

REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS “CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ”
FACULTAD DE INGENIERÍA



Título: Diseño de una grúa hidráulica móvil de piso de 1 ton para talleres automotrices para la Empresa Oleohidráulica De Cienfuegos “José Gregorio Martínez”.

Tesis en opción al título de Ingeniero(a) Mecánico(a)

Autor (a): Larissela M. Januário

Tutor (a): Ing. Jesús Ernesto Del Junco García

Ms.C. Ing. Juan Gabriel Noa Águila

Cienfuegos

2020

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico.

Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.

Firma del Tutor.

Nombre y Apellidos. Firma.

Nombre y Apellidos. Firma.

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.



“El temor de Jehová es el comienzo de la sabiduría, y el conocimiento del
Santísimo es entendimiento.”

– Proverbios 9:10



En memoria de

Antónia Francisco da Cruz Martins Januário, mi mamá.

A

Bernardo Antonio Januário, mi padre, quien con mucho sacrificio y dedicación me ha convertido en la mujer que soy, ensañándome siempre la importancia de los estudios en mi formación integral.



Con este proyecto culmino mis estudios en ingeniería mecánica, fueron cinco años de mucho trabajo, experiencias marcantes y mucho he aprendido. He conocido personas que sencillamente han pasado en mi vida, y otras cuyo su apoyo emocional, moral y material, mucho han colaborado en la conclusión de esta etapa y por ello quisiera expresarles mis agradecimientos:

A Jehová mi Dios, por haberme ha enseñado el camino por el cual andar.

A mis tutores, Jesús Ernesto del Junco García y Juan Gabriel Águila Noa quienes han dedicado gran parte de su tiempo guiándome y brindándome la ayuda necesaria.

A mis hermanas Kenyeh Antonia, Raquel y Mirallirder Mimosa que junto a mi padre han sido una fuente inagotable de apoyo, fuerza y dedicación en mi vida.

A João Marcos, quien con mucha paciencia me ha apoyado en los momentos en que quise dejarlo todo, no tengo palabras suficientes para describir el apoyo incondicional que me ofreciste en estos años.

A mis tías, Madalena Narciso, Lúcia Tomas, Sofia Luzayadio, y mi hermana Fernanda por su apoyo en especial al principio de esta jornada, por haber confiado en mí.

A las familias Escalante y Batista, quienes me han abierto las puertas de su casa y me han acogido como una hija, soportándome siempre.

A Mileidy y Lachy, por su apoyo emocional incondicional siempre preocupándose en ayudarme a seguir adelante.

A Rosildo de Oliveira, mi compañero y amigo quien tengo como un hermano por su apoyo y amistad desde el inicio de la carrera compartiendo siempre mis batallas y mis conquistas.

A mi compañero Reinier Tomé, por estar pendiente de mis dudas, aportando así su granito de arena en este proyecto.

A todos, simplemente gracias.

RESUMEN

El presente proyecto se desarrolla como parte del programa de desarrollo de proyectos de mecánica aplicada para la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos 'José Gregorio Martínez', especializada en la sustitución de importaciones de componentes y equipos de oleohidráulica. Debido a que las máquinas y calidad del trabajo que ofrecen los talleres automotrices en la actualidad en el país no van de acorde con el avance mundial en el campo automotriz se propone el diseño de una grúa hidráulica móvil de piso de 1 ton para talleres automotrices. Diseñada en acero estructural, estará compuesta por una columna, un brazo de elevación de carga y un brazo extensible, estos componentes podrán ser accionados mediante un mecanismo hidráulico manual. Además, la base de la grúa tendrá ruedas para su desplazamiento. Dándole así solución a los problemas de elevar y trasladar motores de un sitio a otro. Se determinaron las fuerzas y los momentos que actúan en los elementos más cargados, así como la correcta selección de los materiales para la fabricación de las piezas de la máquina.

PALABRAS CLAVES: grúa hidráulica de piso, cilindro hidráulico, carga, taller.

ABSTRACT

The present project is developed as part of the development program of applied mechanics projects for the Cienfuegos hydraulic company 'José Gregorio Martínez', specialized in the substitution of imports of hydraulic components and equipment. Due to the fact that the machines and quality of work offered by automotive workshops at present in the country are not in accordance with the world advance in the automotive field, the design of a 1 ton mobile hydraulic floor crane for automotive workshops is proposed. Designed in structural steel, it will be made up of a column, a load lifting arm and an extendable arm. These components can be operated by means of a manual hydraulic mechanism. In addition, the base of the crane will have wheels for its movement. Thus providing a solution to the problems of lifting and moving engines from one place to another. The forces and moments acting on the most loaded elements will be determined, as well as the correct selection of materials for the manufacture of machine parts.

Keywords : hydraulic floor crane, hydraulic cylinder, loading, workshop.

Contenido

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1 – GENERALIDADES.....	3
1.1 – Antecedentes.....	3
1.1.1 – Estado del arte.....	4
1.2 – Clasificación de las grúas.....	9
1.3. – Grúa de taller: Características generales.....	10
1.3.1 – Clasificación general de la grúa de taller según las características de la estructura y sus prestaciones.....	12
1.3.2 – Movimientos característicos de la grúa de taller.....	14
1.3.2 – Estructura y partes constitutivas de la grúa de taller.....	15
1.4 – Fundamento teórico.....	17
1.4.1 – Acero estructural.....	17
1.4.2 – Soldadura.....	18
1.4.3 – Pasadores.....	21
1.4.5 – Sistema hidráulico.....	21
1.4.6 – Metodología de cálculo.....	24
1.4.7 – Consideraciones del diseño.....	26
CAPITULO 2 – ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.....	29
2.1 – Parámetros iniciales del diseño.....	29
2.1.1 – Determinación de la carrera del pistón para la longitud máxima del brazo.....	29
2.1.2 – Determinación de la carrera del pistón para la longitud mínima del brazo.....	32
2.2 – Análisis de fuerzas y determinación de la posición crítica de la grúa. .	34
2.2.1 – Posición I: Longitud máxima del brazo con el cilindro abierto.....	34
2.2.2 – Posición II: Longitud máxima del brazo con el cilindro cerrado.....	38

2.3.1 – Posición III: Longitud mínima del brazo (0,895 m) con el cilindro abierto.	41
2.4.1 – Posición IV: Longitud mínima del brazo con el cilindro cerrado. ...	44
2.3 – Selección y comprobación de la resistencia de las vigas.	47
2.3.1 – Brazo.....	48
2.3.2 – Columna.....	50
2.3.3 – Base.	52
2.4 – Diseño y cálculo de resistencia de las principales uniones soldadas. .	54
2.4.1 – Soldadura de la base y la columna principal.	54
2.4.2 – Soldadura del soporte del cilindro y el brazo.....	56
2.4.3 – Soldadura del soporte del cilindro y la columna.	57
2.5 – Diseño de los pasadores.	63
CAPITULO 3 – CALCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO Y ELEMENTOS COMERCIALES.	65
3.1 – Selección del cilindro hidráulico.....	65
3.1.2 – Determinación de las condiciones de trabajo del cilindro.....	68
3.2 – Selección de los elementos comerciales.	69
3.2.1 – Bomba.....	69
3.2.2 – Gancho de carga.....	70
3.2.3 – Ruedas.....	71
Conclusiones.....	72
Bibliografía	72
ANEXOS	77

INTRODUCCIÓN

Los talleres automotrices debido a su demanda de calidad en los trabajos realizados, se han visto en la necesidad de modernizar sus plantas, por lo que será necesario contar con maquinaria que facilite y disminuya el tiempo de ejecución de los trabajos, debido a que los talleres automotrices están directamente relacionados con la calidad que brindan no solamente en el conocimiento técnico, sino también en los equipos para hacer bien su trabajo.

Para esto se requiere de herramientas apropiadas, las mismas que en su mayoría son importadas, y que por su alto costo se convierten en bienes inalcanzables, para los talleres automotrices pequeños. Por tal motivo el país le encomendó a la Empresa Oleohidráulica de Cienfuegos “José Gregorio Martínez” la cual se dedica a la fabricación y recuperación de muchas piezas con funcionamiento hidráulico, la producción de grúas hidráulicas móvil de piso de 1 ton para talleres automotrices.

Por lo anteriormente planteado aparece el problema científico y como tal se plantea:

Problema Técnico

La Empresa Oleohidráulica de Cienfuegos “José Gregorio Martínez” no cuenta con el diseño adecuado que permita la construcción de una grúa hidráulica móvil de piso de 1 ton.

Hipótesis

Es posible diseñar una grúa hidráulica móvil de piso de 1 ton para su posterior fabricación en la Empresa Oleohidráulica Cienfuegos.

Objetivo General

Diseñar una grúa hidráulica móvil de piso de 1 ton para talleres automotrices para su posterior fabricación en la Empresa Oleohidráulica Cienfuegos.

Objetivos específicos

- Establecer y argumentar el principio de funcionamiento y los regímenes de trabajo de la grúa, así como el estado del arte.



- Diseñar la estructura y los diferentes elementos del sistema de elevación de la carga que satisfaga las las exigencias de explotación planteadas.
- Diseñar y seleccionar el sistema hidráulico para accionar el sistema de elevación de la grúa hidráulica móvil de piso.
- Calcular y seleccionar los tipos de soldaduras y medio comerciales de la grúa hidráulica móvil de piso.

CAPÍTULO 1 – GENERALIDADES.

1.1 – Antecedentes.

En su tesis (Córdova, 2015) cita a (Bachmann, 1997) quien dice que las grúas son un invento desarrollado por el hombre en la necesidad de levantar y trasladar grandes pesos, siempre utilizando algún principio físico que le permita obtener una ventaja mecánica para desarrollar el trabajo que se requiere. Generalmente se aprovechan del uso del principio de Pascal, el cual permite obtener la ventaja mecánica a través de la aplicación de una fuerza que genera una presión en el interior de un fluido confinado, mismo que permite obtener una fuerza resultante en el otro punto cuya magnitud será tantas veces mayor como lo sea la relación entre las áreas que tienen las secciones donde existen las fuerzas. Además del principio de Pascal, se pueden emplear los polipastos, los cuales a partir del uso de poleas móviles, un punto fijo y una cuerda que va pasando a través de cada una de las poleas, de forma tal que al pasar la cuerda o cable por una mayor cantidad de poleas, la distancia que se recorre en el movimiento de éstas, es mucho menor que la que se desplaza desde el punto de aplicación de la fuerza y el punto fijo, esta relación entre ambas distancias recorridas es proporcional a la ganancia de fuerza que se genera.

La elevación y el transporte de productos y mercancías han sido términos de gran importancia durante todo el transcurso y avance de la humanidad.

Desde los comienzos de las primeras civilizaciones, tanto en la antigua Roma, Egipto, Grecia, etc., se empezaron a utilizar sistemas basados en palancas, rampas y cuerdas. Grandes construcciones, legados y monumentos históricos, tales como las pirámides de Egipto, necesitaron de grandes y/o complejos sistemas de elevación para llevar a cabo tales arquitecturas.

Las primeras grúas fueron pequeños sistemas, no muy complejos, de poleas, contrapesos y mecanismos simples, accionadas a mano o por animales. Estas aparecieron en la antigua Grecia durante el siglo VI a.C.

A partir de estos primeros sistemas de elevación, fueron apareciendo sistemas más complejos y mecanismos como el tornillo sin fin durante el avance de las

civilizaciones, influenciando así a la arquitectura y calidad de vida de las mismas (Rodríguez, 2018).

Hasta la llegada de la revolución industrial, los principales materiales de construcción para las grúas eran la madera y la piedra. Desde la llegada de la revolución industrial los materiales más utilizados fueron el hierro fundido y el acero.

Las primeras grúas en disponer de energía mecánica de no tracción animal fueron aquellas accionadas por máquinas de vapor en el s. XVIII. Las grúas modernas de hoy en día utilizan generalmente motores de combustión interna o motores eléctricos e hidráulicos para proporcionar fuerzas mucho mayores debido a sus grandes prestaciones de par. A pesar de la evolución de las grúas todavía es posible ver hoy en día equipos manuales, muy usados en pequeños trabajos o donde es poco rentable disponer de un equipo mayor. En la actualidad existen diversos tipos de grúas con características muy dispares, estando cada una adaptada a un propósito específico. (Fernández)

1.1.1 – Estado del arte.

Una vez expresada la necesidad de la Empresa Oleohidráulica de Cienfuegos de empezar a trabajar en una nueva línea de productos mediante la fabricación de la grúa hidráulica móvil de piso de 1 ton para talleres automotrices es posible realizar pesquisas a algunas empresas internacionales buscando el estado del arte de las soluciones existentes para la elevación de motores en los talleres mecánicos. Esa es una forma que nos permitió conocer y comparar los productos existentes que están disponibles en el mercado, así como innovaciones en el diseño de las mismas. Aplicando esta metodología, de esta investigación resultó los siguientes modelos estudiado en proyectos que después vinieron a ser comercializado por empresas internacionales:

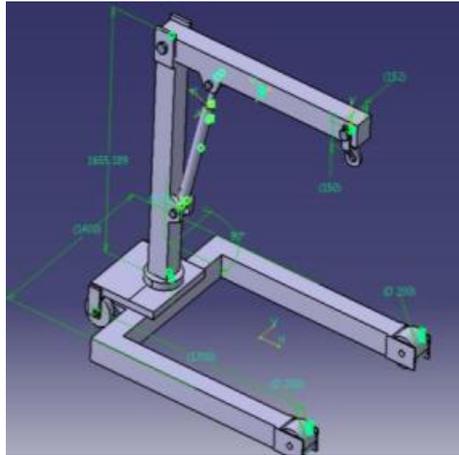


Figura 1: Grúa Hidráulica Giratoria. Fuente: (Jadhav, Kachroo, Ruchita Mantri, & Ratnaprkhi, 2013)

(Jadhav, Kachroo, Ruchita Mantri, & Ratnaprkhi, 2013) en su artículo propone un nuevo diseño de la grúa hidráulica del piso teniendo movimiento vertical del brazo, así como también horizontal con una rotación de 180 grados. Rediseñando la grúa hidráulica de piso de forma tal que se dé la habilidad de rotar el brazo y se diseña una caja de cambios que le provee el movimiento giratorio a la columna a través de un conjunto de engranes.

El prototipo es diseñado y confeccionado y su operación estudiado para valorar su viabilidad. Toda la estructura de ser estable, así que deben encontrarse los puntos de críticos. Para ello (Jadhav, Kachroo, Ruchita Mantri, & Ratnaprkhi, 2013) utiliza el software CATIA para modelar el diseño y lo importa al software ANSYS y se realizan diversos análisis. Una vez que estén estable el diseño y se realice el estudio el costo se empieza a producir la grúa. Para hacer el diseño costo eficiente, el motor eléctrico utilizado para la rotación del sistema de engranes es reemplazado por un mecanismo manual de levas.

La grúa del piso misma es diseñada para el su manejo sea ergonómico ya que reduce esfuerzo manual, la curvatura y requiere menos fuerza para operarla. Su estructura tiene en cuenta los parámetros de seguridad y protección laboral y no hay bordes cortantes para evitar así accidentes. Es de peso ligero, libre de ruido y un acabado superficial de buena calidad, por lo tanto, es un diseño ergonómico y estéticamente llamativo.

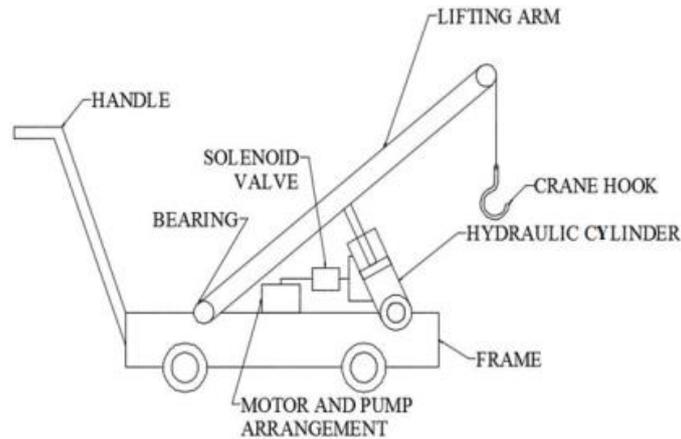


Figura 2: Grúa Hidráulica De Piso. Fuente: (Bharath University Department of Mechanical Engineering, 2013)

El diseño propuesto por (Bharath University Department of Mechanical Engineering, 2013) se centra en una grúa móvil de piso equipada con la facilidad para bloquear la carga en cualquier altura como una característica especial, como solución al fallo por fatiga debido a la carga estática. La grúa móvil es diseñada para soportar una máxima carga de aproximadamente 1000 kg, con un peso del mostrador de 2.6 KN que le dio a la grúa un 3.034 coeficiente de seguridad.

Cabe destacar el principio de funcionamiento de esta grúa descrito por (Bharath University Department of Mechanical Engineering) ya que, al contrario de nuestra grúa, esta es una grúa hidráulica móvil de piso de accionamiento eléctrico. Cuando el motor de corriente alterna se enciende, este tiende a activar la bomba del rotor que está acoplada directamente al motor eje con la ayuda de parearse. Debido a la activación de bomba el aceite del depósito se sube con la ayuda de la presión succionante creada por la bomba para alcanzar válvula del solenoide. La válvula del solenoide está acoplada al cilindro hidráulico que es en el que se encaramó entre marco y el brazo elevador. Cuando la válvula es activada (por medio de palanca por el operador) el fluido presurizado entra en el cilindro, lo cual tiende a replegar el pistón hacia el exterior. Debido a este brazo es levantado hasta cierto punto con la carga. Cuando el portal es puesto al revés con la ayuda de palanca de la mano, el cilindro tiene tendencia a replegarse atrás

allí bajando el brazo para elevar e intercambiar la carga conllevada de un sitio a otro.

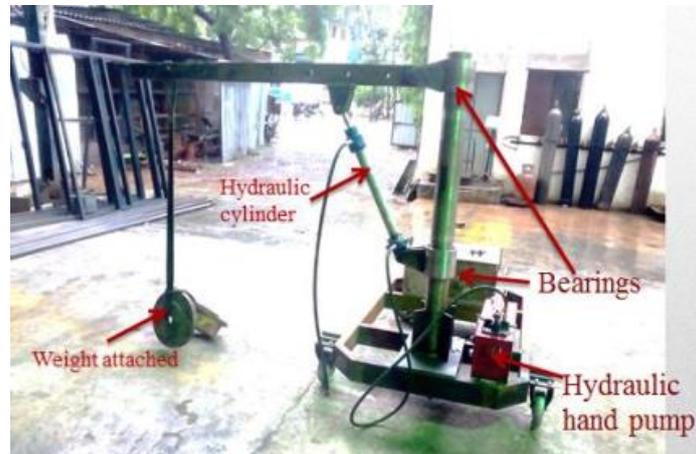


Figura 3: Grúa Hidráulica Pescante Giratoria. Fuente: (Borle & Lakade, 2014)

(Borle & Lakade, 2014) proponen un diseño novedoso de una grúa de pescante con un movimiento giratorio de brazo horizontal con relación a columna vertical en 180° y fabricaron una grúa de pescante hidráulica rotativa para Micro Pequeñas y Medianas Empresas Micro patrocinado por el Instituto TIFAC Nueva Delhi e implementado exitosamente. Usando una estructura hecha de material disponible en la localidad, de la grúa consta de chasis, columna vertical, brazo horizontal, y la bomba hidráulica ensamblada con el cilindro. En este proyecto se elimina todo equipo eléctrico para reducir el costo y la elevación de la carga se hace por el cilindro hidráulico que operará manualmente.

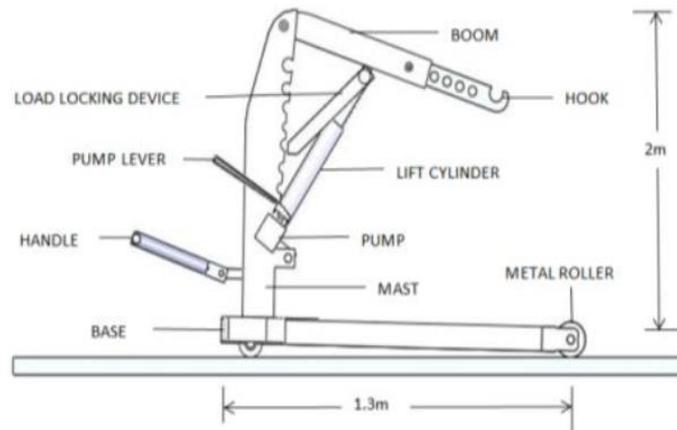


Figura 4: Grúa Móvil De Piso. Fuente: (Chukwulozie, Nnaemeka, Andrew, & Ebieladoh, 2016)

Este es un diseño un tanto cuanto novedoso realizado por (Chukwulozie, Nnaemeka, Andrew, & Ebieladoh, 2016) en su proyecto intitulado “Steel Work Design and Analysis of a Mobile Floor Crane” (Diseño y análisis de una grúa móvil de acero). El objetivo de este proyecto es proveer una grúa hidráulica del piso móvil equipada con una facilidad para asegurar la carga en cualquier altura, como solución al fallo del cilindro debido a carga estática que suele ocurrir en los diseños convencionales. Además, se busca en este proyecto el diseño y la construcción de una grúa móvil hidráulica del piso que puede desmantelarse fácilmente para embarque y el almacenamiento y sea aún más barato de confeccionar que una grúa convencional sin cualquier reducción de la capacidad en comparación con las grúas convencionales. El dispositivo que traba la carga es de hecho diseñado para mantener la carga suspendida constante en los casos en que falle el cilindro. Para lograr esto, un miembro elevado de fuerza es pivotado en el auge y es diseñado para hacer una ranura en surcos labrados a máquina en el mástil. Este miembro es supeditado a fuerza compresiva y así fue diseñada para resistir tal fuerza.



1.2 – Clasificación de las grúas.

Ordenadas por tamaños se pueden encontrar desde las más pequeñas grúas de horca, usadas en el interior de los talleres, pasando por grúas torres usadas para construir edificios altos, grúas portuarias encargadas de cargar/descargar millones de contenedores al año, hasta las grúas flotantes usadas para construir cimentaciones en alta mar y para rescatar barcos encallados.

Las grúas pueden clasificarse en función de su movimiento permitido en:

- **Fijas**

Aquellas que se instalan en un lugar en el que desarrollan su trabajo, sin poder desplazarse. Es el claro ejemplo de una grúa de brazo giratorio.

- **Portátiles**

Son equipos que pueden ser desensamblados y trasladados hasta otro lugar. Un ejemplo sería una grúa torre.

- **Móviles**

Son las que tienen posibilidad de realizar movimientos de desplazamiento, ya sea sobre rieles, ruedas neumáticas, oruga, u otros medios. Por ejemplo, una grúa taller.

(Tituaña, 2007) en su tesis explica con base en autores de renombre y en la norma británica que uno de los puntos de vista para la clasificación de las grúas es de acuerdo a los servicios que prestan. Es así, que de acuerdo al servicio que va a prestar una grúa, se clasifican en grupos cada uno de los cuales tiene sus respectivos factores de seguridad y de trabajo.

Las normas británicas B.S.2573 por ejemplo, clasifican a las grúas en cuatro clases:

Tabla 1: Clasificación de las grúas según las normas británicas B.S.2573.

Fuente: (Tituaña, 2007)

Clase	Servicios	Utilización (horas/años)	Ejemplos
1	Ligero	1000	Baja potencia
2	Medio	2000	Fábricas bodegas
3	Pesado	3000	Siderurgias
4	Extra pesado	3000	Siderurgias y acerías

De acuerdo con estas normas se debe utilizar diversos factores de seguridad en su diseño y estos son más altos según estos presten servicios más pesados. Se indican los factores de impacto de trabajo que deben ser aplicados a la carga útil y a los esfuerzos permisibles que soportan las grúas.

Existe una amplia gama de grúas que pueden cumplir con los requerimientos de trabajo solicitados (elevación y traslado de componentes) y, entre las principales están: puentes grúa, grúas con base giratoria, grúas tipo pluma, grúas tipo pórtico y grúas de taller.

1.3. – Grúa de taller: Características generales.

Una grúa de taller o grúa de piso es un equipo, generalmente equipado con un mecanismo elevador como un polipasto con cuerdas de alambre o un cilindro hidráulico que se puede usar tanto para levantar como para bajar materiales y antes del movimiento horizontal de la grúa. Su estructura tubular, rígida y de peso ligero consiste uno o más mecanismos simples para crear fuerza mecánica y por lo tanto mueve cargas más allá de la capacidad humana pudiéndose utilizar para levantar cargas de 50 a 2000 Kg.

Las grúas de piso son comúnmente empleadas en la industria del transporte para carga y descarga de material de bajo volumen en el transporte de vehículos así también en talleres automotrices para el traslado de motores, en la industria de la construcción para el movimiento de materiales de construcción y en la industria manufacturera para el montaje de maquinaria pesada y manejo de materiales.

Su aplicación en los talleres automotrices es muy versátil ya que satisface los requerimientos por sus ventajas, a citar:

1. Una de las formas más potente de levantar objetos:

Una de las maneras más potentes de levantar objetos es al utilizar la fuerza de una grúa hidráulica. Al implementar la fuerza que el fluido a presión ofrece, y la facilidad con que puede ser usada, es posible mover una carga de un lugar al otro utilizando una cantidad relativamente pequeña de esfuerzo y las grúas hidráulicas están entre los sistemas de elevación de carga más eficientes disponible en el lugar de trabajo moderno.

2. Estabilidad durante el uso:

Al usar un sistema de tuberías fijo, la presión puede ser mantenida una vez que el sistema haya estado en funcionamiento, y esto hace que la grúa hidráulica se mantenga estable durante el uso y capaz de soportar cargas relativamente grandes.

3. Fácil mantenimiento:

Las grúas hidráulicas están entre los sistemas más simples que usted puede usar dentro de cualquier proceso, y es muy fácil para mantener. El mantenimiento preventivo se lo puede hacer de mejor manera por cuanto todos los elementos a inspeccionarse se pueden visualizar rápidamente y prevenir fallas mecánicas y accidentes personales.

4. Una herramienta muy versátil:

La mayoría de las grúas hidráulicas son relativamente livianas y la facilidad con la que pueden ser movidas de un área a otra dentro de la fábrica o centro de distribución, los convierte en una muy herramienta versátil con muchos usos en el día a día. Aunque la grúa en que se diseñará en este trabajo se especifique como para uso en talleres automotrices para elevar motores, la utilidad de esta herramienta va desde simples trabajos de carga en el área de la bahía de carga donde las grúas hidráulicas portátiles pueden usarse para levantar objetos en un camión de espera hasta trabajos más complejos dentro de la fábrica principal.

5. Diseño bastante simple:

Un sistema hidráulico funciona con un sistema de bombas y pistones que se llenan con un líquido, generalmente un aceite ligero o agua. Al mover el líquido bajo presión desde las bombas, los pistones pueden extenderse o reducirse, y cuando estos pistones están conectados a un sistema de palancas, los pistones pueden usarse para levantar pesos sorprendentemente pesados. Este tipo de sistema permite que el diseño de la herramienta sea bastante simple, llegando hasta las que son de estructura plegable como las se describirán más adelante.

1.3.1 – Clasificación general de la grúa de taller según las características de la estructura y sus prestaciones.

Como se vio anteriormente, existe una amplia gama de grúas – que responden a un uso específico. Pudiéndose encontrar desde las más pequeñas grúas pescantes utilizadas en el interior de los talleres automotrices, hasta la más alta grúa torre usada en la construcción de altos edificios.

Entre las grúas de taller se pueden clasificar según el mecanismo de elevación de carga (pluma o brazo) o según las características del chasis pudiéndose encontrar en el mercado diferentes modelos como:

Grúa de taller simple – para un brazo fijo, la carga máxima autorizada es soportada sin problemas en la última posición del brazo extensible.



Figura 5: Grúa de taller de brazo. Fuente: (Mano Mano, 2018)

Grúa de taller con brazo telescópico – es muy práctica porque permite llevar el gancho de elevación lo más verticalmente posible por encima de la carga a levantar. Pero al contrario de la grúa de taller de brazo fijo, cuanto más largo el brazo, menos peso puede levantar.



Figura 6: Grúa de taller con brazo telescópico. Fuente: (Mano Mano, 2018)

Grúa de taller de chasis fijo – el brazo vertical de la grúa está sujeto por una base que se fija directamente en el suelo, sobre un remolque, una camioneta, etc. La ventaja es que la grúa es muy estable y a menudo giratoria.



Figura 7: Grúa taller con chasis fijo. Fuente: (Weber, 2015)

Grúa de taller de chasis con ruedas – la mayoría de las grúas tienen un chasis con ruedas, que permite desplazarse con la carga por el taller. Se debe verificar que la altura del chasis y de las ruedas la cota máxima de que dispone el usuario.

Grúa de taller con chasis plegable – es un chasis con ruedas en el cual se pueden plegar o desmontar fácilmente las patas con ruedas, lo que permite un almacenamiento más cómodo cuando no se va a utilizar la grúa.



Figura 8: Grúa de taller con chasis plegable. Fuente:
(<http://www.equipamientosparatalleres.net>, s.f.)

Al igual que cualquier maquinaria industrial, esta estructura necesita de una serie de mecanismos para poder operar. El mecanismo, al igual que la estructura, que suelen ser característicos de una grúa hidráulica móvil de piso de 1 ton para talleres automotrices y por lo tanto es el que se va a diseñar es el de elevación de carga y como indica el nombre tiene la función de hacer elevar/descender la carga, formado por el conjunto del brazo superior, brazo extensible superior y el cilindro.

1.3.2 – Movimientos característicos de la grúa de taller.

Las grúas hidráulicas de taller, si no se especifica lo contrario se limita por disposiciones constructivas, como mínimo 3 tipos de movimientos operativos independientes, aunque se deben realizar respetando las normas de seguridad y estabilidad de la máquina. Estos 3 movimientos son los mínimos que posibilitan elevar y transportar la carga de modo estable y equilibrado.

Estos 3 movimientos son:

Movimiento de elevación/descenso de carga

Este movimiento se realiza en dirección vertical perpendicular al plano del suelo.

El citado movimiento se realiza en la dirección horizontal longitudinal de la estructura donde se halla.

Movimiento giratorio

Este movimiento permite el giro de la estructura en el plano horizontal con un radio de 360° acorde a las necesidades del operador.

1.3.2 – Estructura y partes constitutivas de la grúa de taller.

La estructura de la grúa por lo general consiste en un marco base, mástil, pluma, el dispositivo de elevación, ruedas y dispositivo de bloqueo, etc. Generalmente las grúas están disponibles en tipo manual como la que se pretende diseñar, pero también pueden ser electrohidráulicas. Las de accionamiento manual utilizan una bomba de pistón manual (bomba de desplazamiento positivo); mientras que las de accionamiento eléctrico utilizan un motor eléctrico y una bomba de pistón o engranajes para su funcionamiento.

En la figura que se muestra a continuación se detallan los componentes que conforman la estructura de la grúa hidráulica móvil de piso de 1 ton para talleres automotrices.

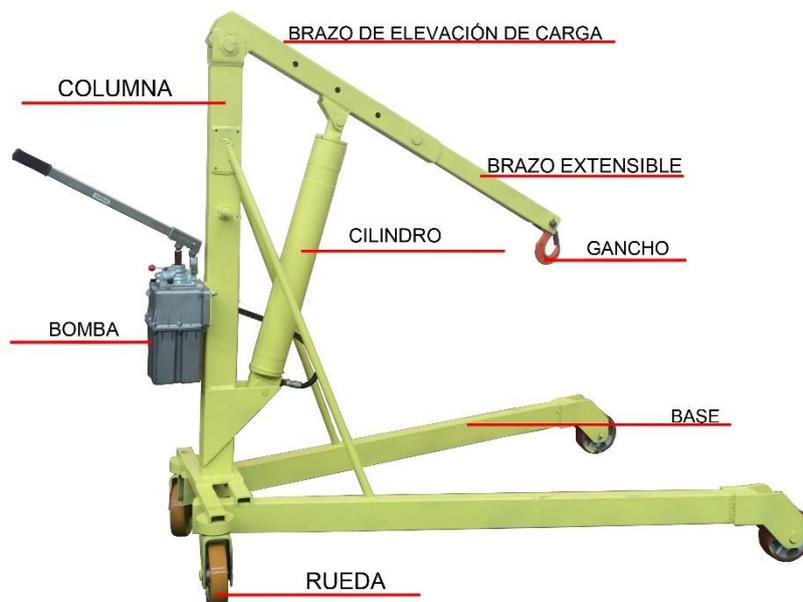


Figura 9: Partes constitutivas de la grúa de taller. Fuente: Elaboración propia



La estructura a diseñar cuenta con los siguientes componentes:

- La Base: su función es la de dar estabilidad a la estructura. Generalmente está en forma de V. El equilibrio de la grúa se debe al diseño de la base de descanso o a un el contrapeso es para equilibrar la carga que se levanta.
- El mástil o columna: suele estar unida a la base mediante soldadura, y por un pasador al brazo y a una de las partes del cilindro. Y se fortalece aún más al dar refuerzos en ambos lados, y un timón para guiar la estructura durante el traslado.
- La pluma o brazo de elevación de carga: la parte móvil de la grúa, en un extremo está unido a la columna por un pasador y a una cadena o gancho en el otro extremo. También está unido por un pasador a la otra parte del cilindro.
- Mecanismo de elevación: el mecanismo se utiliza para levantar la carga para más movimiento de la carga. Tiene dos tipos de movimiento, uno para elevar la carga y otros para bajar que en nuestro caso lo hace el cilindro hidráulico y su sistema elevando grandes cargas con un mínimo esfuerzo.
- Ruedas: estos son los componentes que hacen la movilidad de la grúa posible. Pueden ser rodillos metálicos con rodamiento o ruedas de goma.
- Gancho de carga: está unido al brazo de la grúa hidráulica del piso. Se usa para levantar el peso. El gancho se encuentra solicitado a tracción en su parte recta y simultáneamente a tracción y flexión en la parte curva. Se construyen de sección trapezoidal o elíptica, por lo general, si bien puede ser de sección circular o rectangular sus dimensiones pueden determinarse según las normas DIN 687 688 y 689.

1.4 – Fundamento teórico.

1.4.1 – Acero estructural.

El conocimiento obtenido en los últimos tres siglos junto con las teorías y técnicas de análisis desarrolladas, permiten al moderno ingeniero diseñar estructuras y maquinas; seguras y funcionales de tamaño y complejidad sin precedentes, teniendo en cuenta tres requisitos indispensables: resistencia, rigidez estabilidad de los diversos elementos además que a nivel práctico en la industria es necesario cubrir otros requisitos como costos y eficiencia.

El ingeniero mecánico encuentra en el acero un campo de actividad muy interesante y variado, resultante a la vez de una combinación de la mecánica, diseño estructural, mecánica de materiales, ciencia de los materiales y procesos de manufactura.

Se define como acero estructural al producto de la aleación de hierro, carbono y pequeñas cantidades de otros elementos tales como silicio, fósforo, azufre y oxígeno, que le aportan características específicas. El acero laminado en caliente, fabricado con fines estructurales, se denomina como acero estructural al carbono, con límite de fluencia de 250 Mpa ($2 \cdot 549 \text{ Kg. /cm}^2$) mínimo.

El acero estructural, según su forma, se clasifica en:

PERFILES ESTRUCTURALES: Los perfiles estructurales son piezas de acero laminado cuya sección transversal puede ser en forma de I, H, T, canal o ángulo.

BARRAS: Las barras de acero estructural son piezas de acero laminado, cuya sección transversal puede ser circular, hexagonal, rectangular o cuadrada en todos los tamaños.

PLANCHAS: las planchas de acero estructural son productos planos de acero laminado en caliente con anchos de 203mm y 219mm, y espesores mayores de 5,8 mm y mayores de 4,5 mm, respectivamente.

Para la estructura de la grúa se escoge el acero F-1140 según UNE, también conocido por otra norma como AISI 1045 y por la Norma Gost sería 45, sus propiedades son: (Pisarenko G. S., 1979)

Tabla 2: Propiedades del acero F – 1140. Fuente: Elaboración propia.

Límite de Fluencia (σ_f) (MPa)	Límite de Resistencia (σ_p) (MPa)	Módulo de Elasticidad (E) (MPa)	Densidad (ρ) (Kg/m ³)
353	637.43	$200 \cdot 10^3$	7810

Su alta resistencia, homogeneidad en la calidad y fiabilidad de la misma soldabilidad, ductilidad, incombustibilidad, pero a altas temperaturas sus propiedades mecánicas fundamentales se ven gravemente afectadas, buena resistencia a la corrosión en condiciones normales hace de este tipo de acero el ideal para la construcción de grúas, por lo cual entre las distintas partes de la grúa se fabrican de barras y/o planchas de acero estructural.

Para estructuras como la de la grúa de taller es común utilizar el acero 45 en la forma de barras rectangulares o de perfiles estructurales.

1.4.2 – Soldadura.

La unión soldada es una junta inseparable de las piezas mediante la costura de soldadura. Si el proceso de la soldadura está producido mal, la costura adquirirá defectos, de los cuales los más característicos son: inclusiones de escorias y óxidos situados por puntos, en cadena o por franjas, socavadura y soldadura incompleta en la base de la costura. (V. DOBROVOLSKI, 1980).

El uso de la soldadura en lugar del remachado permite significativas reducciones de peso en las construcciones, que son estimadas entre un 10 y un 20% con grandes ahorros por conceptos de menor demanda de fuerza de trabajo y de incremento de la productividad. (Departamento de Mecánica, 2006)

En el diseño de máquinas se debe considerar muchos aspectos importantes de la soldadura, como la determinación de la dimensión adecuada de soldadura, esto implica un análisis de las tensiones que se producen en cada uno de los cordones de soldadura sometidos a cargas. Para cada uno de ellos se deben utilizar las recomendaciones y procedimientos de la American Welding Society (AWS):



Aws: E 6011

Especialmente diseñado para usos con corriente alterna, aunque también puede ser usada con corriente continua, electrodo positivo.

El metal depositado es dúctil, buena penetración, de arco suave y estable. Buen rendimiento. Especialmente apto para aplicaciones en toda posición bajo exigencias radiográficas, estructuras, tuberías de presión, maquinaria pesada.

Resistencia a la tracción: 480 Mpa

Límite de fluencia: 405 Mpa

Alargamiento en 50mm: 36%

Composición Química (Típica)

C:0.10% Mn:0.40% P:0.01%

S:0.020% Si:0.25%

Tabla 3 – Especificaciones técnicas de la soldadura IDURA 230-S. Fuente:

(Lindao Klaere, Jiménez Dávila, & García Ibarra, 2006)

Diam. Elect.		Amperaje		Electrodo
Pulg.	mm.	Min.	Max.	X Kg. Aprox.
3/32	2.4	50	90	77
1/8	3.2	80	120	37
5/32	4.0	120	160	26
3/16	4.8	140	220	18

INDURA: 90

Aws: E 6013

Arco Suave, poca salpicadura, depósito de buena apariencia, especial para estructuras livianas, muebles metálicos. Baja penetración.

Resistencia a la tracción: 510 Mpa

Límite de fluencia: 470 Mpa

Alargamiento en 50mm: 26%

Composición Química (Típica)

C:0.10% Mn:0.40% P:0.01%

S:0.020% Si:0.25%

Tabla 4 – Especificaciones técnicas de la soldadura INDURA 90. Fuente:

(Lindao Klaere, Jiménez Dávila, & García Ibarra, 2006)

Diam. Elect.		Amperaje		Electrodo
Pulg.	mm.	Min.	Max.	X Kg. Aprox.
3/32	2.4	40	90	55
1/8	3.2	70	120	35
5/32	4.0	120	190	22
3/16	4.8	160	240	17

INDURA: 70S-6

Aws: ER 70S-6

Alambre sólido para proceso MIG/MAG. Posee niveles, más altos de magnesio y silicio que otros grados de alambre sólidos. Requiere gas de protección CO₂ o argón-CO₂.

Aplicaciones típicas: construcción de buques, recipientes a presión, soldaduras de cañerías, labores generales de fabricación.

CC (+). Toda posición

Resistencia a la tracción: 520 Mpa

Límite de fluencia: 440 Mpa



Composición Química (Típica)

C:0.09% Mn:1.45% P:0.02%

S:0.020% Si:0.85%

Tabla 5 – Especificaciones técnicas de la soldadura INDURA 70S-6.

Fuente: (Lindao Klaere, Jiménez Dávila, & García Ibarra, 2006)

Diam. Elect. (mm)	Amperes	Volts.	Flujo CO2
0.8	50-110	15-21	7-12
0.9	60-120	16-22	8-12
1.2	120-250	22-28	12-14
1.6	200-300	25-32	14-16

1.4.3 – Pasadores.

Por su construcción los pasadores se dividen en cónicos (Normas Oficiales Soviéticas, GOST 3129 – 46 y las Normas de la Unión Soviética, OST 2074) y en cilíndricos (Normas Oficiales Soviéticas GOST 3128 – 46). Los pasadores cónicos se pueden utilizar varias veces en un mismo agujero. Los cilíndricos se mantienen en el agujero gracias al encaje apretado y se emplean fundamentalmente como posicionadores para fijar la disposición recíproca de las piezas que se unen de la máquina por lo que hace este el más indicado en nuestro caso. (F. SOKOLOV, 1986)

1.4.5 – Sistema hidráulico.

Un sistema hidráulico puede ser ejecutado de forma manual en el caso del típico gato hidráulico que transportamos en los automóviles o a su vez ser accionado por una bomba capaz de generar gran presión y un considerable caudal, de esta última variable dependerá la velocidad de salida del vástago del cilindro que lo contiene. Aunque el sistema hidráulico que se escoge en este proyecto es manual cabe destacar que en la mayor parte de este tipo de sistemas la bomba hidráulica va tomada a un motor y es este quien le transmite potencia a la bomba,

la misma que se clasifica en varios tipos como: bombas de pistón, bombas de paleta, bombas de engranaje, etc. Por su gran desempeño y bajo mantenimiento las bombas más usadas son las de engranaje, luego de esto se necesita controlar el flujo que producirá la bomba, esto se logra mediante válvulas que de igual forma existen un sinnúmero.

Ventajas de la Oleohidráulica:

- Permite trabajar con elevados niveles de fuerza o momentos de giro,
- El aceite empleado en el sistema es fácilmente recuperable,
- Velocidad de actuación fácilmente controlable,
- Instalaciones compactas,
- Protección simple contra sobrecargas,
- Cambios rápidos de sentido.

Desventajas de la Oleohidráulica

- El fluido es más caro,
- Pérdidas de carga,
- Se requiere personal especializado para la mantención,
- Fluido muy sensible a la contaminación.

A continuación, se describen los principales componentes del sistema hidráulico:

Bomba hidráulica

Es la encargada de absorber el fluido hidráulico y enviarlo hasta el cilindro con una presión y caudal determinado.

Las bombas manuales constan de un vástago conectado a un pistón, con sus elementos de estanqueidad, que se desplaza en el interior de un orificio cilíndrico cerrado por el extremo opuesto por donde tiene los orificios de entrada y salida. Existen diversos tipos de bombas manuales, y aunque todas trabajen según el principio anteriormente definido, las hay simples, donde el bombeo se realiza por

una sola cámara del cilindro; dobles, donde mientras una cámara del cilindro está aspirando, la otra está bombeando.

Cilindro hidráulico

De acuerdo con (Salazar, 2006) los actuadores hidráulicos hacen parte del grupo de componentes más utilizados en la industria hidráulica de potencia, y su uso abarca diversas aplicaciones, como levantamiento, empuje, tracción, etc., haciendo que la carga a compresión aplicada sea uno de los factores más importantes sobre el cual se basa su diseño. Esta carga sobre el actuador provoca efectos combinados de compresión y flexión, debido a su interacción con la máquina o mecanismo a la cual queremos transmitir energía.

El cilindro es el encargado del trabajo final que se pretenda realizar, es capaz de desplazar grandes cargas y en maquinarias como volquetas, retroexcavadoras, grúas, es el elemento claramente visible. Existen varios tipos como: cilindro sumergible, cilindro telescópico, cilindro de simple efecto, cilindro de doble efecto, etc. El cilindro a utilizar, de acuerdo con los resultados del diseño se seleccionará el más adecuado entre los que se fabrican en la misma empresa.

Fluido hidráulico

Transmite la energía generada por la presión, a la vez que protege las partes de todo el sistema de la corrosión. Por lo general se usa aceite ya que tiene un margen de operatividad desde los $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta los $125\text{ }^{\circ}\text{C}$ sin problemas.

Depósito de aceite

Contiene el fluido que necesita el sistema, permite el enfriamiento del aceite, y necesariamente debe tener un filtro antes que el fluido vuelva a regresar a las válvulas y los cilindros.

Manguera hidráulica

Las mangueras hidráulicas en general son tubos flexibles empleados para transportar fluidos de un lugar a otro. Su estructura está conformada por un tubo interno, diseñado con base a las propiedades asociadas a la compatibilidad del



material conducido; el refuerzo, que aporta resistencia a la presión de trabajo; y la cubierta, que lo protege de factores como la intemperie, abrasión o productos químicos. Las mangueras hidráulicas, fabricadas en caucho sintético y de gran resistencia, son necesarias en la mayoría de los sistemas hidráulicos, ya que se pueden usar en espacios limitados y admiten movimiento, a la vez que transmiten la potencia necesaria para llevar a cabo un trabajo mecánico.

1.4.6 – Metodología de cálculo.

La metodología de cálculo a utilizar se basa en la metodología de Shubin & Pedré que se describe a continuación:

La capacidad de trabajo de los elementos de máquinas por criterios de resistencia, invariabilidad de las dimensiones y de estabilidad de la forma, se garantiza por las condiciones: $\sigma < \sigma_{\text{lim}}, \tau < \tau_{\text{lim}}$ ó $P < P_{\text{lim}}, M < M_{\text{lim}}^1$.

Dónde:

σ (τ) – esfuerzo que actúa en el material de la pieza; dependiendo del tipo de estado tensional y del criterio de resistencia adoptado, este puede ser o el máximo esfuerzo normal o el máximo esfuerzo tangencial, o, en fin, cierto esfuerzo reducido (equivalente);

σ_{lim} (τ_{lim}) – el esfuerzo peligroso (límite) cuyo aumento en condiciones dadas del trabajo provoca desperfectos en la pieza, a consecuencia de la pérdida de la capacidad de trabajo;

P (M) – cargas (fuerzas y momentos) que actúan en la pieza a calcular;

P_{lim} (M_{lim}) – cargas peligrosas (límites), que provocan desperfectos en la pieza.

El experimento es el método más seguro de verificación de las condiciones¹ en cada caso particular.

Desafortunadamente, la vía experimental de verificación de la capacidad de trabajo en las piezas naturales es muy trabajosa y requiere la creación de un dispositivo especial muy costoso y se puede utilizar sólo de forma limitada. El que más se emplea es el método de cálculo de verificación para la capacidad de

¹ (Shubin & Pedré, 1980) Fórmula (3.2)

trabajo, mediante la realización de cálculos de resistencia, de la resistencia al desgaste, rigidez. Etcétera.

El cálculo de resistencia se efectúa para los esfuerzos y debe satisfacer la condición:

$$\sigma = \psi(P_1, P_2, P_3 \dots M_1, M_2, M_3 \dots a, b, c \dots) \leq \frac{\sigma_{\text{lim}}}{n} = [\sigma]^2 \quad (1.1)$$

Donde el esfuerzo que actúa σ o τ , se determina como cierta función de las cargas y de las dimensiones lineales a, b, c, \dots ; y el esfuerzo admisible $[\sigma]$ o $[\tau]$, como la parte del esfuerzo peligroso que corresponde a las condiciones dadas de trabajo de la pieza y que se obtiene como resultado de la división $\frac{\sigma_{\text{lim}}}{n}$ para el coeficiente admisible de seguridad, reserva de resistencia, n .

Como el cálculo de verificación se distingue por su gran certeza y permite determinar con más exactitud las cargas, la influencia de la forma, de las dimensiones y de otras particularidades de la pieza, se considera definitivo.

De esta forma, el cálculo de resistencia incluye la determinación:

1. De la magnitud y el carácter de las cargas – fuerzas, momentos – que actúan en toda la construcción a calcular y sus piezas independientes;
2. De los esfuerzos máximos o reducidos, equivalentes en las secciones de cálculo de la construcción;
3. De los esfuerzos peligrosos, límites, para la construcción real o para la pieza, si se tiene en cuenta las condiciones de su explotación;
4. De la reserva necesaria de resistencia y de la magnitud de los esfuerzos admisibles.

Para el cálculo de las cargas y de los esfuerzos que actúan en los elementos de la construcción, estos últimos, por regla general, se deben esquematizar, se deben sustituir por un esquema simplificado de las líneas de eje, cambiar los apoyos reales y los empotramientos reales por los teóricos, determinar convencionalmente o concentrar las masas, etcétera. El esquema de cálculo

² (Shubin & Pedré, 1980) Fórmula (3.3)

debe reproducir lo más exactamente posible la construcción real y las condiciones de su trabajo.

1.4.7 – Consideraciones del diseño.

De acuerdo con (Córdova, 2015) para un correcto funcionamiento los tres factores principales que se deben de estudiar son: su capacidad de carga, es decir el peso que éstas puedan soportar y trasladar; su capacidad de elevación, es decir las distancias máximas a las que puede trasladar sus cargas ya sea tanto de forma horizontal como vertical; su operación, una grúa debe estar diseñada de forma que pueda manipularse con la mayor precisión posible sin importar las cargas que este soportando y finalmente su resistencia, toda grúa tiene una capacidad de carga máxima, aunque ésta solamente pueda alcanzarse bajo ciertas condiciones de longitud e inclinación es necesario determinar las cargas que puede soportar a distintas longitudes y elevaciones.

La principal función de la grúa hidráulica móvil de piso de 1 ton para talleres automotrices es la de sacar los motores, por lo que estas, deben tener la base lo suficientemente baja como para entrar debajo del coche sin que dañe ningún elemento del vehículo. (Cortéz, 2014).

Por lo que se debe tener en cuenta algunas características del diseño del automóvil y del motor como se ven en la tabla:

Tabla 6: Medidas de referencia de los automóviles más comunes en el mercado local. Fuente: (Chilton Book Company, 1991)

Marca	Longitud de acceso (mm) al motor	Altura (mm)	Peso del motor aprox. (Kg)
Ford Granada	750	900	450
Olsmovil	780	850	550
Taumus	670	810	450
Datsun 1800	740	950	450
Mazda 929	700	850	400
Mazda 626	680	850	400

Toyota 2200	760	850	500
Nissan Patrol	780	1200	750

1. Peso del motor

Según los requerimientos del diseño, la grúa debe poder levantar un rango de motores desde 1000 cm³ hasta 3600 cm³, por lo tanto, tomando como mínimo el peso de un motor de 3600 cm³ para el diseño de la grúa, el valor aproximado es de 1000 Kg o 1 ton.

2. Altura del motor

la altura del motor al suelo es muy importante, pues esta nos influye para indicar la altura mínima a la que la grúa debe tener acceso, pero en el mercado esta altura no es igual para todos los modelos de vehículos con un motor máximo de 3600 cm³, por lo tanto, se tomó una altura de un vehículo de gran volumen para esta restricción. La altura máxima para el motor suele ser de unos 1300 mm o 1,30 m.

Solución: La altura del centro del pasador donde va la carga cuando el cilindro este retraído es de 1350 mm.

3. Profundidad el motor

La profundidad del motor es un factor importante, que al igual que la altura del motor, se necesitan para delimitar la altura mínima a la que debe alcanzar la grúa, pues estas 2 variables sumadas nos dan una buena aproximación del valor de la altura; para este caso según los valores medidos a diferentes vehículos con motores de 3600 cm³, la profundidad máxima encontrada es de 600 mm o 0,6 m.

Solución: La distancia mínima entre el pasador de unión de la columna con el brazo y el pasador donde va la carga es de 895mm, y en ese punto soporta 2000Kg, una carga superior al peso de los motores estándar.



4. Altura al suelo:

Para el diseño de la base de la grúa se debe tener en cuenta esta variable como restricción. En nuestro caso la base se desea deslizar debajo del vehículo, por lo tanto, se debe considerar este factor para limitar la altura de la base. Teniendo en cuenta que la transmisión en un vehículo se encuentra a menor altura del suelo que la carrocería, se tomó la altura de vehículos deportivos para su valor. El valor de la altura de la transmisión al suelo a tomar en cuenta es de 170mm o 0,17 m.

Solución: Para poder manejar la grúa con facilidad se busca elegir unas ruedas cuya altura total, sea de hasta 145mm que, junto con el diseño que se ha hecho, no supere los 170mm.

5. Ancho del vehículo:

Ya que se desea realizar la base de la grúa deslizante por debajo del vehículo se debe tener en cuenta el ancho máximo que esta puede tener, por lo tanto, se consultó la máxima distancia entre las llantas de los vehículos más pequeños del mercado. La distancia más pequeña entre las llantas es de 1500 mm o 1,5 m.

Solución: La distancia máxima entre los centros de los largueros de la base no debe ser superior a 1300mm.

6. Alcance horizontal:

Esta distancia nos arroja el brazo mínimo que nuestra grúa debe alcanzar para poder acercarse lo suficiente al motor. Por lo general los espacios de acceso al motor y demás componentes de los automóviles difieren dependiendo del fabricante y año de producción, como se puede ver en la tabla 6 las medidas de referencia de los distintos automóviles, que se comercializan en el mercado.

Solución: La longitud mínima del brazo no debe ser inferior a 800mm.

CAPITULO 2 – ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.

2.1 – Parámetros iniciales del diseño.

La pluma o brazo de elevación de carga, es un sistema para izaje de carga que por sus cualidades mecánicas puede extender el brazo de carga y a su vez rotar 90° alrededor del plano de carga, por lo que este tiene varias posiciones críticas. Para garantizar el buen funcionamiento del mecanismo se toman las soluciones descritas en el epígrafe 1.4.7.

Se tomarán dos posiciones del cilindro (la máxima altura y mínima altura) para las longitudes máxima y mínima del brazo para realizar la síntesis del mecanismo.

2.1.1 – Determinación de la carrera del pistón para la longitud máxima del brazo.

A continuación, se presenta el esquema del mecanismo sintetizado por lo cual se determinará la carrera del pistón para la longitud máxima del brazo.

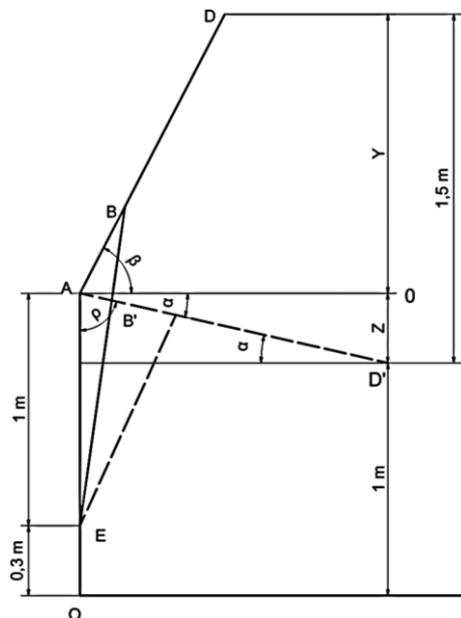


Figura 10: Esquema de análisis inicial: carrera del pistón para la longitud máxima del brazo. Fuente: Elaboración propia.



y – distancia desde el punto D a la línea de referencia.

β – ángulo entre el brazo en la altura máxima del cilindro y la línea de referencia.

Z – distancia desde el punto D' a la línea de referencia.

α – ángulo entre el brazo en la altura mínima y en la línea de referencia.

ρ – ángulo de apertura del brazo para el pistón con cilindro cerrado.

EB – segmento que representa la longitud total de apertura del cilindro.

AB – segmento que representa la longitud del brazo extensible (cilindro abierto).

AE – segmento que representa la distancia entre el punto de unión del brazo y la columna al punto de unión del cilindro y la columna.

EB' – segmento que representa la longitud total del cilindro cerrado.

AB' – segmento que representa la longitud del brazo extensible (cilindro cerrado).

Cálculo de Y , β , Z , α , ρ :

$$Y = (1,5 + 1)m - (0,3 + 1)m = 1,2m$$

$$\sin \beta = \frac{Y}{l_{m\acute{a}x}} \Rightarrow \beta = \sin^{-1} \left(\frac{1,2}{1,35} \right) = 62,73^\circ$$

$$z = 1,5 - Y = 1,5m - 1,2m = 0,3m$$

$$\sin \alpha = \frac{Z}{l_{m\acute{a}x}} \Rightarrow \alpha = \sin^{-1} \left(\frac{0,3}{1,35} \right) = 12,84^\circ$$

$$180^\circ = \rho + \alpha + 90^\circ \Rightarrow \rho = 180^\circ - 12,84^\circ - 90^\circ = 77,16^\circ$$

Cálculo de la apertura máxima del brazo ($\beta + \alpha + \rho$):

$$(\beta + \alpha + \rho) = 62,73^\circ + 12,84^\circ + 77,16^\circ$$

$$(\beta + \alpha + \rho) = 152,73^\circ$$

Para simplificar las expresiones de ahora en adelante al ángulo ($\beta + \alpha + \rho$) se denominará θ .



θ – ángulo de apertura del brazo para el pistón con cilindro abierto

Cálculo de la distancia que debe tener el pistón en la máxima carrera del cilindro (miembro EB, Figura 10):

Aplicando la ley de cosenos al triangulo ABE, tenemos que:

$$(EB)^2 = AB^2 + AE^2 - 2 \cdot AB \cdot AE \cdot \cos \theta$$

$$(EB)^2 = 0,42^2 + 1^2 - 2 \cdot 0,42 \cdot 1 \cdot \cos 152,73^\circ$$

$$(EB)^2 = 1,923 \Rightarrow EB = \sqrt{1,923}$$

$$EB = 1,386 \text{ m}$$

Cálculo de la distancia que debe tener el pistón con cilindro cerrado (miembro EB', Figura 10):

Aplicando la ley de cosenos al triangulo AB'E, tenemos que:

$$(EB')^2 = AB'^2 + AE^2 - 2 \cdot AB' \cdot AE \cdot \cos \rho$$

Donde:

$$(EB')^2 = 0,42^2 + 1^2 - 2 \cdot 0,42 \cdot 1 \cdot \cos 77,16^\circ$$

$$(EB')^2 = 0,989 \Rightarrow EB' = \sqrt{0,989}$$

$$EB' = 0,994 \text{ m}$$

Observando los resultados anteriores, se concluye que la carrera del pistón es:

$$Cp = EB - EB'$$

Donde:

Cp – carrera del pistón

$$Cp = 1,386 \text{ m} - 0,994 \text{ m}$$

$$Cp = 0,392 \text{ m} \cong 40 \text{ cm}$$

2.1.2 – Determinación de la carrera del pistón para la longitud mínima del brazo.

A continuación, se presenta el esquema del mecanismo sintetizado por lo cual se determinará la carrera del pistón para la longitud mínima del brazo.

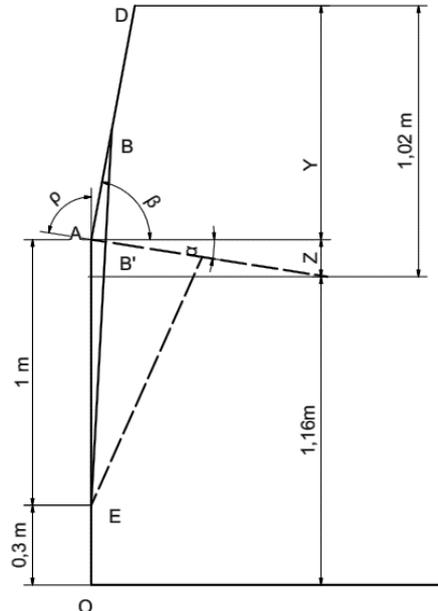


Figura 11: Esquema de análisis inicial: carrera del pistón para la longitud mínima del brazo. Fuente: Elaboración propia.

Cálculo de Y , β , Z , α , ρ :

$$Y = (1,02 + 1,16)m - (0,3 + 1)m = 0,88m$$

$$\sin \beta = \frac{Y}{l_{\text{máx}}} \Rightarrow \beta = \sin^{-1} \left(\frac{0,88}{0,895} \right) = 79,5^\circ$$

$$z = 1,02 - Y = 1,02m - 0,88m = 0,14m$$

$$\sin \alpha = \frac{Z}{l_{\text{máx}}} \Rightarrow \alpha = \sin^{-1} \left(\frac{0,14}{0,895} \right) = 9^\circ$$

$$180^\circ = \rho + \alpha + 90^\circ \Rightarrow \rho = 180^\circ - 9^\circ - 90^\circ = 81^\circ$$

Cálculo de la apertura máxima del brazo ($\beta + \alpha + \rho$):

$$(\beta + \alpha + \rho) = 79,5^\circ + 9^\circ + 81^\circ$$

$$(\beta + \alpha + \rho) = 169,5^\circ$$

Para simplificar las expresiones de ahora en adelante al ángulo $(\beta+\alpha+\rho)$ se denominará θ .

Donde:

θ – ángulo de apertura del brazo para el pistón con cilindro abierto

Cálculo de la distancia que debe tener el pistón en la máxima carrera del cilindro (miembro EB, Figura 11):

Aplicando la ley de cosenos al triangulo ABE, tenemos que:

$$(EB)^2 = AB^2 + AE^2 - 2 \cdot AB \cdot AE \cdot \cos \theta$$

$$(EB)^2 = 0,42^2 + 1^2 - 2 \cdot 0,42 \cdot 1 \cdot \cos 169,5^\circ$$

$$(EB)^2 = 2 \Rightarrow EB = \sqrt{2}$$

$$EB = 1,415 \text{ m}$$

Cálculo de la distancia que debe tener el pistón con cilindro cerrado (miembro EB', Figura 11):

Aplicando la ley de cosenos al triangulo AB'E, se tiene que:

$$(EB')^2 = AB'^2 + AE^2 - 2 \cdot AB' \cdot AE \cdot \cos \rho$$

$$(EB')^2 = 0,42^2 + 1^2 - 2 \cdot 0,42 \cdot 1 \cdot \cos 81^\circ$$

$$(EB')^2 = 1,044 \Rightarrow EB' = \sqrt{1,045}$$

$$EB' = 1,022 \text{ m}$$

Observando los resultados anteriores, se concluye que la carrera del pistón es:

$$Cp = EB - EB'$$

$$Cp = 1,386 \text{ m} - 0,994 \text{ m}$$

$$Cp = 0,392 \text{ m} \cong 40 \text{ cm}$$

2.2 – Análisis de fuerzas y determinación de la posición crítica de la grúa.

Por sus cualidades mecánicas el brazo de elevación de carga se puede extender y a su vez rotar 90° alrededor del plano de carga por lo que este tiene varias posiciones críticas, las cuales se determinarán en distintas longitudes del brazo y condiciones del cilindro.

2.2.1 – Posición I: Longitud máxima del brazo con el cilindro abierto.

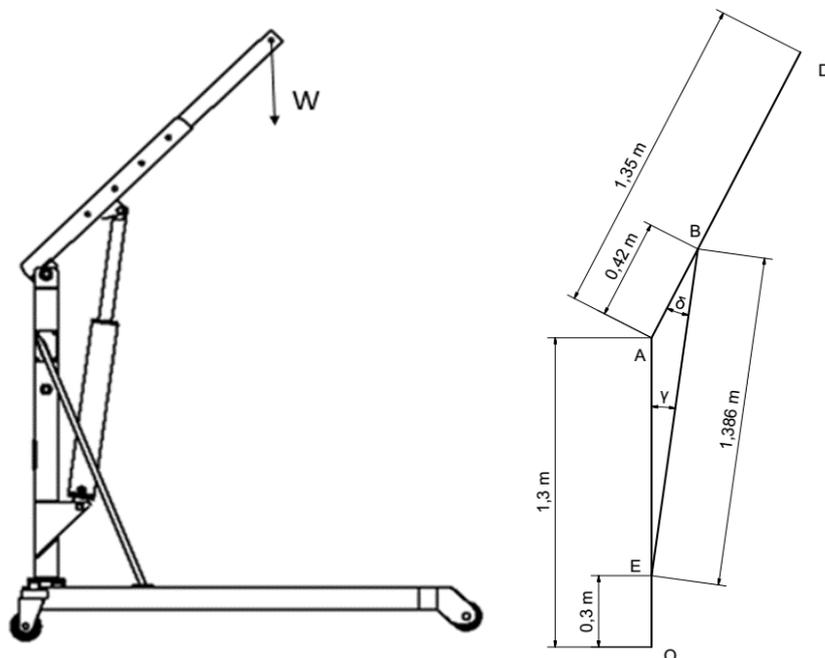


Figura 12: Posición I: Longitud máxima del brazo con el cilindro abierto.

Esquema de análisis del mecanismo sintetizado. Fuente: Elaboración propia.

Donde:

γ – ángulo entre la columna y el cilindro.

δ – ángulo entre el brazo y el cilindro.

El ángulo γ , resulta de la ley de los senos así:

$$\frac{0,42 \text{ m}}{\sin \gamma} = \frac{1,386 \text{ m}}{\sin 152,73} \Rightarrow \sin \gamma = \frac{0,42 \times \sin 152,73}{1,386} = 0,138$$

$$\gamma = 7,93^\circ$$

Y el ángulo δ :

$$180^\circ = \delta + \gamma + \theta \Rightarrow \delta = 180^\circ - 7,93^\circ - 152,73^\circ$$

$$\delta = 19,37^\circ$$

2.2.1.1 – Brazo: diagrama del cuerpo libre

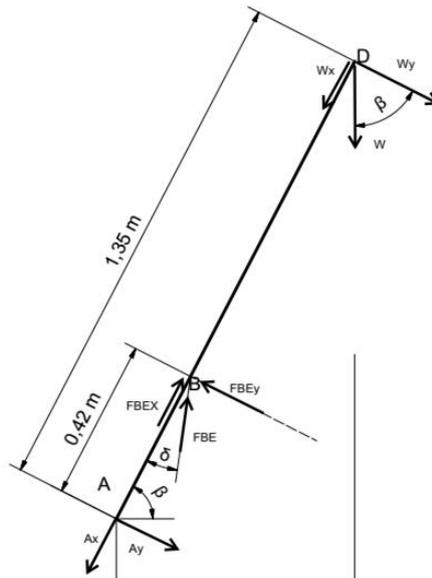


Figura 13: Diagrama del cuerpo libre (brazo, posición I). Fuente: Elaboración propia.

Donde:

F_{BE} – fuerza que actúa sobre el cilindro (punto B).

F_{BEy} , F_{BEx} – componentes vertical y horizontal de la fuerza que actúa sobre el cilindro (punto B).

A_y , A_x – componentes vertical y horizontal de la reacción en el punto A.

W – carga a elevar

W_y , W_x – componentes vertical y horizontal de la carga.

δ – ángulo entre el brazo y el cilindro

β – ángulo entre el brazo en la altura máxima del cilindro y en la línea de referencia

A partir del diagrama de cuerpo libre del segmento AD, Figura 13, las cargas que actúan en la barra se determinan a partir de las ecuaciones de equilibrio (1) (2) (3).

$$\Sigma M_A = 0 \quad (1)$$

$$\Rightarrow F_{BE} \cdot \text{sen } \delta \cdot 0,42 \text{ m} - 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos \beta \cdot 1,35 \text{ m} = 0$$

$$\Rightarrow F_{BE} = \frac{1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos \beta \cdot 1,35 \text{ m}}{\text{sen } \delta \cdot 0,42 \text{ m}}$$

$$F_{BE} = 43560,319 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 \quad (2)$$

$$\Rightarrow -A_x + F_{BE \cdot x} - W_x = 0$$

$$\Rightarrow A_x = F_{BE \cdot x} - W_x = F_{BE} \cdot \cos \delta - 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \text{sen } \beta$$

$$A_x = 32374,960 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (3)$$

$$\Rightarrow -A_y + F_{BE \cdot y} - W_y = 0$$

$$\Rightarrow A_y = F_{BE \cdot y} - W_y = F_{BE} \cdot \text{sen } \delta - 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos \beta$$

$$A_y = 9952,742 \text{ N}$$

2.2.1.2 – Columna: diagrama del cuerpo libre

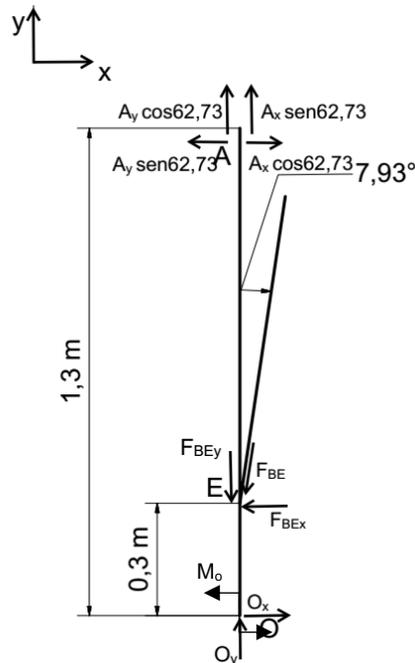


Figura 14: Diagrama del cuerpo libre (columna, posición I). Fuente: Elaboración propia.

Donde:

$A_y \cdot \sin 62,73^\circ$, $A_x \cdot \cos 62,73^\circ$ – componente horizontal y vertical de la de la reacción A_x .

$A_y \cdot \cos 62,73^\circ$, $A_x \cdot \sin 62,73^\circ$ – componente horizontal y vertical de la de la reacción A_y .

F_{BE} – fuerza que actúa sobre el cilindro (punto E).

F_{BEy} , F_{BEx} – componentes vertical y horizontal de la fuerza que actúa sobre el cilindro (punto E).

O_y , O_x – componentes vertical y horizontal de la reacción en el punto O.

M_o – momento en el punto O.

A partir del diagrama de cuerpo libre del segmento OA, Figura 14, las cargas que actúan en la barra se determinan a partir de las ecuaciones de equilibrio (4)(5)(6).

$$\sum F_x = 0 = -A_y \cdot \sin 62,73^\circ + A_x \cdot \cos 62,73^\circ - F_{BE} \cdot \sin 7,93^\circ + O_x \quad (4)$$

$$\Rightarrow O_x = A_y \cdot \sin 62,73^\circ - A_x \cdot \cos 62,73^\circ + F_{BE} \cdot \sin 7,93^\circ$$

$$O_x = 22,590 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0 = O_x \cdot 1,3m - F_{BE} \cdot \sin 7,93 \cdot 1m + M_o \quad (5)$$

$$\Rightarrow M_o = -O_x \cdot 1,3 m + F_{BE} \cdot \sin 7,93^\circ \cdot 1 m$$

$$M_o = 5980,352 \text{ N.m}$$

$$\Sigma F_y = 0 = A_y \cdot \cos 62,73^\circ - F_{BE} \cdot \cos 7,93^\circ + A_x \cdot \sin 62,73^\circ + O_y \quad (6)$$

$$\Rightarrow O_y = -A_y \cdot \cos 62,73^\circ + F_{BE} \cdot \cos 7,93^\circ - A_x \cdot \sin 62,73$$

$$O_y = 9806,859 \text{ N}$$

Para las demás posiciones las cargas que actúan en la barra se determinan de forma similar a los cálculos realizados para la posición I.

2.2.2 – Posición II: Longitud máxima del brazo con el cilindro cerrado.

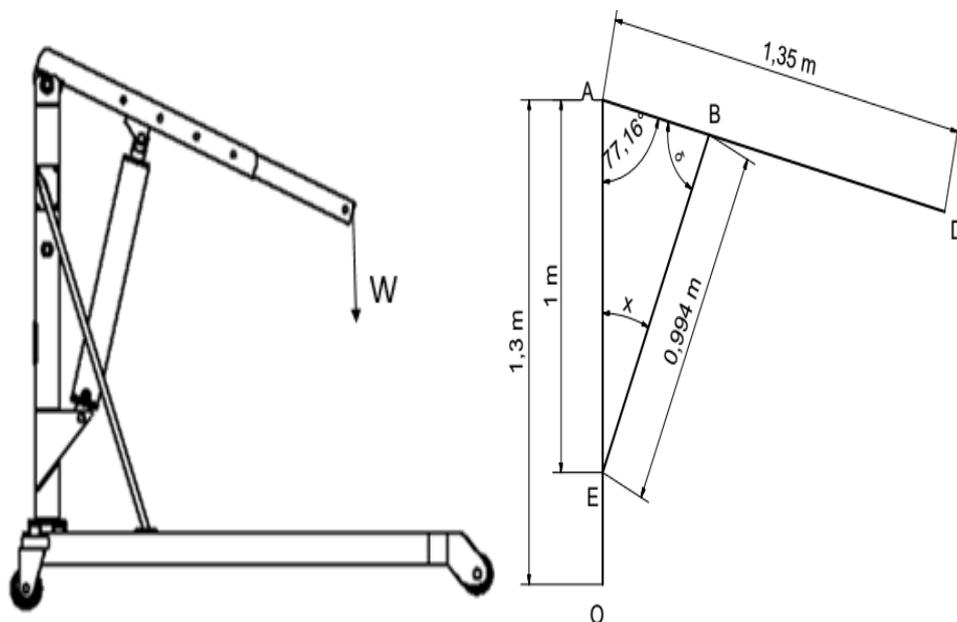


Figura 15: Posición I: Longitud máxima del brazo con el cilindro cerrado.

Esquema de análisis del mecanismo sintetizado. Fuente: Elaboración propia.

El ángulo X, se determina por la ley de senos así:

$$\frac{0,42 \text{ m}}{\sin x} = \frac{0,994 \text{ m}}{\sin 77,16^\circ} \Rightarrow \sin x = \frac{0,42 \text{ m} \times \sin 77,16^\circ}{0,994 \text{ m}} = 0,412$$

$$x = 24,31^\circ$$

Y el ángulo δ :

$$180^\circ = \delta + x + \rho \Rightarrow \delta = 180^\circ - 77,16^\circ - 24,32^\circ$$

$$\delta = 78,52^\circ$$

2.2.2.1 – Brazo: diagrama del cuerpo libre

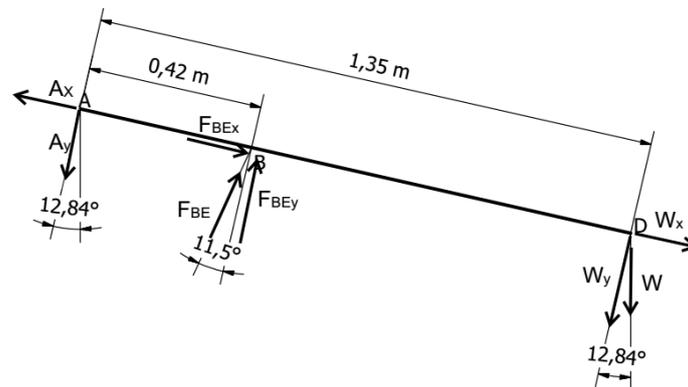


Figura 16: Diagrama del cuerpo libre (brazo, posición II). Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo con la Figura 16, se tiene que:

$$\sum M_A = 0$$

$$\Rightarrow F_{BE} \cdot \cos 11,5^\circ \cdot 0,42 \text{ m} - 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos 12,84^\circ \cdot 1,35 \text{ m} = 0$$

$$\Rightarrow F_{BE} = \frac{1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos 12,84^\circ \cdot 1,35 \text{ m}}{\cos 11,5^\circ \cdot 0,42 \text{ m}}$$

$$F_{BE} = 31373,496 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\Rightarrow -A_x + F_{BE} \cos 11,5^\circ + W_x = 0$$

$$\Rightarrow A_x = F_{BE} \cos 11,5^\circ + W_x = F_{BE} \cdot \cos 11,5^\circ + 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos 12,84^\circ$$

$$A_x = 8434,937 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\Rightarrow -A_y + F_{BEy} - W_y = 0$$

$$\Rightarrow A_y = F_{BEy} - W_y = F_{BE} \cdot \cos 11,5^\circ - 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos 12,84^\circ$$

$$A_y = 21178,968 \text{ N}$$

2.2.2.2 – Columna: diagrama del cuerpo libre

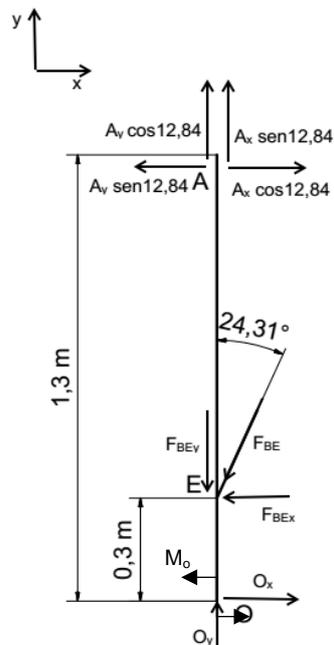


Figura 17: Diagrama del cuerpo libre (columna, posición II). Fuente:
Elaboración propia.

De acuerdo con la Figura 17, se tiene que:

$$\sum F_x = 0$$

$$\Rightarrow -A_y \cdot \sin 12,84^\circ + A_x \cdot \cos 12,84^\circ - F_{BE} \cdot \sin 24,31^\circ + O_x = 0$$

$$\Rightarrow O_x = A_y \cdot \sin 12,84^\circ - A_x \cdot \cos 12,84^\circ + F_{BE} \cdot \sin 24,31^\circ$$

$$O_x = 9398,188 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$\Rightarrow O_x \cdot 1,3 \text{ m} - F_{BE} \cdot \sin 24,31^\circ \cdot 1 \text{ m} + M_o = 0$$

$$\Rightarrow M_o = -O_x \cdot 1,3 \text{ m} + F_{BE} \cdot \sin 24,31^\circ \cdot 1 \text{ m}$$

$$M_o = 697,990 \text{ N.m}$$

$$\Rightarrow O_y = -A_y \cdot \cos 12,84^\circ + F_{BE} \cdot \cos 24,31^\circ - A_x \cdot \sin 12,84^\circ$$

$$O_y = 17013,294 \text{ N}$$

2.3.1 – Posición III: Longitud mínima del brazo (0,895 m) con el cilindro abierto.

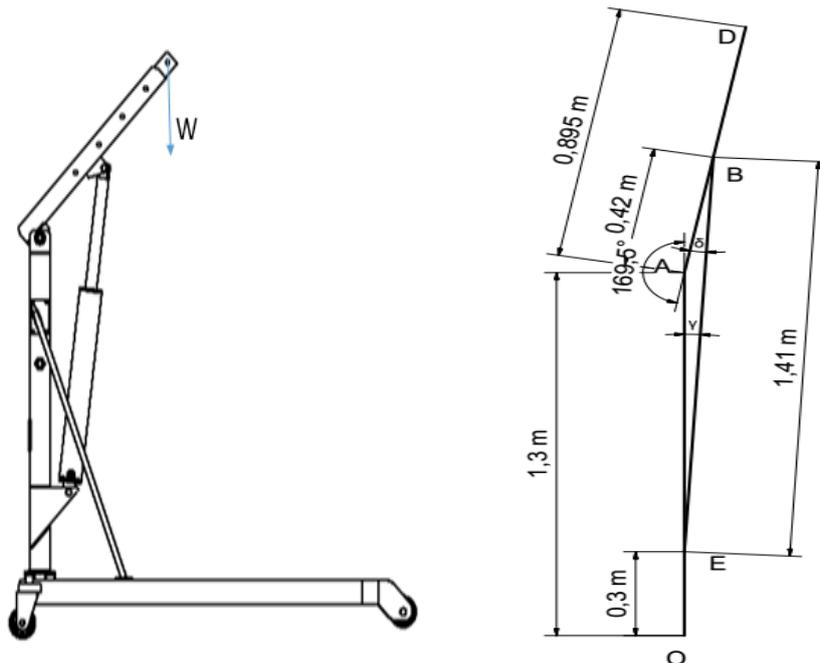


Figura 18: Posición III: Longitud mínima del brazo con el cilindro abierto.

Esquema de análisis del mecanismo sintetizado. Fuente: Elaboración propia.

El ángulo γ , resulta de la ley de senos así:

$$\frac{0,42 \text{ m}}{\sin \gamma} = \frac{1,41 \text{ m}}{\sin 169,5^\circ} \Rightarrow \sin \gamma = \frac{0,42 \text{ m} \times \sin 169,5^\circ}{1,41 \text{ m}} = 0,054$$

$$\Rightarrow \gamma = \sin^{-1} 0,054$$

$$\gamma = 3,1^\circ$$

Y el ángulo δ :

$$180^\circ = \delta + \gamma + \theta \Rightarrow \delta = 180^\circ - 3,1^\circ - 169,5^\circ$$

$$\delta = 7,4^\circ$$

2.3.1.1 – Brazo: diagrama del cuerpo libre

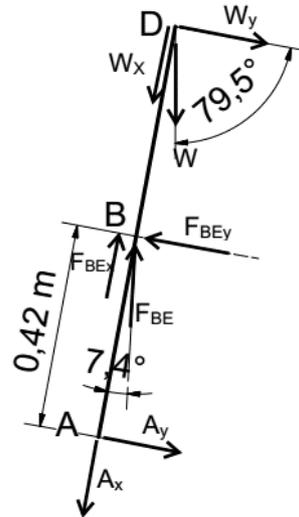


Figura 19: Diagrama del cuerpo libre (brazo, posición III). Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo con la Figura 19, se tiene que:

$$\sum M_A = 0$$

$$\Rightarrow F_{BE} \cdot \text{sen } 7,4^\circ \cdot 0,42 \text{ m} - 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos 79,5^\circ \cdot 0,895 \text{ m} = 0$$

$$\Rightarrow F_{BE} = \frac{1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos 79,5^\circ \cdot 0,895 \text{ m}}{\text{sen } 7,4^\circ \cdot 0,42 \text{ m}}$$

$$F_{BE} = 29578,407 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\Rightarrow -A_x + F_{BE_x} - W_x = 0$$

$$\Rightarrow A_x = F_{BE_x} - W_x = 29578,407 \text{ N} \cdot \cos 7,4^\circ - 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \text{sen } 79,5^\circ$$

$$A_x = 19686,315 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\Rightarrow -A_y + F_{BE_y} - W_y = 0$$

$$\Rightarrow A_y = F_{BE_y} - W_y = 29578,407 \text{ N} \cdot \text{sen } 7,4^\circ - 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos 79,5^\circ$$

$$A_y = 2021,838 \text{ N}$$

2.3.1.2 – Columna: diagrama del cuerpo libre

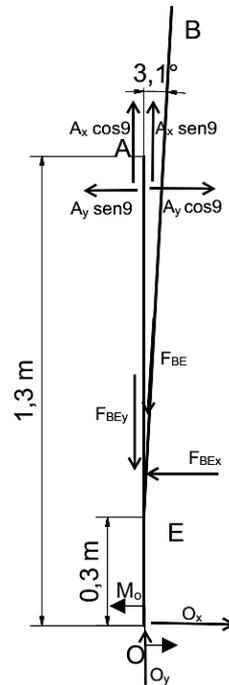


Figura 20: Diagrama del cuerpo libre (columna, posición III). Fuente:
Elaboración propia.

De acuerdo con la Figura 20, se tiene que:

$$\sum F_x = 0$$

$$\Rightarrow -A_y \cdot \text{sen } 9^\circ + A_x \cdot \text{cos } 9^\circ - F_{BE} \cdot \text{sen } 3,1^\circ + O_x = 0$$

$$\Rightarrow O_x = A_y \cdot \text{sen } 9^\circ - A_x \cdot \text{cos } 9^\circ + F_{BE} \cdot \text{sen } 3,1^\circ$$

$$O_x = -17528,093 \text{ N (en sentido contrario al que se muestra en la figura)}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$\Rightarrow O_x \cdot 1,3 \text{ m} - F_{BE} \cdot \text{sen } 24,31^\circ \cdot 1 \text{ m} + M_o = 0$$

$$\Rightarrow M_o = -O_x \cdot 1,3 \text{ m} + F_{BE} \cdot \text{sen } 24,31^\circ \cdot 1 \text{ m}$$

$$M_o = 24386,086 \text{ N.m}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\Rightarrow A_y \cdot \text{cos } 9^\circ - F_{BE} \cdot \text{cos } 3,1^\circ + A_x \cdot \text{sen } 9^\circ + O_y = 0$$

$$\Rightarrow O_y = -A_y \cdot \text{cos } 9^\circ + F_{BE} \cdot \text{cos } 3,1^\circ - A_x \cdot \text{sen } 9^\circ$$

2.4.1 – Posición IV: Longitud mínima del brazo con el cilindro cerrado.

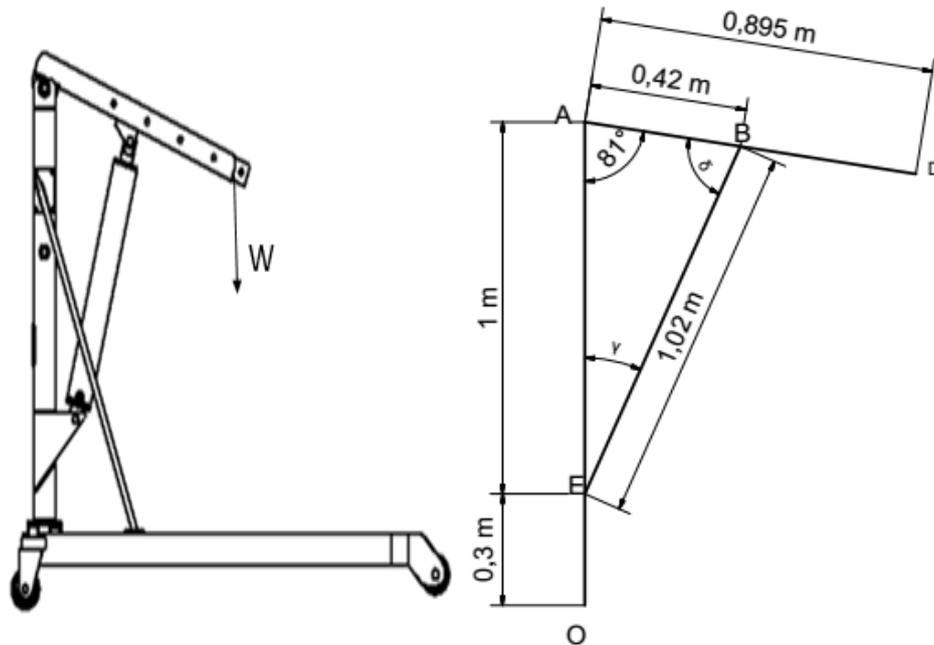


Figura 21: Posición IV: Longitud mínima del brazo con el cilindro abierto.
 Esquema de análisis del mecanismo sintetizado. Fuente: Elaboración propia.

El ángulo γ , se determina por la ley de senos así:

$$\frac{0,42 \text{ m}}{\sin \gamma} = \frac{1,02 \text{ m}}{\sin 81^\circ} \Rightarrow \sin \gamma = \frac{0,42 \text{ m} \times \sin 81^\circ}{1,02 \text{ m}} = 0,406$$

$$\Rightarrow \gamma = \sin^{-1} 0,406$$

$$\gamma = 23,94^\circ$$

Y el ángulo δ :

$$180^\circ = \delta + \gamma + \rho \Rightarrow \delta = 180^\circ - 23,94^\circ - 81^\circ$$

$$\delta = 75,06^\circ$$

2.4.1.1 – Brazo: diagrama del cuerpo libre

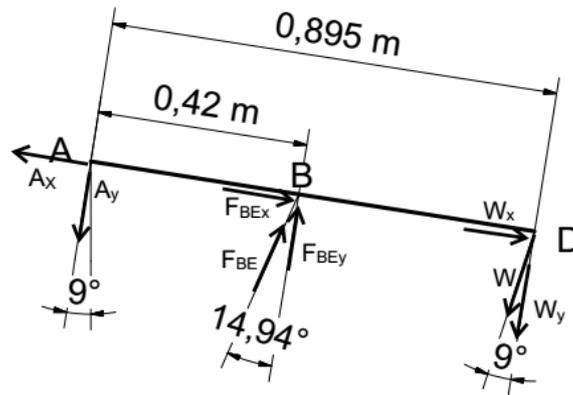


Figura 22: Diagrama del cuerpo libre (brazo, posición IV). Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo con la Figura 22, se tiene que:

$$\sum M_A = 0$$

$$\Rightarrow F_{BE} \cdot \cos 14,94^\circ \cdot 0,42 \text{ m} - 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos 9^\circ \cdot 0,895 \text{ m} = 0$$

$$\Rightarrow F_{BE} = \frac{1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos 9^\circ \cdot 0,895 \text{ m}}{\cos 14,94^\circ \cdot 0,42 \text{ m}}$$

$$F_{BE} = 21369,644 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\Rightarrow -A_x + F_{BE \cos} + W_x = 0$$

$$\Rightarrow A_x = F_{BE \cos} + W_x = F_{BE} \cdot \sin 14,94^\circ + 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \sin 9^\circ$$

$$A_x = 7043,874 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\Rightarrow -A_y + F_{BE \sin} - W_y = 0$$

$$\Rightarrow A_y = F_{BE \sin} - W_y = F_{BE} \cdot \cos 14,94^\circ - 1000 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot \cos 9^\circ$$

$$A_y = 10958,04 \text{ N}$$

2.4.1.2 – Columna: diagrama del cuerpo libre

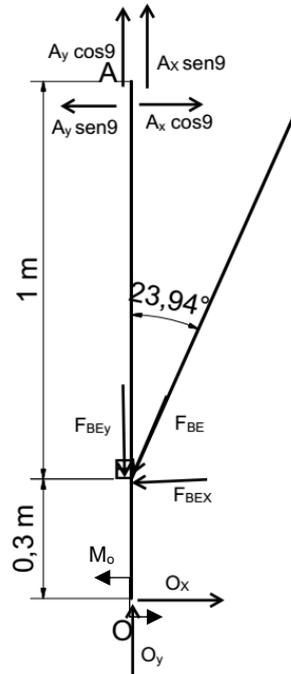


Figura 23: Diagrama del cuerpo libre (columna, posición IV). Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo con la Figura 23, se tiene que:

$$\sum F_x = 0$$

$$\Rightarrow -A_y \cdot \sin 9^\circ + A_x \cdot \cos 9^\circ - F_{BE} \cdot \sin 23,94^\circ + O_x = 0$$

$$\Rightarrow O_x = A_y \cdot \sin 9^\circ - A_x \cdot \cos 9^\circ + F_{BE} \cdot \sin 23,94^\circ$$

$$O_x = 3428,433 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$\Rightarrow O_x \cdot 1,3 \text{ m} - F_{BE} \cdot \sin 23,94^\circ \cdot 1 \text{ m} + M_o = 0$$

$$\Rightarrow M_o = -O_x \cdot 1,3 \text{ m} + F_{BE} \cdot \sin 23,94^\circ \cdot 1 \text{ m} \quad M_o = 4214,406 \text{ N.m}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\Rightarrow A_y \cdot \cos 9^\circ - F_{BE} \cdot \cos 23,94^\circ + A_x \cdot \sin 9^\circ + O_y = 0$$

$$\Rightarrow O_y = -A_y \cdot \cos 9^\circ + F_{BE} \cdot \cos 23,94^\circ - A_x \cdot \sin 9^\circ$$

$$O_y = 7606,190 \text{ N}$$

En los epígrafes anteriores se desglosó como se calcularon las fuerzas que actúan en el brazo y en la columna para diferentes posiciones de trabajo de la grúa. La tabla a continuación muestra los resultados obtenidos en el análisis de fuerzas referido:

Tabla 7: Fuerza que actúa sobre el cilindro por posición. Fuente: Elaboración propia.

Posición	Fuerza que actúa sobre el cilindro (F_{BE})
I	43,56 kN
II	31,37 kN
II	29,57 kN
IV	21,36 kN

En el análisis de fuerzas se obtiene que:

La posición más crítica es cuando $L = L_{\max} = 1,35\text{m}$ y el pistón abierto, la posición I.

Fuerza crítica del pistón

$$F_{BE} = 43560,319 \text{ N} = 43,56 \text{ kN}$$

2.3 – Selección y comprobación de la resistencia de las vigas.

Inicialmente se debe mencionar que todos los elementos de la estructura son diseñados para trabajos sujetos a una carga estática. El peso propio de los elementos no será considerado dentro del cálculo de los elementos. En el diseño del brazo de elevación de carga se usa el método de "viga equivalente", por lo cual no se hace distinción entre el brazo de elevación de carga y el brazo extensible.

2.3.1 – Brazo.

Aunque ya se comprobó en el análisis de fuerzas que la posición crítica de la grúa es cuando el cilindro está abierto y el brazo se extiende a su longitud máxima, para que se proceda a la selección de la barra a utilizar (epígrafe 1.4.1 – Acero estructural) es necesario hacer determinar el valor máximo que se presenta en el brazo. Una vez encontradas las fuerzas que actúan sobre el brazo principal se puede obtener los diagramas de momento y cortante como se muestran en la figura:

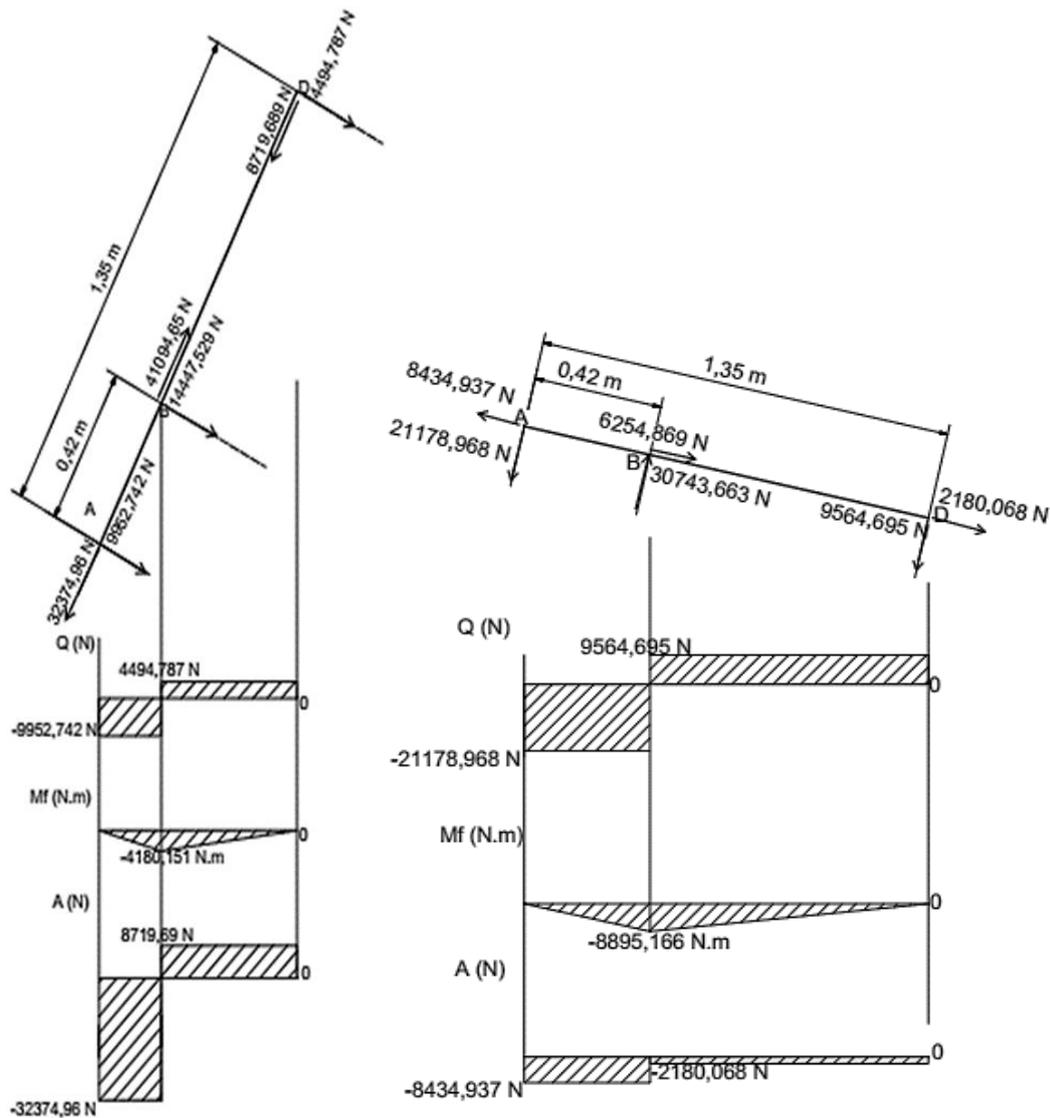


Figura 24: Diagrama de cortante, axial y momento flector para las posiciones críticas del brazo. Fuente: Elaboración propia.

Como se puede observar en la Figura 24, el cortante y momento flector máximos alcanzan valores de:

$$M_{f\text{máx}} = 8895,166 \text{ N.m}$$

$$Q_{\text{máx}} = 21178,968 \text{ N}$$

De acuerdo con (Pisarenko, Yákovlev, & Matvéev, pág. 119) para nuestro caso se puede realizar el cálculo de proyección o el cálculo de comprobación, dado que la empresa requiere que preferiblemente se use una viga de perfil HSS 70x50x4 para el “brazo extensible” y 80x60x4 para el “brazo superior” (holgadura de 1mm en el montaje) se procede al cálculo de comprobación.

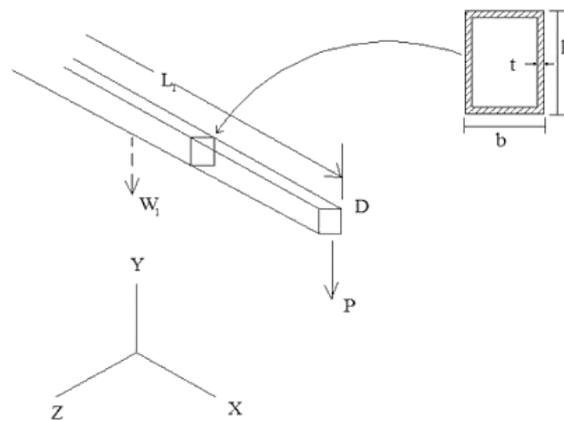


Figura 25: Modelo de la sección del brazo. Fuente: (Chukwulozie, Nnaemeka, Andrew, & Ebieladogh, 2016)

A partir de la condición de resistencia (epígrafe 1.4.6) se calcula el módulo de la sección axial W_x mínimo que debe tener el perfil a seleccionar.

Para el material seleccionado (F1140 “acero 45”):

$$\sigma_f = 30 \text{ Kgf/mm}^2 = 35316 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$n=1,5$$

$$[\sigma]_t = \frac{\sigma_f}{n} = \frac{35316 \cdot 10^4 \text{ N}}{1,5 \text{ m}^2} = 23544 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_f}{W_x} \leq [\sigma]_t \Rightarrow W_x \geq \frac{M_f}{[\sigma]_t}$$

$$W_x \geq \frac{8895,166 \text{ N.m}}{23544 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$W_x \geq 0,0000377 \text{ m}^3 = 37,78 \text{ cm}^3$$

Comprobación del perfil seleccionado:

Según la norma DIN EN 10219 – 2 (Deutsche Norm : English version of DIN EN 10219-2) para el perfil seleccionado, $W_x = 15,6 \text{ cm}^3$ por lo que no se cumple la condición de resistencia. De entre los perfiles (Anexo I) que sí cumplen con la condición de resistencia se seleccionan los perfiles para el brazo extensible y superior respectivamente:

$$\text{HSS } 100 \times 50 \times 6,3; W_x = 40,7 \text{ cm}^3$$

$$\text{HSS } 120 \times 80 \times 8; W_x = 79,3 \text{ cm}^3$$

2.3.2 – Columna.

En la Figura 26 se observa las fuerzas actuantes en el miembro cuando la grúa está en su posición crítica sus respectivos diagramas de cortante, axial y momento flector.

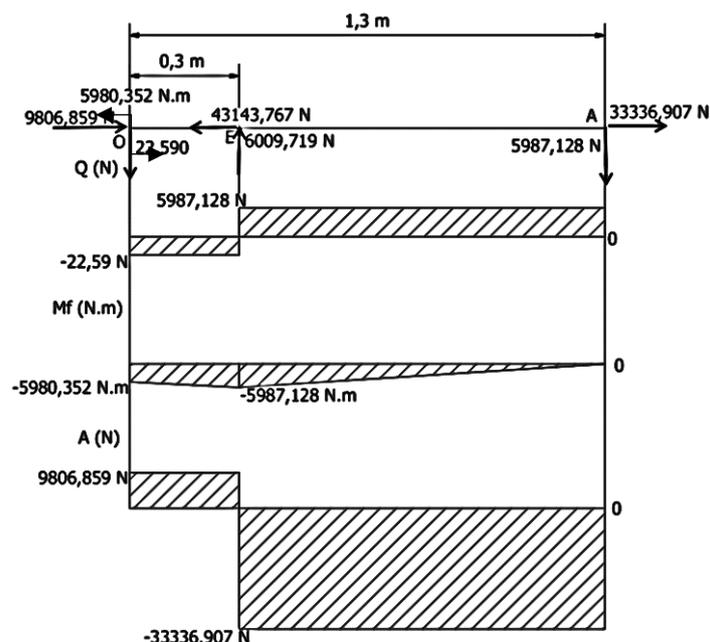


Figura 26: Diagrama de cortante, axial y momento flector para la posición crítica de la columna. Fuente: Elaboración propia.

Como se puede observar en la figura, el cortante y momento flector máximos alcanzan valores de:

$$M_{f\text{máx}} = 5987,128 \text{ N.m}$$

$$Q_{\text{máx}} = 5987,128 \text{ N}$$

El cálculo de resistencia para este componente se realiza de forma similar al que se realizó para el brazo, utilizando como preferencial de la empresa en vez de una viga de perfil HSS 70x50x4 una HSS 100x60x4.

Para el material seleccionado (F1140):

$$\sigma_f = 30 \text{ Kgf/mm}^2 = 35316 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$n=1,5$$

$$[\sigma]_t = \frac{\sigma_f}{n} = \frac{35316 \cdot 10^4 \text{ N}}{1,5 \text{ m}^2} = 23544 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_f}{W_x} \leq [\sigma]_t \Rightarrow W_x \geq \frac{M_f}{[\sigma]_t}$$

$$W_x \geq \frac{8895,166 \text{ N.m}}{23544 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$W_x \geq 0,0000377 \text{ m}^3 = 37,78 \text{ cm}^3$$

Comprobación del perfil seleccionado:

Según la norma DIN EN 10219-2 (Deutsche Norm : English version of DIN EN 10219-2) para el perfil seleccionado $W_x = 30,5 \text{ cm}^3$ por lo que no se cumple la condición de resistencia. De entre los perfiles (Anexo I) que sí cumplen con la condición de resistencia se pudiera seleccionar el mismo que se seleccionó para el brazo, pero por una cuestión de estética y visando a darle mayor estabilidad a la estructura se selecciona el HSS 140x80x8 con $W_x = 101 \text{ cm}^3$.

2.3.3.1 – Base: diagrama del cuerpo libre

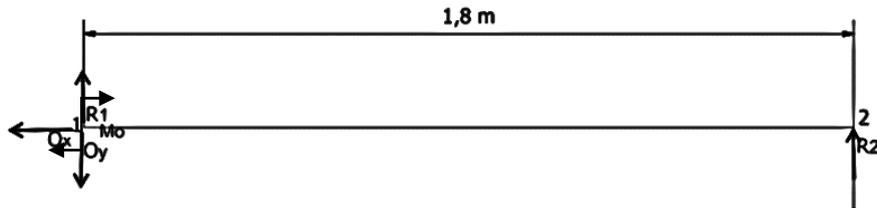


Figura 27: Diagrama del cuerpo libre (base). Fuente: Elaboración propia.

$$\sum M_2 = 0$$

$$\Rightarrow R_1 \cdot 1,8 - O_y \cdot 1,8 + M_o = 0$$

$$\Rightarrow R_1 = \frac{-M_o + O_y \cdot 1,8}{1,8} = \frac{-5980,352 \text{ N} \cdot \text{M} + 9806,859 \text{ N} \cdot 1,8}{1,8}$$

$$R_1 = 6484,441 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\Rightarrow R_1 - O_y + R_2 = 0$$

$$\Rightarrow R_2 = O_y - R_1$$

$$R_2 = 3322,417 \text{ N}$$

Una vez encontradas las fuerzas que actúan sobre la base se puede obtener los diagramas de momento y cortante como se muestran en la figura:

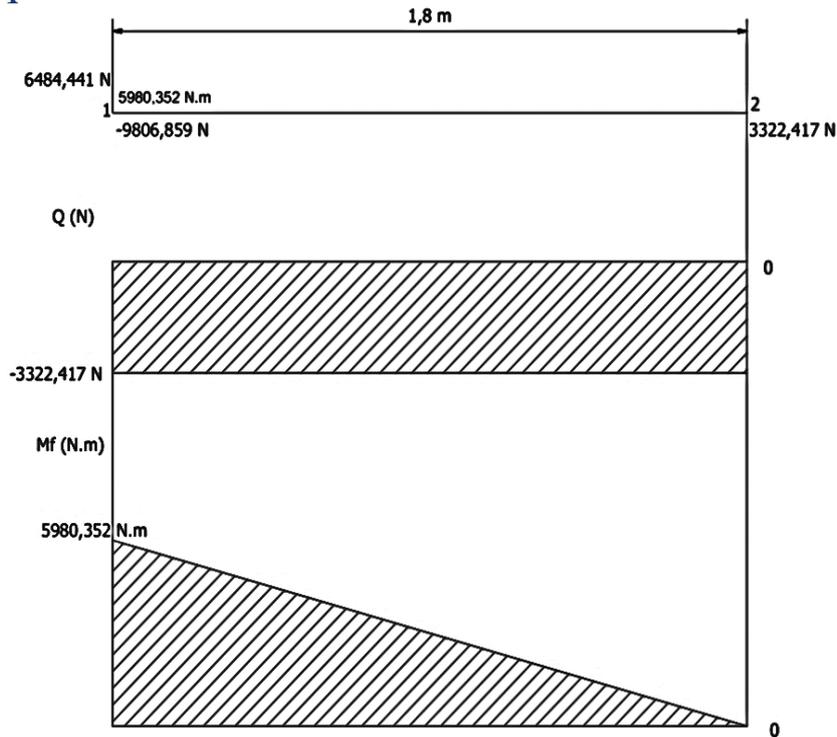


Figura 28: Diagrama de cortante, axial y momento flector (base). Fuente: Elaboración propia.

Como se puede observar en la figura, el cortante y momento flector máximos alcanzan valores de:

$$M_{f\text{máx}} = 5980,352 \text{ N.m}$$

$$Q_{\text{máx}} = 3322,417 \text{ N}$$

El cálculo de resistencia para este componente se realiza de forma similar al que se realizó para el brazo y la columna, utilizando como preferencial de la empresa una viga de perfil HSS 100x50x3.

Para el material seleccionado (F1140) se tiene:

$$\sigma_f = 30 \text{ Kg}f / \text{mm}^2 = 35316 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$n=1,5$$

$$[\sigma]_t = \frac{\sigma_f}{n} = \frac{35316 \cdot 10^4 \text{ N}}{1,5 \text{ m}^2} = 23544 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_f}{W_x} \leq [\sigma]_t \Rightarrow W_x \geq \frac{M_f}{[\sigma]_t}$$

$$W_x \geq \frac{8895,166 \text{ N} \cdot \text{m}}{23544 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$W_x \geq 0,0000377 \text{ m}^3 = 37,78 \text{ cm}^3$$

Comprobación del perfil seleccionado:

Según la norma DIN EN 10219-2 (Deutsche Norm : English version of DIN EN 10219-2) para el perfil seleccionado $W_x = 21,3 \text{ cm}^3$ por lo que no cumple la condición de resistencia. De entre los perfiles (ver anexo I) que sí cumplen con la condición de resistencia se pudiera seleccionar el mismo que se seleccionó para la base, pero por una cuestión de estética y visando a darle mayor estabilidad a la estructura se selecciona el HSS 140x80x8 con $W_x = 101 \text{ cm}^3$.

2.4 – Diseño y cálculo de resistencia de las principales uniones soldadas.

Se debe considerar en el diseño de máquinas muchos aspectos importantes de la soldadura, como la determinación de la dimensión adecuada de soldadura, esto implica un análisis de esfuerzos de cada una de las partes del prototipo sometidas a cargas. Para cada uno de las juntas soldadas se utilizarán las recomendaciones y procedimientos de la American Welding Society (AWS).

2.4.1 – Soldadura de la base y la columna principal.

El cordón de soldadura que se da en todo el contorno de la columna. La carga flectora a la que está sometida esta junta entre la base y la columna es de 5980,352 N.m como se puede observar en el diagrama de cuerpo libre en la figura 14.

Por lo tanto:

$$[\sigma] = \frac{M_j \times r}{J} \quad (8)$$

Donde:

$[\sigma]$ – tensión admisible del cordón de soldadura (N/m²)

M_j – momento flector al que está sometido la junta en (N/m)

r – distancia del punto analizado al centro de gravedad del cordón (m)

J – momento polar de inercia de la sección de la garganta del cordón (m^4)

En el epígrafe 1.4.2 se hace referencia las recomendaciones y procedimientos de la American Welding Society (AWS) para la selección del electrodo. La Empresa Oleohidráulica Cienfuegos trabaja con electrodos E-7018, para este electrodo la resistencia a la tracción es de $490 \frac{N}{mm^2}$.

La tensión admisible se determina en base al factor de seguridad n :

Asumiendo $n = 2$ se tiene:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_f}{n} = \frac{490 \cdot 10^6}{2} \frac{N}{m^2} = 245 \frac{N}{m^2}$$

El momento polar de inercia de la sección de la garganta del cordón del cordón de soldadura se calcula con la siguiente formula:

$$J = 0,707 \times h \left(\frac{d^2}{6} (3b + d) \right) \quad (9)$$

Donde:

c – cateto de soldadura (mm)

d – ancho del cordón de soldadura (m)

b – largo del cordón de soldadura (m)

La distancia del punto analizado al centro de gravedad del cordón de soldadura para esta configuración es igual a $d/2$.

Combinando las ecuaciones descritas anteriormente y los datos disponibles se tiene:

$$[\sigma] = \frac{M_j \times r}{J}$$

$$245 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} = \frac{5980,352 N \cdot m \times \frac{d}{2}}{0,707 \times h \left(\frac{d^2}{6} (3b + d) \right)}$$

$$c = \frac{5980,352 \text{ N} \cdot \text{m} \times \frac{0,08\text{m}}{2}}{0,707 \times 245 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \left(\frac{0,08^2 \text{ m}^2}{6} (3 \times 0,14 + 0,14)\text{m} \right)}$$

$$c = 2,41 \times 10^{-3} \text{ m} = 2,41 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se concluye que la soldadura en la base de la columna se deberá hacer con las siguientes especificaciones:

Soldadura continua

Tipo plana F

Tipo de proceso SAW

Con un cateto de soldadura $c \geq 3 \text{ mm}$

2.4.2 – Soldadura del soporte del cilindro y el brazo.

Para este caso, el cálculo de soldadura se realiza de forma similar al que se realiza para junta entre la base y la columna. El cordón de soldadura se da en el contorno del soporte formando la siguiente configuración:

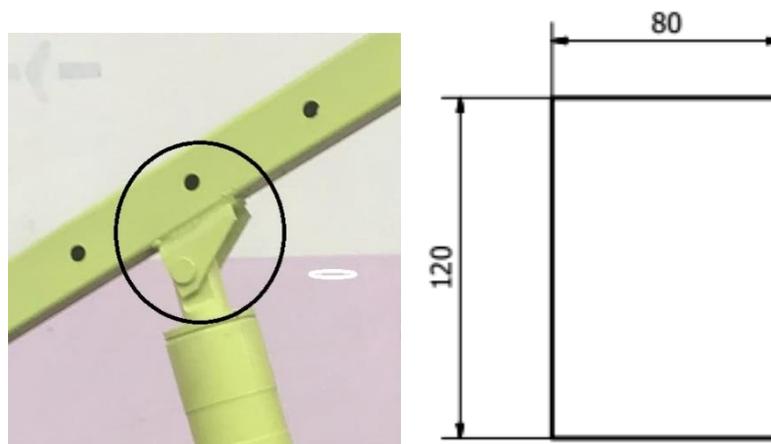


Figura 29 – Configuración de la unión soldada del soporte del cilindro y el brazo. Fuente: Elaboración propia.

La carga flectora a la que está sometida esta junta entre el contorno y el brazo es de 8895,166 N.m como se puede observar en el diagrama de cuerpo libre en la figura 24, por lo tanto:



$$245 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} = \frac{5980,352 N \cdot m \times \frac{d}{2}}{0,707 \times h \left(\frac{d^2}{6} (3b + d) \right)}$$

$$c = \frac{5980,352 N \cdot m \times \frac{0,08m}{2}}{0,707 \times 245 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} \left(\frac{0,08^2 m^2}{6} (3 \times 0,12 + 0,12)m \right)}$$

$$c = 2,697 \times 10^{-3} m = 2,69 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se concluye que la soldadura en la base de la columna se deberá hacer con las siguientes especificaciones:

Soldadura continua

Tipo plana F

Tipo de proceso SAW

Con un cateto de soldadura $c \geq 3 \text{ mm}$

2.4.3 – Soldadura del soporte del cilindro y la columna.

Dado que fuerza P ($P = 43560,319\text{N}$) que actúa sobre los cordones de soldadura está inclinada a un ángulo $\alpha = 8^\circ$, al desplazar la fuerza al centro de gravedad de la configuración que conforman la unión soldada como indica la figura:

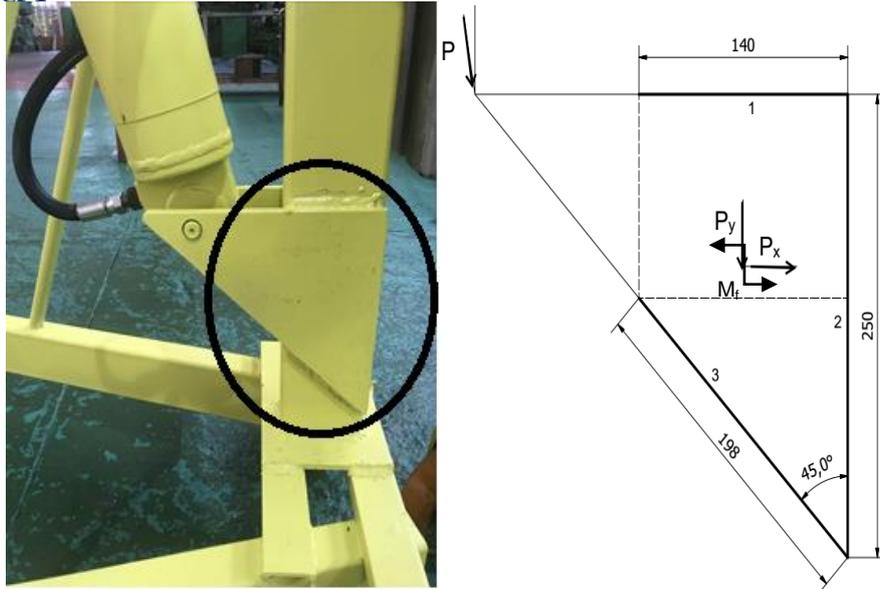


Figura 30 - Configuración de la unión soldada del soporte del cilindro y la columna. Fuente: Elaboración propia.

Por la compleja configuración de la unión soldada, la resistencia de los cordones de soldadura se calculará para cada cordón utilizando la condición de resistencia $\tau_R \leq 0,6 [\sigma]$. Para ello se necesita determinar:

P – fuerza ejercida sobre el cordón de soldadura

M_{P_x} – momento flector que provoca la componente horizontal de la fuerza P .

M_{P_y} – momento flector que provoca la componente vertical de la fuerza P .

M_R – momento flector resultante.

τ_{MR1} – tensión tangencial provocada por el momento flector resultante.

$x_1; y_1$ – coordenadas del centro de gravedad de la configuración que conforman los cordones de soldadura.

l – longitud del cordón de soldadura.

a – garganta de la soldadura.

Cordón 1

$$l_1 = 140 \text{ mm}$$

$$P_y = P \cdot \cos \alpha = 43136,392 \text{ N}$$

$$P_x = P \cdot \sin \alpha = 6062,424 \text{ N}$$

$$y_1 = 112,48 \text{ mm}$$

$$x_1 = 19,74 \text{ mm}$$

$$M_{Px} = P_x \cdot y_1 = 681901,527 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{Py} = P_y \cdot x_1 = 851512,378 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{R1} = M_{Px} + M_{Py} = 1533413,905 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{MR1} = \frac{M_{R1} \cdot r}{3 \cdot J}$$

$$r = y_1 \quad , \quad J = \frac{l_1^3}{12} \quad \text{por lo tanto:}$$

$$\tau_{MR1} = 4 \cdot \frac{M_{R1} \cdot y_1}{l_1^3} = 251,426 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

En el anexo II se presentan los valores límites del espesor de la garganta de la soldadura en función de los espesores de las piezas a unir. El soporte del cilindro tiene un espesor de 12 mm, por lo que la garganta de la soldadura recomendable es $4 \text{ mm} \leq a \leq 8 \text{ mm}$.

Se asume $a = 6 \text{ mm}$

$$\tau_{Qx1} = \frac{\frac{P_x}{3}}{a \cdot l_1} = 2,405 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{Qy1} = \frac{\frac{P_y}{3}}{a \cdot l_1} = 17,117 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_R = \sqrt{(\tau_{MR1} + \tau_{Qx1})^2 + (\tau_{Qy1})^2} = 254,407 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Por la condición de resistencia, $\tau_R \leq 0,6 [\sigma]$, se tiene:

$\tau_R \leq 294 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, como se puede observar $254,407 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 294 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ por lo que se cumple la condición de resistencia para este cordón de soldadura.



$$l_2 = 250 \text{ mm}$$

$$P_x = P \cdot \cos \alpha = 43136,392 \text{ N}$$

$$P_y = P \cdot \sin \alpha = 6062,424 \text{ N}$$

$$y_1 = 112,48 \text{ mm}$$

$$x_1 = 19,74 \text{ mm}$$

$$M_{Py} = P_y \cdot y_1 = 681901,527 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{Px} = P_x \cdot x_1 = 851512,378 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{R2} = M_{Px} + M_{Py} = 1533413,905 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{MR2} = \frac{M_{R2} \cdot r}{3 \cdot J}$$

$$r = y_1 \quad , \quad J = \frac{l_2^3}{12} \quad \text{por lo tanto:}$$

$$\tau_{MR2} = 4 \cdot \frac{M_{R2} \cdot y_1}{l_2^3} = 44,154 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para el cordón 2 se asume $a = 6 \text{ mm}$

$$\tau_{Qx2} = \frac{\frac{P_x}{3}}{a \cdot l_2} = 9,585 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{Qy2} = \frac{\frac{P_y}{3}}{a \cdot l_2} = 1,347 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{R2} = \sqrt{(\tau_{MR2} + \tau_{Qy2})^2 + (\tau_{Qx2})^2} = 46,499 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Como se puede observar $46,499 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 294 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ por lo que se cumple la condición de resistencia para este cordón de soldadura.

Cordón 3

$$l_3 = 198 \text{ mm}$$

$$P_x = P \cdot \cos \alpha = 43136,392 \text{ N}$$

$$P_y = P \cdot \sin \alpha = 6062,424 \text{ N}$$

$$y_1 = 112,48 \text{ mm}$$

$$x_1 = 19,74 \text{ mm}$$

$$P_{yy} = P_y \cdot \sin 45^\circ = 4286,781 \text{ N}$$

$$P_{yx} = P_y \cdot \cos 45^\circ = 4286,781 \text{ N}$$

$$P_{xy} = P_x \cdot \sin 45^\circ = 30502,035 \text{ N}$$

$$P_{xx} = P_x \cdot \cos 45^\circ = 30502,035 \text{ N}$$

$$P_{y'} = P_{xy} + P_{yy} = 34788,816 \text{ N}$$

$$P_{x'} = P_{xx} + P_{yx} = 34788,816 \text{ N}$$

$$M_{P_{y'}} = P_{y'} \cdot y_1 = 3913046,024 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{P_{x'}} = P_{x'} \cdot x_1 = 686731,227 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{R3} = M_{P_{x'}} + M_{P_{y'}} = 4599777,252 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{MR3} = \frac{M_{R3} \cdot r}{3 \cdot J}$$

$$r = \frac{\sin 45^\circ}{x_1}, \quad J = \frac{l_3^3}{12} \quad \text{por lo tanto:}$$

$$\tau_{MR3} = 4 \cdot \frac{M_{R3} \cdot \sin 45^\circ}{x_1 \cdot l_3^3} = 0,084 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para el cordón 3 se asume $a = 6 \text{ mm}$

$$\tau_{Q_{x3}} = \frac{\frac{P_{x'}}{3}}{a \cdot l_3} = 9,761 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{Q_{y3}} = \frac{\frac{P_{y'}}{3}}{a \cdot l_3} = 9,761 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{R3} = \sqrt{(\tau_{MR3} + \tau_{Q_{y3}})^2 + (\tau_{Q_{x3}})^2} = 13,863 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Como se puede observar $13,863 \frac{N}{mm^2} \leq 294 \frac{N}{mm^2}$ por lo que se cumple la condición de resistencia para este cordón de soldadura.

El cordón 1 está sometido a una mayor tensión y por lo tanto el más crítico, por esta razón el factor de seguridad será calculado para este cordón.

Se necesita un factor de seguridad mayor de “2,5” para asegurar que el dispositivo no fallará en la zona de soldadura, por lo tanto:

$$n = \frac{0,6 [\sigma]}{\tau_{R1}} = \frac{294}{254,407} = 1,15 \neq 2,5$$

Como se puede observar el peligro de que el dispositivo falle en esta zona de soldadura es alto, por lo que se procede a aumentar la garganta de soldadura a su máximo valor recomendado (8 mm) en caso de que aun así no se resuelva el problema se necesitaría cambiar el electrodo para uno de mayor resistencia.

Al cambiar el valor de la garganta de soldadura se tiene:

$$\tau_{MR1} = 251,426 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{Qx1} = 1,804 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{Qy1} = 12,838 \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_R = \sqrt{(\tau_{MR1} + \tau_{Qx1})^2 + (\tau_{Qy1})^2} = 253,555 \frac{N}{mm^2}$$

Se sigue cumpliendo la condición de resistencia, además dicho cambio debe provocar un aumento en el factor de seguridad por lo que el nuevo factor de seguridad sería:

$$n = \frac{0,6 [\sigma]}{\tau_{R1}} = \frac{294}{253,555} = 1,16 \neq 2,5$$

Como se pudo observar no hubo un cambio significativo en el nuevo factor de seguridad por lo que sigue existiendo un alto peligro de falla, por lo tanto, para la unión soldada entre el soporte del cilindro y la columna se debe utilizar un electrodo de mayor resistencia como por ejemplo los electrodos de las clases

E90XX, E100XX y E120XX que tienen una la resistencia a la tracción considerablemente mayor que el E7018 que es el electrodo que dispone la empresa.

2.5 – Diseño de los pasadores.

En este apartado se determinará el diámetro mínimo y la resistencia de pasadores cuando éstos se emplean como elementos de unión entre piezas. Lo dispuesto en esta sección es aplicable en aquellas uniones entre piezas donde el pasador pueda ser desmontable, o cuando el pasador quede dispuesto de tal manera que permita libremente un cierto giro relativo entre las piezas que enlaza.

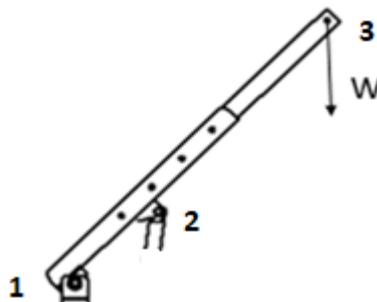


Figura 31: Pasadores. Fuente: Elaboración propia.

Debido a la carga aplicada al final del brazo el pasador (1) que conecta la columna y el brazo está sometido a un esfuerzo cortante. El pasador está sujeto a alta resistencia a la tracción y al corte el material para el pasador debe ser dúctil y por lo tanto se utilizan pasadores de acero 45.

Partiendo de la condición de resistencia del elemento es posible calcular sus dimensiones:

$$Q = \frac{A_y}{2}$$

$$A_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Donde:

Q – fuerza a cortante que actúa sobre los pasadores

A_c – área del pasador



$$\tau = \frac{Q}{A_c} = \frac{2Q_{m\acute{a}x}}{\pi \cdot D^2}$$

$$[\tau] = 0,6[\sigma]_t = 23544 \cdot 10^4 \times 0,6 \frac{N}{m^2} = 14126,4 \cdot 10^4 \frac{N}{m^2}$$

$$\tau \leq [\tau] \Rightarrow \frac{2Q_{m\acute{a}x}}{\pi \cdot D^2} \leq 14126,4 \cdot 10^4 \Rightarrow d_{min} \geq \sqrt{\frac{2Q_{m\acute{a}x}}{\pi \cdot [\tau]}} = 0,00976m$$

$$d_{min} \geq 9,77mm$$

Una vez calculado el diámetro mínimo $d_{mín}$, se suma el 20% para garantizar la seguridad, obteniendo así un diámetro de $d_{mím} = 12 mm$, de entre los pasadores en existencia en la empresa se selecciona el de $d = 20 mm$. La longitud del pasador debe ser ligeramente mayor que el ancho de la columna por lo que:

$$L = (80 + 10)mm$$

$$L = 90 mm$$

Del mismo modo, para los demás pasadores se obtiene:

Pasador 2, $d = 20 mm$

Pasador 3, $d = 20 mm$; $L = 60 mm$

CAPITULO 3 – CALCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO Y ELEMENTOS COMERCIALES.

3.1 – Selección del cilindro hidráulico.

En el epígrafe 2.2 se realizó el análisis de la fuerza crítica que debe ejercer el pistón principal para poder elevar la carga de 1 ton.

Para obtener un diseño conservativo se toma:

Fuerza en el pistón = 50000 N = 50 kN

Carrera máxima del pistón = 45 cm.

Cálculo del diámetro interior del cilindro

$$P_{cilindro} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{A_{cilindro}}$$

Donde:

$P_{cilindro}$ – presión en el interior del cilindro

$A_{cilindro}$ – área del cilindro

$F_{m\acute{a}x}$ – fuerza máxima que actúa sobre el cilindro

$$A_{cilindro} = \frac{\pi \cdot (D_{cilindro})^2}{4} \Rightarrow D_{cilindro} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{m\acute{a}x}}{\pi \cdot P_{cilindro}}}$$

Suponiendo una pérdida en el sistema del 20%:

$$P_{cilindro} = P_{bomba} - 0,20 \cdot P_{bomba}$$

Donde:

P_{bomba} – presión de trabajo de la bomba

$$P_{cilindro} = 0,8 \cdot P_{bomba}$$

Tomamos una presión máxima en el cilindro de:

$$P_{bomba} = 270 \text{ bar} = 27 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$P_{cilindro} = 0,8 \cdot 270 \text{ bar} = 216 \text{ bar}$$

$$P_{cilindro} = 0,8 \cdot 27 \frac{N}{mm^2} = 21,6 \frac{N}{mm^2}$$

$$D_{cilindro} = \sqrt{\frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3 N}{\pi \cdot 21,6 \frac{N}{mm^2}}} = 54,28 \text{ mm}$$

Tomando datos normalizados por defecto fornecidos por la empresa se selecciona el cilindro CH12 – 70 – 40 – 450 ya que este cumple con el requisito del diámetro mínimo y la carrera máxima.

Donde:

$$D_{cilindro} = 70 \text{ mm}$$

$$D_{vástago} = 40 \text{ mm}$$

$$C_p = 450$$

Comprobación de la resistencia al pandeo

Debido a que por lo general los cilindros hidráulicos constituyen un elemento comprimido de dos tramos de rigidez diferente y que las condiciones de apoyo pueden ser muy diversas es necesario el cálculo de la estabilidad de los mismos de manera que se garantice un adecuado dimensionamiento del vástago. Para ello en este proyecto se utiliza el Método Clásico de Euler que describen Gómez Rodríguez, Cabello Eras, & Goytisoló Espinosa en su trabajo “Nuevo Esquema de Análisis y Nuevo Modelo Matemático para el Cálculo a la Estabilidad de los Cilindros Hidráulicos de Simple Etapa”:

$$\lambda = \frac{v \cdot l}{i_{\min}}$$

Donde:

λ – es la razón de esbeltez

v – es un coeficiente que depende de las condiciones de carga y de apoyo existentes en la columna y se conoce como coeficiente de reducción de la longitud. (ver anexo III)

L – es la longitud de cálculo para el pandeo

i_{\min} – es el momento de inercia mínimo de la sección

$$v = \frac{1}{n}; n = \frac{1}{2} \Rightarrow v = 2$$

La longitud de cálculo para el pandeo L , se determina por la expresión

$l = K \cdot c_p$, donde K es el factor de carrera (ver anexo IV)

$$l = 900 \text{ mm}$$

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I}{A}} = 10$$

$$I = \frac{\pi \cdot (d_v)^4}{64} = 125663,706 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi \cdot (d_v)^2}{4} = 1256,637 \text{ mm}^2$$

Por lo que, la razón de esbeltez λ es igual a 180.

Para acero de bajo carbono empleado en la construcción de perfiles laminados:

$$\lambda_{\lim} \cong 100 \text{ (Salazar, 2006)}$$

$$\lambda > \lambda_{\lim} \Rightarrow P_{\text{crít}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(v \cdot l)^2} = 76558,707 \text{ N}$$

$$P_{\text{crít}} \approx 76 \text{ kN}$$

El factor de seguridad n para el cilindro se determina según la expresión:

$$n = \frac{P_{\text{cr}}}{[P]}, \text{ donde } [P] \text{ es la fuerza que actúa sobre el cilindro}$$

$$n = 1,52$$

Se recomienda que el factor de seguridad sea superior a 1, en este caso el factor de seguridad es ligeramente mayor que 1. Aunque teóricamente el cilindro es estable y resiste al pandeo en este caso es recomendable que se aumente el diámetro del vástago siempre y cuando se cuente con la materia y con los elementos para el sellado.

3.1.2 – Determinación de las condiciones de trabajo del cilindro.

Para determinar las condiciones de trabajo del cilindro es imprescindible que se calcule parámetros como la presión, el tiempo y velocidad de trabajo del pistón ya que estos parámetros junto con las dimensiones del cilindro y la correcta selección de la bomba, influyen directamente en el buen funcionamiento del sistema hidráulico de la máquina.

Cálculo de la presión de trabajo

Como se aproxima por defecto el diámetro del cilindro, se debe recalcular la presión de trabajo y el área interior del cilindro:

$$A_{cilindro} = \frac{\pi \cdot (D_{cilindro})^2}{4}$$

$$\text{Área del cilindro} = 3848,451 \text{ mm}^2 = 38,48 \text{ cm}^2$$

$$P_{cilindro} = \frac{F_{m\acute{a}x}}{A_{cilindro}}$$

$$P_{cilindro} = \frac{50 \cdot 10^3 \text{ N}}{3848,451 \text{ mm}^2}$$

$$P_{cilindro} = 12,992 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 130 \text{ bar}$$

Cálculo de la velocidad de trabajo del pistón

La velocidad de trabajo del pistón que no es más que la velocidad de avance del vástago se determina por la expresión:

$$V = \frac{Q}{A}$$

Donde:

Q – el caudal de la bomba requerido para el pistón. Este dato se toma del catálogo de la O. M. F. B. Hydraulic Components – “FULCRO” SERIE PMI 12 – 25 – 45 (ver anexo V).

A – es el área de la sección transversal interior del cilindro.

Dado que Q en el catálogo se da en $\left(\frac{cm^3}{ciclo}\right)$, lo más conveniente es que se calcule la velocidad de trabajo en $\left(\frac{cm^2}{ciclo}\right)$:

$$V = 1,169 \frac{cm^2}{ciclo}$$

Cálculo del tiempo de avance

Una vez calculada la velocidad de avance del vástago se puede determinar el tiempo de avance que es el tiempo en que el pistón hace la carrera completa, dado que es una bomba manual el tiempo de avance se calculará en ciclos, por la expresión:

$$t = \frac{C_{pmáx}}{V} = 38,494 \text{ ciclos}$$

Es decir que al elevar el brazo a la altura máxima se necesitará aproximadamente 39 ciclos para que se abra completamente el cilindro.

3.2 – Selección de los elementos comerciales.

3.2.1 – Bomba.

Para la selección de la bomba, se usa el catálogo de la O. M. F. B. Hydraulic Components – “FULCRO” SERIE PMI 12 – 25 – 45 (ver anexo V), para lo cual se realiza determina la presión de trabajo de la bomba.

$$P_{cilindro} = 0,8 \cdot P_{bomba}$$

$$\Rightarrow P_{bomba} = 98,12 \text{ bar}$$

Por lo tanto, se selecciona una bomba que pueda trabajar a esta presión. El código de la unidad seleccionada es FULCRO 45 106 – 007 – 00026.



Figura 32: Bomba manual estándar FULCRO. Fuente: (O.M.F.B. S.p.A. Hydraulic Components, 2004)

3.2.1.1. – Determinación de la capacidad del reservatorio de aceite.

El volumen de aceite en el cilindro es:

$$V = \frac{0,7854 \cdot D^2 \cdot c_p}{10^6}$$

$$V = 3 L$$

Se recomienda que el reservatorio de aceite sea de 2,5 a 3 veces el volumen de aceite utilizado en el cilindro. Por lo que se selecciona el reservatorio SRB. CMP.PM S/10/ TANK 10 LT (ver anexo V), de capacidad 10 litros.

3.2.2 – Gancho de carga.

En el mercado se puede encontrar ganchos para diferentes capacidades de carga, en este caso se escoge un gancho para una carga de una tonelada y media.



Figura 33: Gancho de carga de 1,5 ton. Fuente: Elaboración propia.

3.2.3 – Ruedas.

La selección se hace usando el catálogo de ruedas para carretillas elevadoras, apiladores y vehículos de mantenimiento de la marca Blicke (ver anexo VI).

Las ruedas giratorias son las que soportan la mayor parte de la carga es decir que deben soportar $7781,329 \text{ KN}$, considerando un 20% del peso por la estructura misma, por lo que cada rueda debe soportar una carga de aproximadamente 4 KN de carga.

Como capacidad de carga en el catálogo se da en Kg, la carga a soportar es de aproximadamente 400 Kg. Se selecciona el modelo LK – ALTH 180K para las ruedas giratorias y el ALTH 180x50/ 20 – 54K para las delanteras, ambas son una rueda de elastómero de poliuretano de diámetro 180 mm con una capacidad de carga de 600 Kg.



- De la revisión bibliográfica se determinó que existen diversos tipos de grúa hidráulica móvil, tanto en morfología como en capacidad y desempeño a la hora de ser utilizadas en los talleres automotrices, siendo las más empleadas las del tipo simples de piso.
- Partiendo de los análisis de fuerza realizados a cada una de las posiciones principales (I, II, y IV) de la grúa se determinó que la posición crítica es cuando el cilindro está abierto y el brazo se extiende a su longitud máxima, donde la fuerza que ejerce la carga sobre el pistón alcanza los 43,56 KN.
- El sistema hidráulico seleccionado satisface las las exigencias de explotación planteadas, empleándose el cilindro hidráulico CH12 – 70 – 40 – 450 fabricado en por la empresa.
- Los elementos comerciales se seleccionaron por catálogo: la bomba FULCRO 45 106 – 007 – 00026 y la ruedas giratorias y delanteras LK – ALTH 180K y ALTH 180x50/ 20 – 54K respectivamente.



- Bharath University Department of Mechanical Engineering. (Mayo de 2013). Design and fabrication of Hydraulic Floor Crane. *International Journal of Pure and Applied Mathematics*, 551-556.
- Borle, M. T., & Lakade, D. S. (2014). Design and development of Hydraulic Rotational Jib Crane. *International Engineering Research Journal*, 301-306.
- Cabezas, O. F. (2017). Tesis doctoral. *Diseño e implementación de un sistema SCADA para el monitoreo y control del módulo "Pluma Grúa" del laboratorio de ingeniería en mantenimiento eléctrico*. Ibarra: Universidad Técnica Del Norte.
- Centena, J. C. (2004). Tesis de pregrado. *Diseño de una grúa automontable de 8.000N y 22m de flecha*. Barcelona: Escola Técnica Superior D'Enginyeria Industrial de Barcelona.
- Chilton Book Company. (1991). *Auto repair manual 1987-1991*. USA: Chilton Book Company.
- Chukwulozie, O. P., Nnaemeka, O. E., Andrew, A. O., & Ebieladoh, S. J. (2016). Steel Work Design and Analysis of a Mobile Floor Crane. *British Journal of Applied Science & Technology*.
- Córdova, I. H. (2015). Tesis de maestría. *Diseño de un brazo telescópico para grúa hidráulica*. Región Veracruz México: Universidad Veracruzana.
- Corredor, J. M. (2017). Tesis de pregrado. *Diseño de un puente grúa para el transporte de motores diesel para el talle L&G Diesel Truck*. Bogotá: Fundación Universidad De América.
- Cortéz, S. L. (2014). Tesis de maestría. *Diseño y estudio de grúa de taller con herramientas CAD-CAM y MEF*. Escuela de Ingeniería y Arquitectura Universidad Zaragoza.

Demag Cranes & Components, S.A.U. (2015). *Demag Cranes & Components*.

Recuperado de Demag Cranes & Components Web site:

<https://www.demagcranes.com/es/productos/puentes-grua>

Díaz, D. M., & Ospina Ramírez, J. A. (1994). Tesis de pregrado. *Diseño Grúa Hidráulica Móvil De Piso*. Santiago De Cali: Corporación Universitaria Autónoma De Occidente.

DIN Deutsches Institut für Normung. (November de 1998). Deutsche Norm : English version of DIN EN 10219-2. *Cold formed welded structural hollow sections of non-alloy and fine grain structural steel, 2*. Berlin, Germany, Germany: Normenausschuß Eisen und Stahl (Steel and Iron Standards Committee).

Equipamientos para talleres. (2017). <http://www.equipamientosparatalleres.net>.

Recuperado de Equipamientos para talleres:

<http://www.equipamientosparatalleres.net>

Fernández, C. R. (2017). Tesis de pregrado. *Diseño y cálculo de grúa para almacén con capacidad para 5 TN*. Madrid: Universidad Carlos III de Madrid.

Gómez Rodríguez, D., Cabello Eras, D. J., & Goytisol Espinosa, D. (s.f.). *Nuevo Esquema de Análisis y Nuevo Modelo Matemático para el Cálculo a la Estabilidad de los Cilindros Hidráulicos de Simple Etapa*. Cienfuegos: Universidad de Cienfuegos "Carlos Rafael Rodríguez".

Hydac International. (2017). *Hydraulic cylinders and cylinder systems for mobile hydraulics*. Germany: Hydrosaar.

Jadhav, A., Kachroo, M., Ruchita Mantri, M. H., & Ratnaprkhi, H. (2013). Optimization in Design of Rotating Hydraulic Crane. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)*, 76-82.

Larrodé, E., & Miravete, A. (1996). *Grúas*. Zaragoza: Servicio de Publicaciones, Centro Politécnico Superior Universidad de Zaragoza.

Lindao Klaere, K., Jiménez Dávila, V., & García Ibarra, W. (2006). Tesis de pregrado. *Diseño y construcción de una grúa plegable de 2.5 ton.* Ecuador: ESPOL.

Linea Prevencion . (2019). *Linea Prevencion* . Recuperado de Linea Prevencion Web Site:
<http://www.lineaprevencion.com/ProjectMiniSites/IS41/html/cap-1/cap4.htm>

Mano Mano. (2018). *Mano Mano*. Recuperado de Mano Mano:
<https://cdn.manomano.com/images/sheets/Gr%C3%BAa%20de%20taller.jpg>

Medina, I. A. (2008). Tesis de maestría. *Sistema de gestión eficiente de la energía en la Empresa Oleohidráulica de Cienfuegos*. Cienfuegos: Universidad De Cienfuegos.

O.M.F.B. S.p.A. Hydraulic Components. (2004). *FULCRO Pompe a mano con invertitore di flusso*. Provaglio d'Iseo Brescia: O.M.F.B. S.p.A. Hydraulic Components.

Pisarenko, G. S. (1979). *Mnual de resistencia de materiales*. Rumania: Mir Moscú.

Pisarenko, G. S., Yákovlev, A. P., & Matvéev, V. V. (1979). *Manual de resistencia de materiales*. Moscú: Mir Moscú.

Salazar, E. (2006). Tesis de maestria. *Capacidad de carga de cilindros hidráulicos*. Terrassa: Universidad Politécnica De Catalunya.

Shubin, V. S., & Pedré, C. P. (1980). *Diseño de maquinaria industrial* (Vol. I). La Habana: ORBE.

Silva Proaño, C. S., & Morales Gordón, S. C. (2011). *Tesis de pregrado. Diseño de un puente grúa tipo de 5 toneladas de capacidad para la industria metalmecánica*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.

Tituaña, M. P. (2007). *Tesis de pregrado. Diseño y construcción de una grúa hidráulica automatizada plegable para levantar hasta una tonelada.*

Latacunga Ecuador: Escuela Politécnica Del Ejército Sede - Latacunga.

Weber, E. (2015). *Tesis de pregrado. Desenvolvimento de um guindaste para veículos utilitários leves.* Panambi: Universidade Regional Do Noroeste Do Estado Do Rio Grande Do Sul - UNIJUÍ.

Zarate Godinez, R., & Pérez León, J. G. (2009). *Tesis de pregrado. El acero estructural en la ingeniería mecánica.* México: Instituto Politécnico Nacional.

ANEXOS

Anexo 1 – Dimensiones nominales y propiedades de sección de secciones huecas rectangulares.

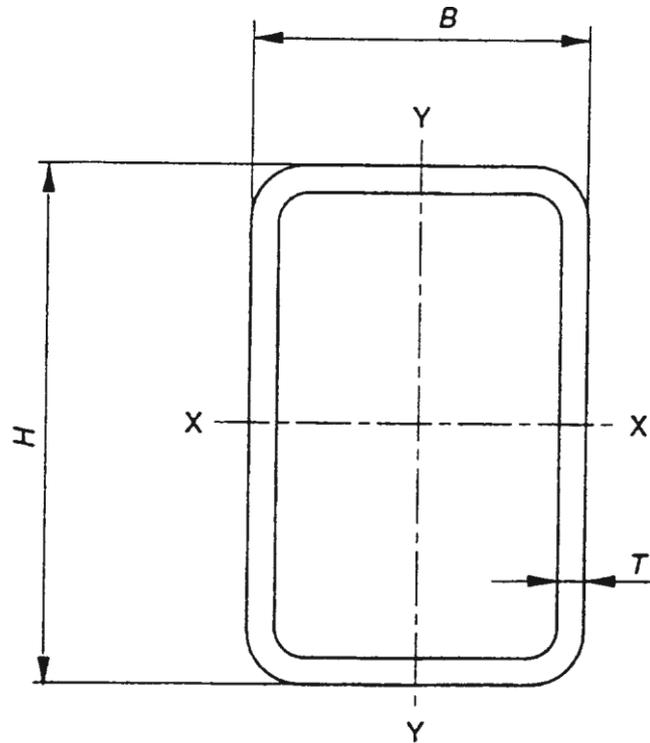


Figure 10: Rectangular hollow section (see table 8)

Table 8: Nominal dimensions and sectional properties of rectangular hollow sections
(continued)

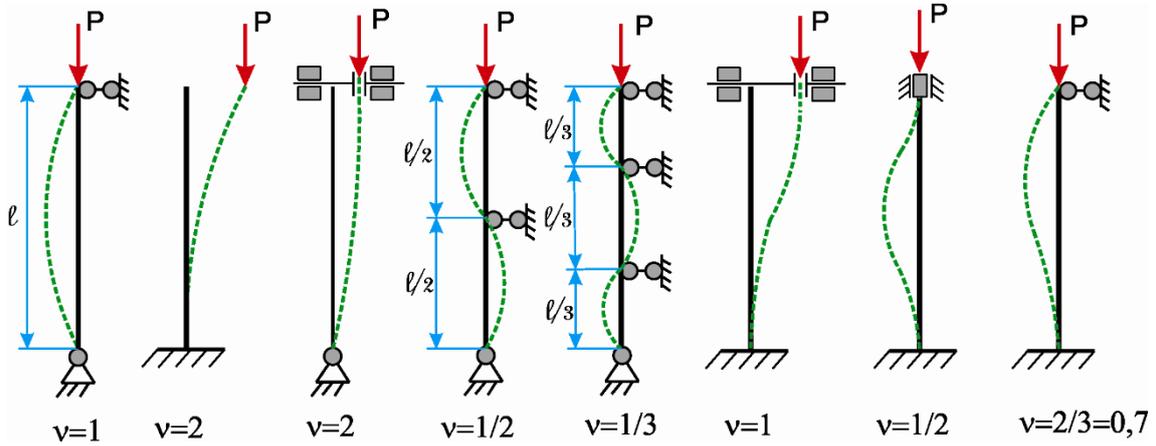
Size			Thickness	Mass per unit length	Cross-sectional area	Second moment of area		Radius of gyration		Elastic section modulus		Plastic section modulus		Torsional inertia constant	Torsional modulus constant	Superficial area per metre length	Nominal length per tonne
H	x	B	T	M	A	I _{xx}	I _{yy}	r _{xx}	r _{yy}	W _{elxx}	W _{elyy}	W _{plxx}	W _{plyy}	I _t	C _t	A _s	
mm	mm	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m	m
100	40	40	4,0	7,97	10,1	116	26,7	3,38	1,62	23,1	13,3	30,3	15,7	74,5	24,0	0,266	126
100	40	50	5,0	9,70	12,4	136	30,8	3,31	1,58	27,1	15,4	36,1	18,5	87,9	27,9	0,263	103
100	50	50	2,5	5,56	7,09	91,2	31,1	3,59	2,09	18,2	12,4	22,7	14,0	75,4	21,5	0,291	180
100	50	50	3,0	6,60	8,41	106	36,1	3,56	2,07	21,3	14,4	26,7	16,4	88,6	25,0	0,290	152
100	50	50	4,0	8,59	10,9	134	44,9	3,50	2,03	26,8	18,0	34,1	20,9	113	31,3	0,286	116
100	50	50	5,0	10,5	13,4	158	52,5	3,44	1,98	31,6	21,0	40,8	25,0	135	36,8	0,283	95,4
100	50	50	6,0	12,3	15,6	179	58,7	3,38	1,94	35,8	23,5	46,9	28,5	154	41,4	0,279	81,5
100	50	50	6,3	12,5	15,9	176	58,2	3,32	1,91	35,1	23,3	46,9	28,6	158	42,1	0,273	79,9
100	60	60	2,5	5,96	7,59	103	46,9	3,69	2,49	20,6	15,6	25,1	17,7	103	26,2	0,311	168
100	60	60	3,0	7,07	9,01	121	54,6	3,66	2,46	24,1	18,2	29,6	20,8	122	30,6	0,310	141
100	60	60	4,0	9,22	11,7	153	68,7	3,60	2,42	30,5	22,9	37,9	26,6	156	38,7	0,306	108
100	60	60	5,0	11,3	14,4	181	80,8	3,55	2,37	36,2	26,9	45,6	31,9	188	45,8	0,303	88,7
100	60	60	6,0	13,2	16,8	205	91,2	3,49	2,33	41,1	30,4	52,5	36,6	216	51,9	0,299	75,7
100	60	60	6,3	13,5	17,2	203	90,9	3,44	2,30	40,7	30,3	52,8	36,9	223	53,0	0,293	74,0
100	80	80	2,5	6,74	8,59	127	90,2	3,84	3,24	25,4	22,5	30,0	25,8	166	35,7	0,351	148
100	80	80	3,0	8,01	10,2	149	106	3,82	3,22	29,8	26,4	35,4	30,4	196	41,9	0,350	125
100	80	80	4,0	10,5	13,3	189	134	3,77	3,17	37,9	33,5	45,6	39,2	254	53,4	0,346	95,4
100	80	80	5,0	12,8	16,4	226	160	3,72	3,12	45,2	39,9	55,1	47,2	308	63,7	0,343	77,9
100	80	80	6,0	15,1	19,2	258	182	3,67	3,08	51,7	45,5	63,8	54,7	357	73,0	0,339	66,2
100	80	80	6,3	15,5	19,7	259	183	3,62	3,04	51,8	45,7	64,6	55,4	371	75,0	0,333	64,6
120	60	60	2,5	6,74	8,59	161	55,2	4,33	2,53	26,9	18,4	33,2	20,6	133	31,7	0,351	148
120	60	60	3,0	8,01	10,2	189	64,4	4,30	2,51	31,5	21,5	39,2	24,2	156	37,1	0,350	125
120	60	60	4,0	10,5	13,3	241	81,2	4,25	2,47	40,1	27,1	50,5	31,1	201	47,0	0,346	95,4
120	60	60	5,0	12,8	16,4	287	96,0	4,19	2,42	47,8	32,0	60,9	37,4	242	55,8	0,343	77,9
120	60	60	6,0	15,1	19,2	328	109	4,13	2,38	54,7	36,3	70,6	43,1	280	63,6	0,339	66,2
120	60	60	6,3	15,5	19,7	327	109	4,07	2,35	54,5	36,4	71,2	43,7	289	65,1	0,333	64,6
120	60	80	8,0	18,9	24,0	375	124	3,95	2,27	62,6	41,3	84,1	51,3	340	75,0	0,326	53,0
120	80	80	3,0	8,96	11,4	230	123	4,49	3,29	38,4	30,9	46,2	35,0	255	50,8	0,390	112
120	80	80	4,0	11,7	14,9	295	157	4,44	3,24	49,1	39,3	59,8	45,2	331	64,9	0,386	85,2
120	80	80	5,0	14,4	18,4	353	188	4,39	3,20	58,9	46,9	72,4	54,7	402	77,8	0,383	69,4
120	80	80	6,0	17,0	21,6	406	215	4,33	3,15	67,7	53,8	84,3	63,5	469	89,4	0,379	58,9
120	80	80	6,3	17,5	22,2	408	217	4,28	3,12	68,1	54,3	85,6	64,7	488	92,1	0,373	57,3
120	80	80	8,0	21,4	27,2	476	252	4,18	3,04	79,3	62,9	102	76,9	584	108	0,366	46,8
140	80	80	4,0	13,0	16,5	430	180	5,10	3,30	61,4	45,1	75,5	51,3	412	76,5	0,426	77,0
140	80	80	5,0	16,0	20,4	517	216	5,04	3,26	73,9	54,0	91,8	62,2	501	91,8	0,423	62,6
140	80	80	6,0	18,9	24,0	597	248	4,98	3,21	85,3	62,0	107	72,4	584	106	0,419	53,0
140	80	80	6,3	19,4	24,8	603	251	4,93	3,19	86,1	62,9	109	74,0	609	109	0,413	51,4
140	80	80	8,0	23,9	30,4	708	293	4,82	3,10	101	73,3	131	88,4	731	129	0,406	41,8

Anexo 2 – Valores límites del espesor de garganta de una soldadura en función de los espesores de las piezas a unir.

Espesor de la pieza (mm.)	Garganta, <i>a</i>	
	Valor máximo (mm.)	Valor mínimo (mm.)
4.0-4.2	2.5	2.5
4.3-4.9	3	2.5
5.0-5.6	3.5	2.5
5.7-6.3	4	2.5
6.4-7.0	4.5	2.5
7.1-7.7	5	3
7.8-8.4	5.5	3
8.5-9.1	6	3.5
9.2-9.9	6.5	3.5
10.0-10.6	7	4
10.7-11.3	7.5	4
11.4-12.0	8	4
12.1-12.7	8.5	4.5
12.8-13.4	9	4.5
13.5-14.1	9.5	5
14.2-15.5	10	5
15.6-16.9	11	5.5
17.0-18.3	12	5.5
18.4-19.7	13	6
19.8-21.2	14	6
21.3-22.6	15	6.5
22.7-24.0	16	6.5
24.1-25.4	17	7
25.5-26.8	18	7
26.9-28.2	19	7.5
28.3-31.1	20	7.5
31.2-33.9	22	8

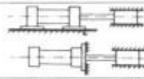
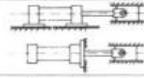
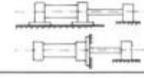
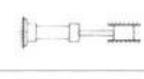
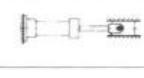
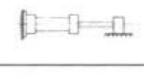
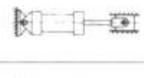
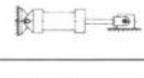
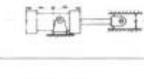
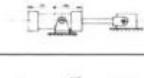
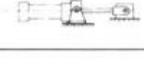
34.0-36.0	24	8
-----------	----	---

Anexo 3 – Dependencia entre la carga crítica y las condiciones de apoyo: valores de v .



Anexo 4 – Valores del factor de carrera para diferentes tipos de montaje del cilindro.

VALOR DEL FACTOR DE CARRERA

Nº del tipo de montaje	Modo de fijación del cilindro	Modo de fijación del extremo del vástago	Representación del modo de montaje	K	Observaciones
1	Pata delantera y trasera	Fijado y guiado rígidamente		0,5	* **
2		Articulado y guiado rígidamente		0,7	**
3	Brida delantera	Soportado pero no guiado rígidamente		2	
4	Brida trasera	Fijado y guiado rígidamente		1	* **
5		Articulado y guiado rígidamente		1,5	**
6		Soportado pero no guiado rígidamente		4	
7	Espiga trasera	Articulado y guiado rígidamente		2	**
8	Horquilla trasera Pivote fijado en el fondo	Soportado, con o sin articulación, pero no guiado rígidamente		4	
9	Pivote fijado en la mitad delantera del cilindro	Articulado y guiado rígidamente		1,5	**
10		Soportado, con o sin articulación, pero no guiado rígidamente		3	
11	Pivote fijado en la cabeza del cilindro	Articulado y guiado rígidamente		1	**
12		Soportado, con o sin articulación pero no guiado rígidamente		2	

Anexo 5 – Catálogo O.M.F.B. Hydraulic Components.

"FULCRO"

POMPE A MANO **FULCRO** SERIE PMI
FULCRO HAND PUMP PMI SERIES

106

Dati Tecnici Technical data					
Tipo pompa Pump type	Pressione massima Max. Pressure bar	Cilindrata Displacement			Peso Weight Kg
		Completa / Full cm ³ /ciclo	Tiro / Pull cm ³ /ciclo	Spinta / Push cm ³ /ciclo	
FULCRO 12	350	12	6,1	5,9	2,9
FULCRO 25	300	25	13,4	11,6	2,8
FULCRO 45	270	45	23,7	21,3	3,2

S-00710 Rev: AE

Data: Giovedì 13 maggio 2010

MATERIALE SERBATOIO TANK'S MATERIAL	CODICE DI ORDINAZIONE ORDER CODE	CAPACITÀ CAPACITY	DESCRIZIONE DESCRIPTION	PESO WEIGHT
PLASTICA PLASTIC	106-800-00025	2	SRB. CMP.PM S/2/ TANK 2 LT	1,8
	106-800-00034	3	SRB. CMP.PM S/3/ TANK 3 LT	1,9
	106-800-00043	5	SRB. CMP.PM S/5/ TANK 5 LT	2
	106-800-00052	7	SRB. CMP.PM S/7/ TANK 7 LT	2,4
	106-800-00061	10	SRB. CMP.PM S/10/ TANK 10 LT	2,9
ALLUMINIO ALUMINIUM	106-800-00105	1	SRB. CMP.PM S/1/ TANK 1 LT	
	106-800-00203	2	SRB. CMP.PM S/2/ TANK 2 LT	1,9
	106-800-00301	3	SRB. CMP.PM S/3/ TANK 3 LT	2
	106-800-00507	5	SRB. CMP.PM S/5/ TANK 5 LT	2,5
	106-800-00703	7	SRB. CMP.PM S/7/ TANK 7 LT	3,9
	106-800-01006	10	SRB. CMP.PM S/10/ TANK 10 LT	5,2

pag.19



O.M.F.B. S.p.A. Hydraulic Components
We reserve the right to make any changes without notice.
Edition 2004.05 No reproduction, however partial, is permitted.
Via Cave, 7/P 25050 Provaglio d'Isoo (Brescia) Italy Tel.: +39.030.9830611
Fax: +39.030.9839207-208 Internet:www.omfb.it e-mail:info@omfb.it

COMPANY
WITH QUALITY SYSTEM
CERTIFIED BY DNV
=ISO 9001/2000=

Anexo 6 – Catálogo de ruedas para carretillas elevadoras, apiladores y vehículos de manutención.

Ruedas serie ALTH:

Banda de rodadura: De elastómero de poliuretano de alta calidad Bliclike Extrathane®, inyectado de reacción, dureza 92° Shore A, marcha silenciosa, baja resistencia a la rodadura, respetuosa con el suelo, muy resistente a la abrasión, alta resistencia a la rasgadura y a las grietas, color marrón claro, no deja huellas, no decolora al contacto, muy buena unión química con el núcleo.

(Descripción del material página 39)

Núcleo: De aluminio fundido a presión.

Tipo de rodamiento:

• Cojinete a bolas, dos cojinetes prensados, engrasado con grasa de larga duración

Otras propiedades:

Alta resistencia química contra muchos medios agresivos (tabla página 36-37).
Resistencia a la temperatura: -25° C hasta +70° C, en fases cortas +90° C.
Cuando la temperatura supera los +40° C disminuye la capacidad de carga.
Libre de mantenimiento en condiciones normales de uso.

Resumen serie rueda página 48

Ruedas	Ø Rueda (D) [mm]	Ancho rueda (T2) [mm]	Capacidad de carga [kg]	Tipo de rodamiento	Ø Eje (d) [mm]	Largo de cubo (T1) [mm]
ALTH 80/15K	80	30	180	a bolas	15	35
ALTH 100/15K	100	40	250	a bolas	15	45
ALTH 101/15K *	100	40	350	a bolas	15	40
ALTH 125/15K	125	40	350	a bolas	15	45
ALTH 127/20K	125	54	450	a bolas	20	60
ALTH 140/20K	140	54	500	a bolas	20	60
ALTH 151/15K	150	40	400	a bolas	15	60
ALTH 150/20K	150	50	500	a bolas	20	60
ALTH 160/20K	160	50	550	a bolas	20	60
ALTH 180/20K	180	50	600	a bolas	20	60
ALTH 200/20K	200	50	800	a bolas	20	60
ALTH 200/25K	200	50	800	a bolas	25	60
ALTH 250/25K	250	60	1000	a bolas	25	70

* Versión pesada

Ruedas serie ALEV:
Banda de rodadura: De goma maciza elástica de alta calidad con propiedad de fácil desplazamiento "Blickle EasyRoll", dureza 65° Shore A, color negro.
Núcleo: De aluminio fundido a presión.
Tipo de rodamiento: Dos cojinetes a bolas prensados.
 Descripción detallada: Página 45

Ruedas serie ALST:
Banda de rodadura: De elastómero de poliuretano de alta calidad Blicke Softhane®, inyectado de reacción, dureza 75° Shore A, color verde, no deja huellas, no decolora al contacto.
Núcleo: De aluminio fundido a presión.
Tipo de rodamiento: Dos cojinetes a bolas prensados.
 Descripción detallada: Página 47

Ruedas serie ALTH:
Banda de rodadura: De elastómero de poliuretano de alta calidad Blicke Extrathane®, inyectado de reacción, dureza 92° Shore A, color marrón claro, no deja huellas, no decolora al contacto.
Núcleo: De aluminio fundido a presión.
Tipo de rodamiento: Dos cojinetes a bolas prensados.
 Descripción detallada: Página 48

Ruedas serie PO:
 De poliamida 6 de alta calidad, resistente a la rotura, dureza 70° Shore D, color blanco natural.
Tipo de rodamiento: Dos cojinetes a bolas prensados.
 Descripción detallada: Página 49



Ruedas	Ø Rueda (D) [mm]	Ancho rueda (T2) [mm]	Capacidad de carga [kg]	Tipo de rodamiento	Ø Eje (d) [mm]	Largo de cubo (T1) [mm]	Distancia de fijación (T5) [mm]
Serie ALEV							
ALEV 200x50/20-54K	200	50	550	a bolas	20	60	54
ALEV 200x50/25-50K	200	50	550	a bolas	25	60	50
Serie ALST							
ALST 200x50/20-54K	200	50	640	a bolas	20	60	54
ALST 200x50/25-50K	200	50	640	a bolas	25	60	50
Serie ALTH							
ALTH 180x50/20-54K	180	50	600	a bolas	20	60	54
ALTH 180x50/25-50K	180	50	600	a bolas	25	60	50
ALTH 200x50/20-40K	200	50	800	a bolas	20	50	40
ALTH 200x50/20-54K	200	50	800	a bolas	20	60	54
ALTH 200x50/25-36K	200	50	800	a bolas	25	50	36
ALTH 200x50/25-50K	200	50	800	a bolas	25	60	50
Serie PO							
PO 200x50/20-54K	200	50	600	a bolas	20	60	54
PO 200x50/25-50K	200	50	600	a bolas	25	60	50

Serie ALEV

Serie ALST

Serie ALTH

Serie PO