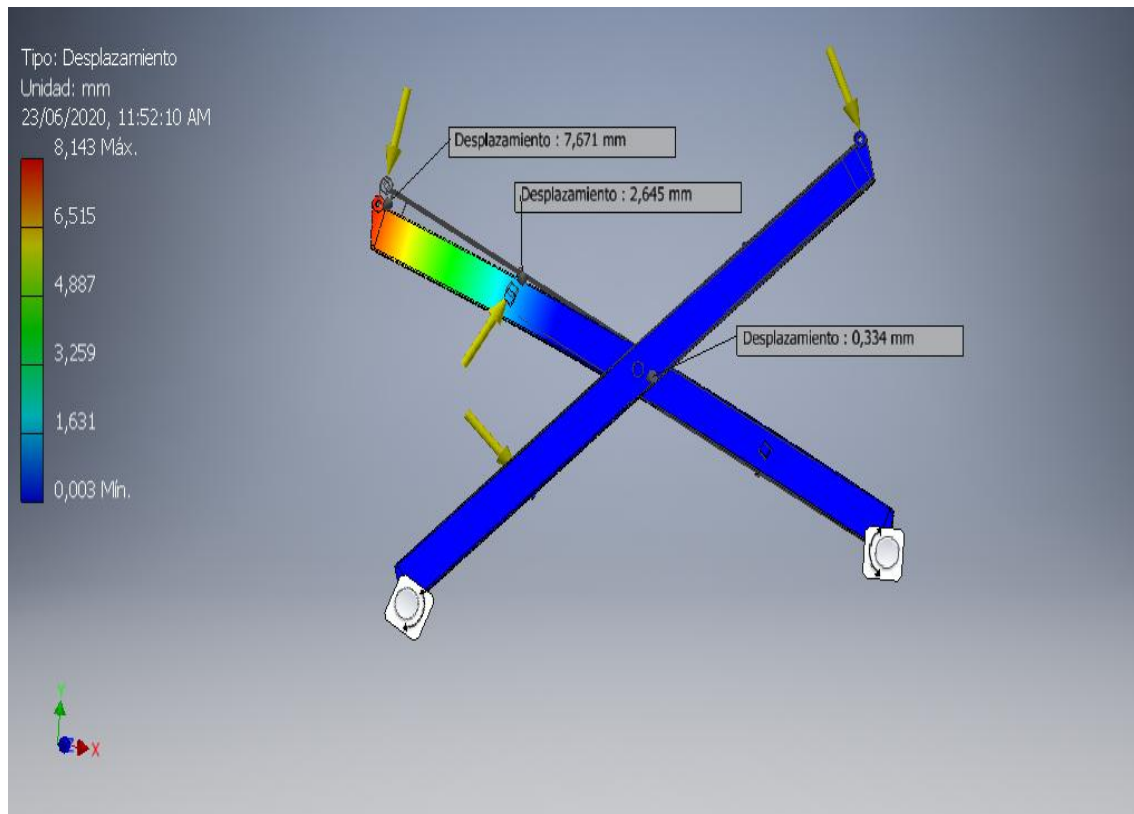


Figura 3.6. Desplazamiento

Como se puede observar esta sección lo máximo que se desplaza es 8.14 mm por lo que está en un rango aceptable

A continuación, pasamos al cálculo de: Geometría de la unión con el pasador

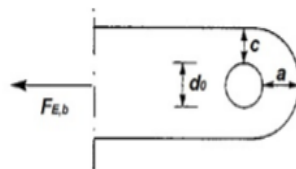


Figura 3.7. Unión de la oreja con el pasador

$$a \geq \frac{FEd}{2 * t * f_{yd}} + \frac{2 * d_0}{3}$$

$$a \geq \frac{178253.66}{2 * 3 * 554.08} + \frac{2 * 50}{3} = 86.92 \text{ mm}$$

$$c \geq \frac{FEd}{2 * t * f_{yd}} + \frac{d_0}{3}$$

$$c \geq \frac{178253.66}{2 * 3 * 554.08} + \frac{50}{3} = 70.28 \text{ mm}$$

Por tanto, se simula el factor de seguridad en cada uno de los puntos analizados como se muestra en la figura 3.8

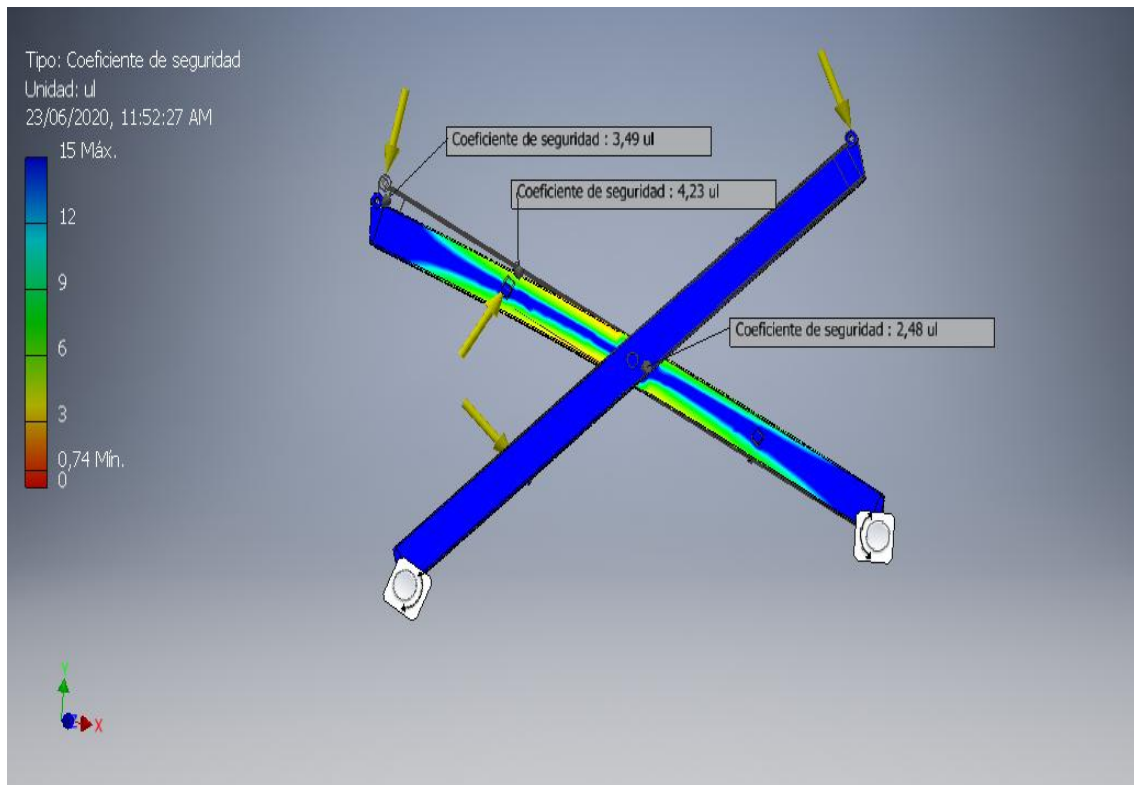


Figura 3.8. Factor de seguridad

Como se muestra en la figura el factor de seguridad se acerca al calculado

3.2. Determinación del costo de fabricación.

El costo de fabricación está compuesto por los costos directos o gastos en los que se incurre en el proceso de producción y los costos indirectos o gastos en los que se incurre en la dirección, organización y servicios colaterales al proceso productivo.

Los gastos directos a su vez están compuestos por:

1. **Materiales:** Incluye todos aquellos materiales que se consumen en el proceso productivo exceptuando los combustibles.
2. **Salarios:** Es la suma de todos los salarios de los operarios que intervienen en el proceso al cual se le adiciona las vacaciones ($\text{Salario} \times 0,090905$) y la seguridad social ($\text{Salario} \times 0,05$).
3. **Energía Eléctrica:** Los gastos en energía se calcularon multiplicando la potencia de cada máquina en kW por el tiempo en horas en que se utilizó la misma y este producto a su vez por la tarifa eléctrica correspondiente.

Los gastos indirectos se estiman como el 30% de los gastos directos.

3.2 Componentes del Costo de Fabricación.

Los principales elementos del costo de fabricación de un producto cualquiera expresados en forma monetaria son:

1. El valor de las materias primas y/o materiales utilizados.
2. Los gastos en salario de los trabajadores directos.
3. Los gastos de la depreciación de los equipos y máquinas empleadas.
4. El valor de la energía consumida.
5. Los costos indirectos.

Gasto de Materiales:

Este elemento del costo es el más importante y sobre el cual está el mayor peso desde el punto de vista monetario y comprende el valor de todos los materiales empleados en la fabricación. El costo de los materiales se determina de acuerdo con el precio de adquisición, su peso específico y el consumo de unidades. En la tabla 4 se dan estos gastos.

Tabla 4: Gasto de materiales

UEB Equipos	UM	Cantidad	Precio MN	Importes MN	Precio CUC	Importes CUC
Esmalte automotriz Rojo	L	16.00	1.266000	20.26	6.69000	107.04
Esmalte automotriz Negro	L	16.00	1.236200	19.78	6.43866	103.02
Esmalte automotriz Amarillo	L	4.000	1.266000	5.06	6.69000	26.76
Anticorrosivo rojo	L	16.00	0.962403	15.40	4.77000	76.32
Rodamiento 30306	U	.4.000	1.235324	4.94	3.54000	14.16
Rodamiento 32206	U	4.000	0.956352	3.83	3.04951	12.20
Rodamiento 51208	UNO	4.000	0.935736	3.74	6.86000	27.44
Espárrago M8x20 Din 914	U	20.00	0.011522	0.23	0.08000	1.60
Elevador de Tijera	UNO	1.000	47,652.04	47652.0	1,0147.2	10147.2
S-11-80-50-860	UNO	4.000	41.29250	165.17	109.860	439.44
S-11-100-60-860	UNO	1.000	120.7100	120.71	198.940	198.94
S-12-50-30-245-485	UNO	4.000	34.66500	138.66	28.2050	112.82
Piezas varias Tijera Elevadora	Conj	1.000	1,129.110	1,129.11	1,800.99	1,800.99
MHR6 R2 T/L M16x1.5x18000	UNO	1.000	29.54000	29.54	56.7100	56.71
MHR4 R2 T/L M14x1.5x3000	UNO	2.000	7.750000	15.50	19.5650	39.13

Motor eléctrico trifásico 15 Kw,220-380V-60Hz	U	1.000	201.343	201.34	1,071.5	1,071.59
Campana soporte ø350mm	U	1.000	12.160	12.16	64.740	64.74
Acoplamiento elástico(ND108B+R-103+ND108P3U)	U	1.000	9.4235	9.42	50.140	50.14
Racor brida 3RG 3/4"x56 acodado 90°	U	1.000	2.7319	2.73	14.560	14.56
Racor brida 3RG 1"x56 acodado 90°	U	1.000	2.7319	2.73	14.560	14.56
			SubTotal	50,290.30		14,400.6
			Total	\$50,290.30		\$14,400.60

Importes MN = Cantidad * Precio MN

Importes CUC = Cantidad * Precio CUC

Gastos de Salarios:

El gasto en salarios depende de la categoría y el número de horas de trabajo de cada uno de los técnicos y obreros que participan en la producción.

Tabla 5: Gastos de salarios.

SALARIOS							
Operarios	Tarifa (hr)	Tiempo Trabajo (hr)	Total de Salario (pesos)	Vacaciones (MN) 9.09%	Seg. Soc. (MN) 5%	Gastos en salarios	
						USD	MN
Mecánico taller A (Corte)	4.39	300	1317	119.72	65.85		1502.6
Ajustador Reparador A (Torno)	7.89	320	2524.8	29.09	16		2569.9
Mecánico de Taller A (Cromado)	7.52	100	752	68.36	37.6		857.9
Mecánico de Taller A JB (Rectificadora)	11.76	150	1764	13.64	7.5		1785.1

Especialista Mecánico (Soldador)	10.84	280	3035.2	25.45	14		3074.7
Gastos totales en salarios						-	9790.2

Total de salarios = Salarios X Tiempo de Trabajo

Vacaciones = Salarios X 9.09 %

Seg Social = Salario X 5 %

Gastos en salarios = Total de salario + vacaciones + seg social

Gastos de Energía Eléctrica.

El funcionamiento de una Empresa o Taller es imposible sin el empleo de la energía eléctrica que está presente en casi todos los procesos y cubre las demandas y necesidades de estos. Los gastos de energía dependen de los equipos que intervienen en el proceso y de las horas en que intervino cada uno.

Tabla 6: Gastos de Energía Eléctrica.

ENERGIA ELECTRICA						
Máquinas	Potencia (kW)	Tiempo Utilizado (horas)	Tarifa \$/kWh	Consumo de Energía (kW/hr)	Gastos de energía	
					CUC	MN
Sierra Circular	1.9	1.076	0.1630	2.04		8.33
Torno Univ.	6.7	3.30	0.1630	22.11		90.1
Cromado	7.2	1	0.1630	7.2		29.34
Rectificadora	7.6	0.5	0.1630	3.8		15.49
Equipo de soldar	12.8	0.75	0.1630	9.6		39.12
Gastos totales en energía eléctrica						182.38

Importes = Potencia * Precio MN * Hora.

Gastos Directos = Gasto Materiales + Gastos en Salarios + Gastos Energéticos

Gastos Directos = 50,290.30 + 137.38 + 182.38 = 50,610.06 MN

Gastos indirectos = 30% de Gastos Directos

Gastos indirectos = \$15,183.02 MN

Por tanto, el costo final de la producción de la Plataforma Elevadora de tijeras es de 60262.88 MN, mientras que importarla desde otro país costaría casi el

doble debido a la transportación y a los impuestos que pone este lugar desde donde se trae el equipo.

Conclusiones

Conclusiones

1. De la revisión bibliográfica se determinó que existen diversos tipos de plataformas elevadoras, tanto en morfología como en capacidad y desempeño a la hora de ser utilizadas en labores o situaciones concretas, siendo las más empleadas las del tipo tijera.
2. Partiendo de los análisis de fuerza realizados a cada una de las barras que componen el sistema de elevación en 4 posiciones principales se determinó que la más cargada es la L-M con valores de momento flector del orden de 21351 N-m en la zona media.
3. Para el sistema hidráulico de la Plataforma Elevadora de Tijeras se empleará una bomba de 150 bar para el sistema de elevación, siendo los cilindros 2 y 3 los que mayor presión demandan 109.34 bar.
4. Las Tensión de Von Misses determinadas por el método tradicional en la barra reforzada da 110.83 MPa y en la simulación se obtiene el valor de 100.9 MPa, reafirmando el valor calculado, menor que la tensión admisible del material: 441 MPa
5. El costo final de la producción de la Plataforma Elevadora de tijeras se eleva a 60262.88 MN, valor inferior al de importación.

Recomendaciones

Recomendaciones.

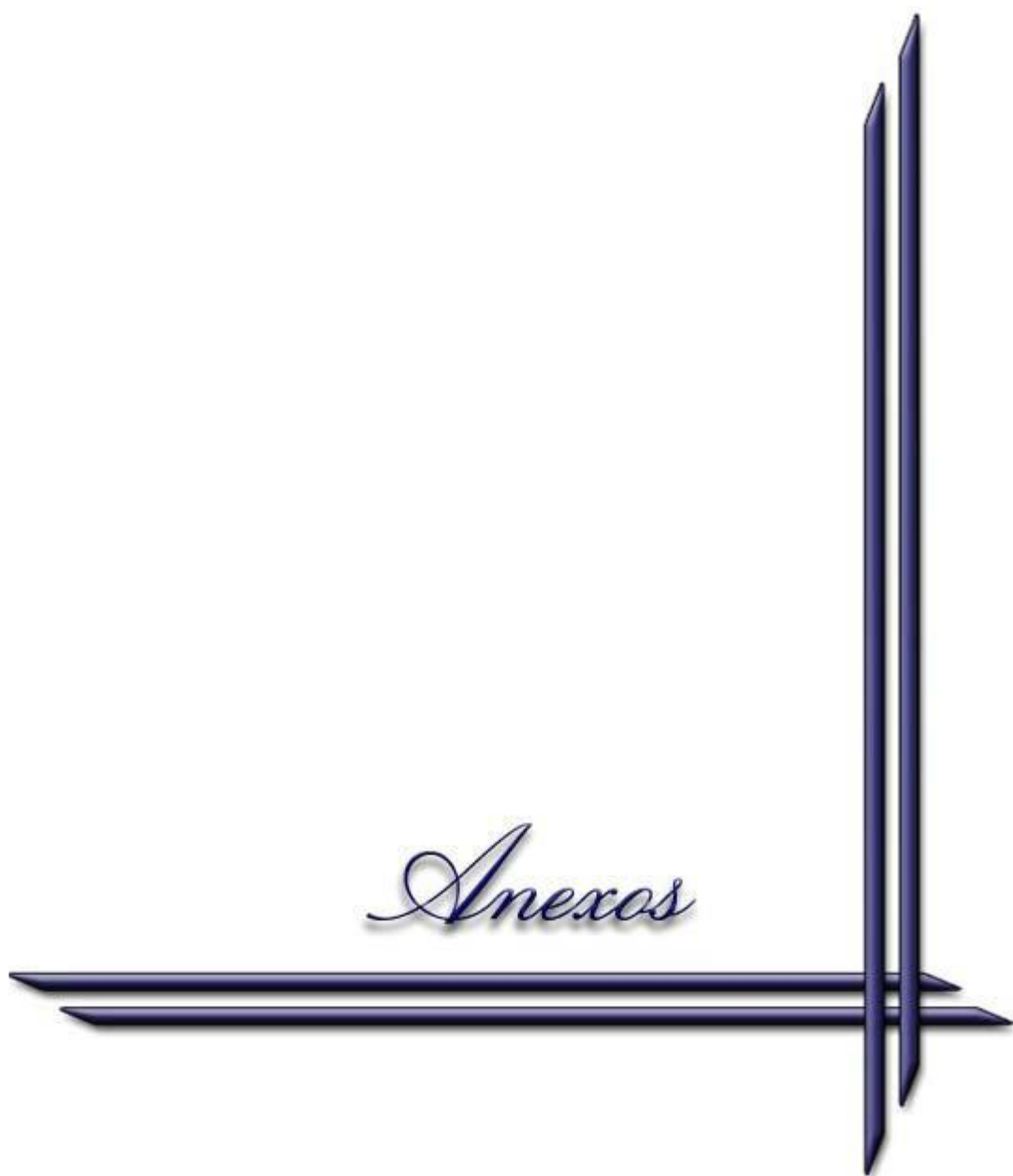
1. Se recomienda reforzar las vigas de las tijeras en la zona de los pasadores.
2. Realizar estudios posteriores evaluando reducir de 5 a 3 cilindros en el sistema.
3. Que la empresa evalúe el trabajo para su posterior fabricación.

Bibliografia



Bibliografía

- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo* . (25 de marzo de 2015). Obtenido de <http://www.insht.es/InshtWeb/Contenidos/Documentacion/NTP/NTP/Ficheros/1031a1042/NTP%201039.pdf>
- Bachus, L. C. (2003). *Know and Understand Centrifugal Pump*. Elsevier Ltd.
- Borges, R. J. (2017). *Teoría y Problemas de Flujo de Fluidos Compresibles y Equipos de Bombeo. Catálogo de accesorios(Hansa Flex)*. (s.f.).
- D'Addario, I. M. (2017). *Manual de Oleohidráulica*.
- Faires, V. M. (2014). *Diseño de Elementos de Máquinas*.
- Feodosiev. (1985). *Resistencia de Materiales*. Moscú.
- Fernández, G. (1983). *Resistencia de Materiales*. La Habana: Editorial Pueblo y Educación.
- Girdhar, M. (2005). *Practical Centrifugal Pumps Design, Operation and Maintenance*. Elsevier.
- Glez de Chávez Pérez, D. (2015). *ELEVADOR DE TIJERA POR ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO*.
- Gómez, F. (2011). *Todo Alzadoras*.
- González. (2015). www.ruthmann.de.
- González, D. (2015). *Elevador de Tijera por accionamiento hidráulico*.
- Maldonado, M. (2015). *Diseño de una Plataforma Elevadora de Tijeras. Generación de su prototipo virtual y simulación mecánica*. Valencia.
- Maldonado. (2015). www.maqlift.com.
- Noa, J. G. (2002). *Cálculo y diseño de un elevador para pasajeros aeroportuarios impedidos físicos*.
- Pisarenko. (1979). *Manual de Resistencia de Materiales*.
- Reyes, C. A., & Ortega. (2012).
- Stiopin. (1968). *Resistencia de Materiales*. Moscú.
- Volk. (2005). *Pumps Characteristics and Applications 2nd Edition*. Taylor y Francis Group CRC Press.



Anexos

Anexo 1



Anexo 2



Anexo 3



Anexo 4 tijera 15 grados

Reacciones	Resultados (N)
RPx	-30653,6
RPy	-2661,14
RCx	-30653,6
RCy	-5437,37
Pcil1 x	-20594,7
Pcil1 y	39092,81
RDx	-30653,6
RDy	13996,22
RQx	24667,48
RQy	-33911,6
Rex	34726,39
Rey	-8814,98
RFx	55321,06
RFy	-28474,2
RRx	36554,81
RRy	-8814,98
RGx	1828,417
RGy	-19433,6
Pcil2 x	0
Pcil2 y	-38273,6
RHx	-1828,42
RHy	1,79E-11

RSx	41831,09
RSy	-45622,4
RJx	40002,67
RJy	-26188,8
RIx	40002,67
RIy	-7348,83
RTx	46097,4
RTy	-5612,06
RKx	6094,724
RKy	-17696,8
RLx	-6094,72
RLy	1736,773
RUx	-43882
Ruy	43885,62
RMx	-37787,3
RM _y	7348,834
RNx	-37787,3
RNy	26188,8
RVx	-37787,3
RV _y	4572,604

Anexo 5 tijera 30 grados

Reacciones	Resultados (N)
RPx	-24640,8
RP _y	-8673,92
RCx	-24640,8
RC _y	-11450,1
Pcil1 x	6655,298
Pcil1 y	41757,6
RDx	-24640,8

RDy	7983,445
RQx	-7013,96
RQy	-47303,5
Rex	24282,15
Rey	-13529,4
RFx	17626,85
RFy	-35853,4
RRx	25130,72
RRy	-13529,4
RGx	848,5714
RGy	-19433,6
Pcil2 x	1,27E-11
Pcil2 y	-34315,1
RHx	-848,571
RHy	3,24E-12
RSx	26270,07
RSy	-41664
RJx	25421,5
RJy	-22230,4
RIx	25421,5
RIy	-7348,83
RTx	28250,07
RTy	-1653,64
RKx	2828,571
RKy	-13738,4
RLx	-2828,57
RLy	5695,198
RUx	-20365,7
Ruy	35968,77
RMx	-17537,1

RMy	7348,834
RNx	-17537,1
RNy	22230,38
RVx	-17537,1
RVy	4572,604

Anexo 6 tijera 45 grados

Reacciones	Resultados (N)
RPx	-19433,59
RPy	-13881,13
RCx	-19433,59
RCy	-16657,36
Pcil1 x	14080,12128
Pcil1 y	41934,34166
RDx	-19433,59
RDy	2776,23
RQx	-4756,494875
RQy	-67425,40512
Rex	28757,21641
Rey	-28267,29346
RFx	14677,09512
RFy	-50768,04512
RRx	29247,13935
RRy	-28267,29346
RGx	489,9229412
RGy	-19433,59
Pcil2 x	-6,76437E-12
Pcil2 y	-28018,19075
RHx	-489,9229412
RHy	-3,63798E-12
RSx	21463,97631

RSy	-35367,02487
RJx	20974,05337
RJy	-15933,43487
RIx	20974,05337
RIy	-7348,834118
RTx	22607,12984
RTy	4643,30866
RKx	1633,076471
RKy	-7441,447222
RLx	-1633,076471
RLy	11992,14278
RUx	-11758,14059
Ruy	23374,88209
RMx	-10125,06412
RMy	7348,834118
RNx	-10125,06412
RNy	15933,43487
RVx	-10125,06412
RVy	4572,604118

Anexo 7 tijera 60 grados

Reacciones	Resultados (N)
RPx	-14226,37525
RPy	-19088,34475
RCx	-14226,37525
RCy	-21864,57475
Pcil1 x	15363,65389
Pcil1 y	39818,26331
RDx	-14226,37525
RDy	-2430,984747
RQx	2140,710028

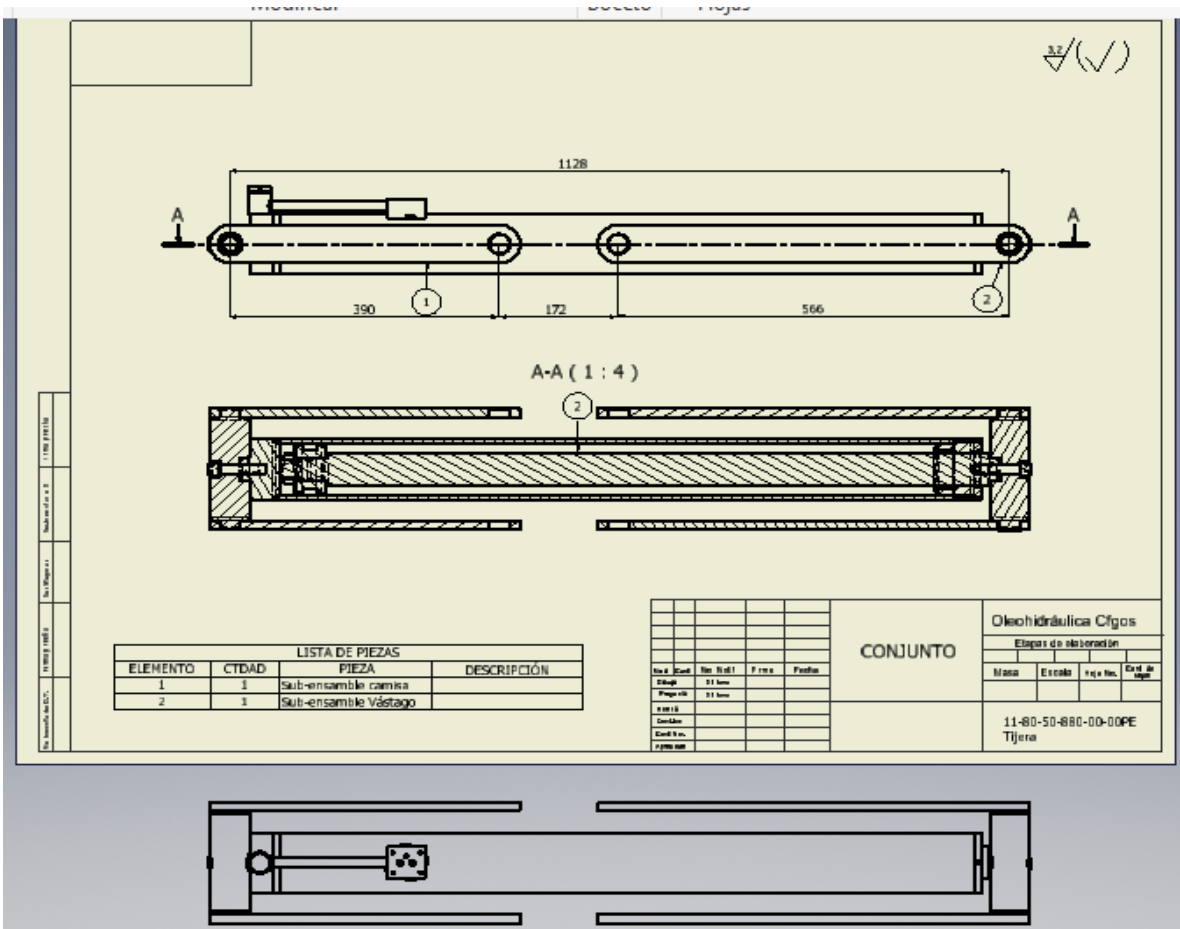
RQy	-96718,57752
Rex	31730,73917
Rey	-54469,32946
RFx	16367,08528
RFy	-74854,00277
RRx	32013,59631
RRy	-54469,32946
RGx	282,857142
RGy	-19433,59
Pcil2 x	3,86535E-12
Pcil2 y	-19811,85268
RHx	-282,857142
RHy	3,63798E-12
RSx	17130,164
RSy	-27160,68679
RJx	16847,30685
RJy	-7727,096795
RIx	16847,30685
RIy	-7348,834118
RTx	17790,16399
RTy	12849,64673
RKx	942,8571399
RKy	764,8908524
RLx	-942,8571399
RLy	20198,48085
RUx	-6788,565634
Ruy	6962,205942
RMx	-5845,708494
RMy	7348,834118
RNx	-5845,708494
RNy	7727,096795

RVx	-5845,708494
RVy	4572,604118

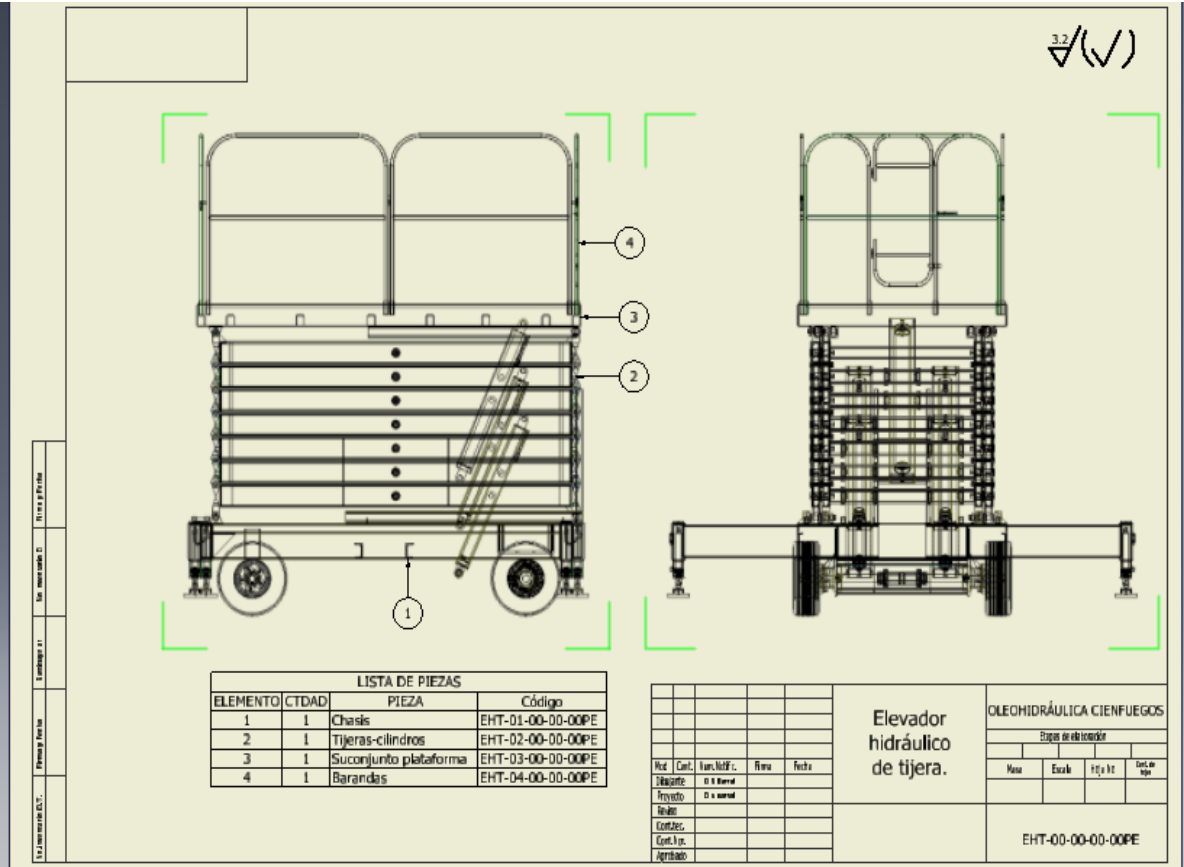
Anexo 8: Plataforma Elevadora de Tijeras



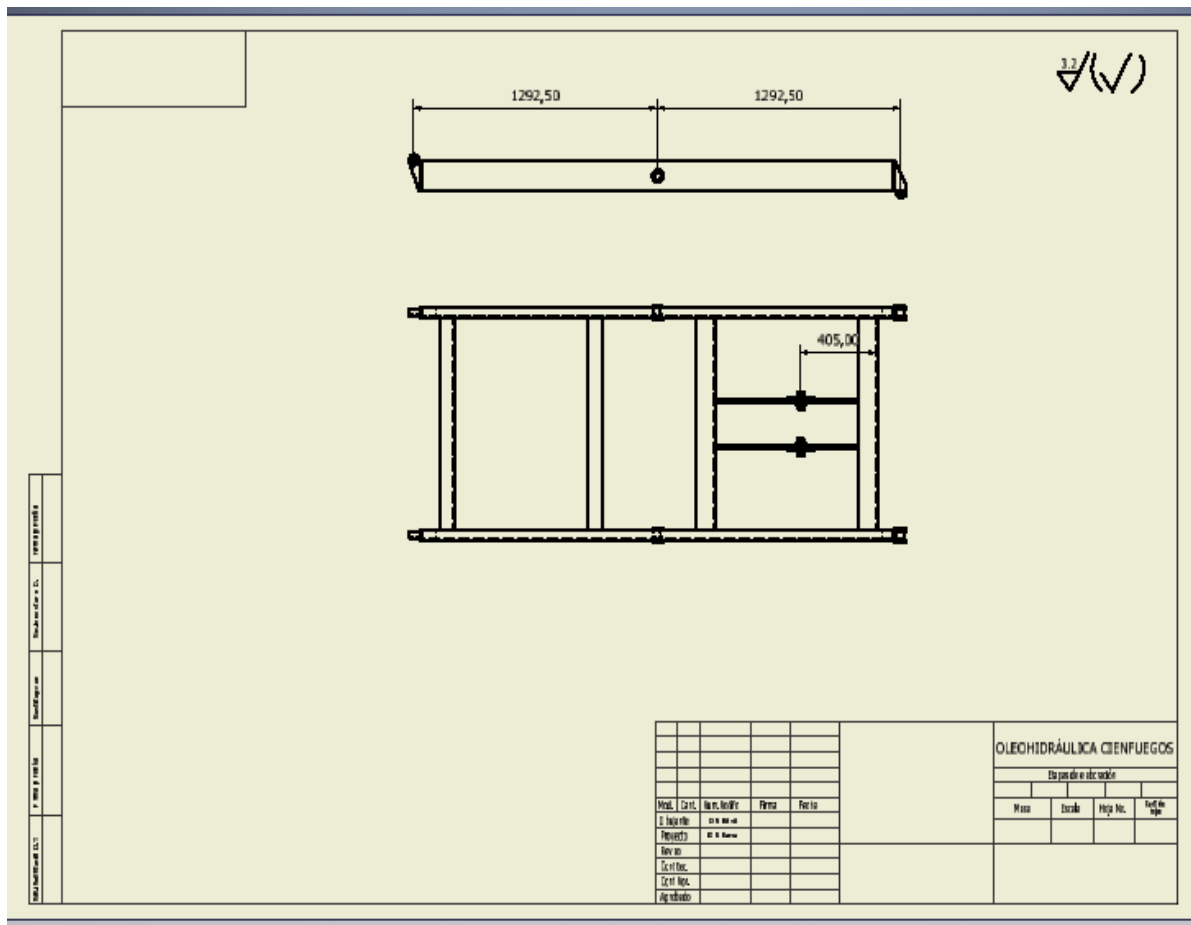
Anexo 9: Cilindros



Anexo 10: Conjunto de la Plataforma Elevadora de Tijeras



Anexo 11: Pisos de la Plataforma Elevadora



32 (✓)

ELEMENTO	CIDAD	PIEZA	Código
1	1	Bastidor nivel1	EHT-02-01-00-00
2	1	Bastidor nivel2	EHT-02-02-00-00
3	1	Bastidor nivel 3	EHT-02-03-00-00
4	1	Bastidor nivel 4	EHT-02-04-00-00
5	1	Bastidor nivel 5	EHT-02-05-00-00
6	1	Bastidor nivel 6	EHT-02-06-00-00
7	1	Bastidor nivel7	EHT-02-07-00-00
8	1	Lateral exterior izq nivel 1	EHT-02-08-00-00
9	1	Lateral exterior der nivel1	EHT-02-09-00-00
10	2	Lateral ext izq nivel 2 y 3	EHT-02-10-00-00
11	2	Lateral ext der nivel 2 y 3	EHT-02-12-00-00
12	6	Lateral exterior izq y derecho nivel 4 y 5	EHT-02-12-00-00
13	2	Lateral exterior nivel 7	EHT-02-13-00-00
14	4	Dezaladores	EHT-01-02-00-03-00
9	4	Conjunto Pasador 25x115	

Pos.	Con.	Unidad	Forma	Fecha
1	1	1	1	1
2	1	1	1	1
3	1	1	1	1
4	1	1	1	1
5	1	1	1	1
6	1	1	1	1
7	1	1	1	1
8	1	1	1	1
9	1	1	1	1
10	1	1	1	1
11	1	1	1	1
12	1	1	1	1
13	1	1	1	1
14	1	1	1	1
15	1	1	1	1
16	1	1	1	1
17	1	1	1	1
18	1	1	1	1
19	1	1	1	1
20	1	1	1	1
21	1	1	1	1

Bastidores y laterales exteriores		OLEOHIDRÁULICA CIEINFUEGOS			
		Equipos de incendio			
Poso	Escala	H.C. No.	Gr. No.	Gr. No.	Gr. No.

EHT-02-00-00-00PE