

**Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”**

**Departamento de Mecánica**



**Cálculo de comprobación de los principales componentes de una  
rampa niveladora hidráulica de uña abatible para andén de carga**

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico.

**Por**

**Autor: Reinier Tomé Espinosa**

**Tutor: M.S.C Juan G. Noa Águila**

**Ing. David Carreño Sarmiento**

Cienfuegos, 2020

## **SINTESIS**

En el presente proyecto se expone el diseño de una rampa de carga con accionamiento hidráulico con el objetivo de poder trasladar la carga del camión al almacén y viceversa. Después de un primer periodo de búsqueda de información, se ha realizado el cálculo de las fuerzas en diferentes casos de carga. Posteriormente, se han utilizado las fuerzas del caso de carga más desfavorable para realizar el cálculo analítico de la soldadura. Una vez obtenidos los resultados, se ha procedido al diseño de la rampa en 3D utilizando el programa Autodesk Inventor Professional 2017. Finalmente se han dibujado los planos de los elementos principales que forman la rampa. Todo ello se ha hecho siguiendo la planificación inicial basada en un estudio económico favorable para la fabricación de dicho elemento y con la intención de minimizar todo lo posible el impacto medioambiental.

Palabras claves: rampa, hidráulico, soldadura, planos

## **ABSTRACT**

In this work, the design of a loading ramp with hydraulic drive is exposed in order to be able to transfer the load from the truck to the warehouse and vice versa. After a first period of searching for information, the forces have been calculated in different load cases. Subsequently, the worst load case forces have been used to perform the analytical calculation of the weld. Once the results were obtained, the ramp was designed in 3D using the Autodesk Inventor Professional 2017 program. Finally, the plans of the main elements that make up the ramp have been drawn. All this has been done following the initial planning based on a favorable economic study for the manufacture of said element and with the intention of minimizing the environmental impact as much as possible.

Keywords: ramp, hydraulic, welding, plans

<b>TABLA DE CONTENIDO</b>	<b>Pág.</b>
<i>Introducción</i> _____	<i>II</i>
<b><i>CAPITULO 1: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA. GENERALIDADES</i></b> _____	<b>5</b>
<b>1.1 Mecanismos de carga y descarga. Utilización de las rampas niveladoras en Cuba y el mundo.</b> _____	<b>5</b>
1.1.1 Rampas de carga _____	6
1.1.2 Pasarelas abatibles _____	13
<b>1.2 Precisiones técnicas sobre la rampa niveladora hidráulica de uña abatible para andén de carga</b> _____	<b>16</b>
1.2.2 Elementos que componen la rampa _____	17
<b>1.4 Cilindros hidráulicos. Características generales</b> _____	<b>20</b>
1.4.1 Funcionamiento _____	20
1.4.2 Componentes _____	21
1.4.3 Cilindro de simple efecto _____	22
1.4.4 Cilindros de doble efecto _____	22
<b>1.5 Bombas hidráulicas: definición, características y tipos</b> _____	<b>22</b>
1.5.1 Características generales de las bombas hidráulicas _____	22
1.5.2 Principales tipos de bombas hidráulicas _____	23
<b><i>CAPITULO 2: PROPUESTA DE DISEÑO DE LA RAMPA NIVELADORA DE UÑA ABATIBLE PARA ANDÉN DE CARGA</i></b> _____	<b>27</b>
<b>2.1 Características</b> _____	<b>27</b>
2.1.1 Principio de funcionamiento _____	28
<b>2.2 Características y propiedades de los materiales que conforman la rampa</b> _____	<b>28</b>
<b>2.3 Análisis de la plataforma superior</b> _____	<b>31</b>
2.3.1 Cálculo de las reacciones en las diferentes posiciones de la rampa _____	32
<b>2.4 Cálculo de las reacciones sobre la rampa</b> _____	<b>37</b>
2.4.1 Cálculo de las reacciones sobre la rampa con el montacargas al inicio de la misma _____	37
2.4.2 Cálculo con el montacargas al final de la rampa _____	41
<b>2.5 Análisis del pasador columna-tapa</b> _____	<b>44</b>

2.5.1	Cálculo de comprobaciones a cortante del pasador _____	45
2.5.2	Cálculo de comprobaciones del aplastamiento del pasador _____	48
<b>2.6</b>	<b>Análisis de los pasadores de la uña delantera _____</b>	<b>50</b>
2.6.1	Cálculo de las reacciones de los apoyos y los momentos. Método de los tres momentos ____	51
2.6.2	Cálculo de comprobaciones a flexión del pasador _____	60
2.6.3	Cálculo de la flecha del pasador _____	62
2.6.4	Análisis de comprobaciones a cortante _____	66
<b>2.7</b>	<b>Análisis de los pasadores del cilindro de elevación de la plataforma principal _____</b>	<b>67</b>
2.7.1	Cálculo de fuerzas y momentos _____	67
2.7.2	Cálculo de comprobaciones a flexión del pasador _____	71
2.7.3	Cálculo de la flecha del pasador _____	72
2.7.4	Cálculo de comprobaciones a cortante del pasador _____	75
<b>2.8</b>	<b>Cálculo de las uniones soldadas _____</b>	<b>76</b>
2.8.1	Análisis de las pletinas de los pasadores delanteros _____	76
2.8.2	Cálculo de las uniones soldadas del pasador columna-tapa _____	81
2.8.3	Cálculo de las uniones soldadas de las pletinas de anclaje del cilindro de elevación de la plataforma _____	84
<b>2.9</b>	<b>Aplicación del momento máximo para cargas móviles _____</b>	<b>87</b>
2.9.1	Selección del perfil laminado para la estructura _____	87
<b>2.10</b>	<b>Cálculo de la plataforma inferior _____</b>	<b>89</b>
<b>2.11</b>	<b>Cálculo de estabilidad de la estructura trasera de la plataforma inferior. _____</b>	<b>95</b>
<b>2.12</b>	<b>Diseño del conjunto cilindro-vástago. _____</b>	<b>100</b>
2.12.1	Diseño del cilindro _____	100
2.12.1	Diseño del vástago. _____	103
<b>CAPITULO 3:</b>	<b>ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS _____</b>	<b>108</b>
<b>3.1</b>	<b>Comparación de los pasadores de la uña delantera _____</b>	<b>108</b>
<b>3.2</b>	<b>Comparación de los pasadores del cilindro de elevación de la plataforma _____</b>	<b>110</b>
<b>3.3</b>	<b>Comparación de la estructura trasera _____</b>	<b>112</b>
<b>3.4</b>	<b>Determinación del costo de fabricación. _____</b>	<b>114</b>
<b>3.5</b>	<b>Componentes del Costo de Fabricación. _____</b>	<b>114</b>

<b>CONCLUSIONES</b>	<b>122</b>
<b>RECOMENDACIONES</b>	<b>124</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>126</b>
<b>ANEXO 1: Planos generales</b>	<b>129</b>

# **INTRODUCCIÓN**

## INTRODUCCIÓN

La mayoría de las empresas cuentan con un equipo de trabajo pesado entre los cuales encontramos las plataformas niveladoras las cuales influyen en el rendimiento de la carga y descarga de todo tipo de artículos desde y hacia camiones u otros vehículos de carga basándose en la disminución del tiempo de trabajo al permitir la sustitución del trabajo manual por el mecánico ya que los trabajadores pueden acceder hasta dichos vehículos y realizar la tarea ayudándose de máquinas como montacargas y transpaletas. La Empresa Oleohidráulica “José Gregorio Martínez” de la provincia Cienfuegos es única del país en su tipo, lo cual conlleva una gran responsabilidad, de esta forma ha aceptado el reto de diseñar diferentes máquinas de la cual el Departamento Técnico no cuenta con un diseño adecuado con el objetivo de sustituir importaciones al país e incluirse en el mercado nacional e internacional para su venta. Esta tarea se le ha dado al grupo de estudiantes y profesopres de mecánica aplicada de la Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” quienes conforman el primer “Centro de Ingeniería” conjuntamente con profesionales de la empresa.

## **Problema de Investigación**

No se cuenta con el diseño adecuado de una rampa niveladora hidráulica de uña abatible para andén de carga que permita su posterior comercialización por la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos.

## **Hipótesis de la Investigación**

Si se realizan cálculos de comprobación de resistencia de los principales componentes de la rampa niveladora hidráulica de uña abatible para andén de carga permitirá a la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos certificar la fabricación de un prototipo para su posterior evaluación.

## **Objetivo General**

Realizar cálculos de comprobación de los principales componentes de la rampa niveladora hidráulica de uña abatible para andén de carga en la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos.

## **Objetivos específicos**

1. Realizar una búsqueda bibliográfica sobre la explotación y diseño de la rampa niveladora hidráulica de uña abatible para andén de carga
2. Proponer una metodología para el cálculo y fabricación de la rampa
3. Determinar la máxima exigencia de operación de la rampa niveladora hidráulica mediante los diferentes cálculos y comprobaciones de resistencia y ciencia de materiales.
4. Comprobar los resultados obtenidos según del prototipo creado.
5. Analizar económicamente la factibilidad del diseño de la máquina.

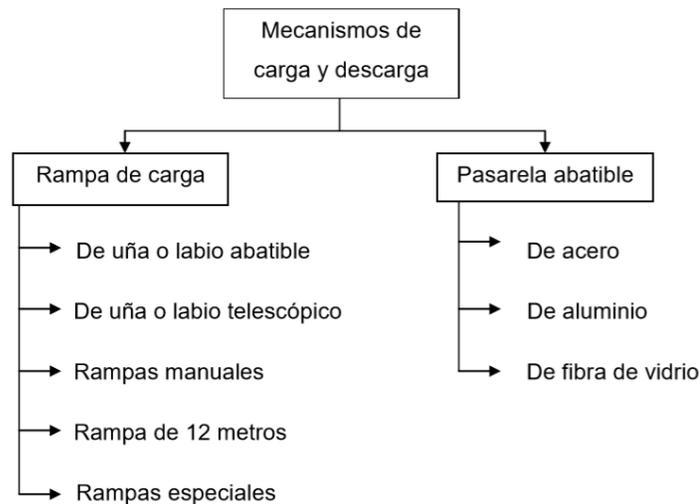
# **CAPITULO I**

# CAPITULO 1: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA. GENERALIDADES

Como primer acercamiento a la solución del problema se ha procedido a consultar fuentes primarias como las opiniones de los especialistas de la empresa Oleohidráulica de Cienfuegos así como los profesores de la universidad, también mediante la búsqueda bibliográfica ya sea en libros, folletos y páginas web se ha obtenido información que nos permita confeccionar la rampa niveladora a partir de las diferentes metodologías para su diseño.

## 1.1 Mecanismos de carga y descarga. Utilización de las rampas niveladoras en Cuba y el mundo.

Los mecanismos de carga y descarga contribuyen a la disminución del tiempo de trabajo a partir del levantamiento de grandes cargas que el ser humano no puede realizar. Aquí se encuentra su clasificación:



**Figura 1.1** Mecanismos de carga y descarga

Fuente: Elaboración propia

### 1.1.1 Rampas de carga

Se utilizan para las operaciones de carga y descarga de grandes mercancías. Presentan un diseño mucho más complejo que las pasarelas ya que pueden presentar un sistema hidráulico y neumático. Además, se suelen instalar en un foso para optimizar el espacio. (Mir, Angel)



**Figura 1.2** Rampas de carga

Fuente: (Sanher. Cortinas de acero y equipos de andén de carga, 2019)

### 1.1.1.1 De uña o labio abatible

Este modelo es el más estándar va equipado con un mecanismo hidráulico que permite el control automático de todos los movimientos. La capacidad de carga estática estándar es de 6 toneladas. Está compuesta por tres partes: (Mir, Angel, 2020)

1. Un labio de chapa lagrimada abatible, fresado por el extremo y que proporciona un mayor ajuste al vehículo.
2. Una plataforma que consta de una chapa superior lagrimada de menor espesor que el labio, unas vigas bajo la plataforma que aportan resistencia y un par de perfiles laterales laminados de protección.
3. Una bancada que está formada con perfiles laminados. Sobre ella se instala la plataforma y el grupo hidráulico



**Figura 1.3** Rampas de labio abatible

Fuente: (Inkema, 2020)

### 1.1.1.2 De uña o labio telescópico

También nombrada de uña retráctil. Se utiliza para llegar donde la de labio abatible no puede hacerlo. Es apropiada para instalaciones donde el aislamiento térmico (tanto el interior como el exterior) es relevante, o para sitios donde sea necesario un cierre perfecto cuando no se está utilizando el muelle de carga. Está compuesta por las mismas tres partes que la anterior, con la diferencia de que la longitud del labio retráctil es regulable gracias a unos patines de poliamida que se encargan del deslizamiento y guiado del labio. (Mir, Angel, 2020)



**Figura 1.4** Rampa de labio telescópico

Fuente: (Inkema, 2020)

Estos dos primeros tipos de rampa, también nombrados rampas niveladoras, presentan un importante sistema de seguridad:

- Una parada de emergencia que se activa en caso de fallo de tensión
- Una válvula de seguridad anti caída en el interior de los cilindros hidráulicos.
- Unos faldones fijos laterales que sirven para proteger al usuario.
- La plataforma está formada por una superficie superior antideslizante lagrimada.

- Pegatinas adhesivas en las partes móviles como señalización de seguridad.



**Figura 1.5** Barra de bloqueo de seguridad

Fuente: (Puertas Angel Mir, 2020)

### **1.1.1.3 Rampas manuales**

Se caracterizan por el accionamiento de las maniobras por parte del operario. Actualmente en desuso debido, entre otros factores, a la evolución que ha sufrido la rampa para evitar esfuerzos físicos. (Mir, Angel, 2020)

- La barra de bloqueo de seguridad: permite un trabajo seguro de las tareas de mantenimiento.



**Figura 1.6** Rampa manual

Fuente: (Mecalux logismarket, 2020)

#### **1.1.1.4 Rampa de 12 metros**

Esta rampa que puede llegar a medir hasta 12 metros, está diseñada para realizar operaciones de carga y descarga de camiones en naves industriales y almacenes que no disponen de muelle de carga o que no pueden realizar la obra del mismo (lugares que no disponen de suministro eléctrico, naves en alquiler...). Permiten el desplazamiento de la carga desde el nivel del suelo al camión con una capacidad de carga de 6000 kg dinámicos. Está formada por una superficie superior transitable y antideslizante, por un sistema de cadenas de enganche que fija la rampa a la caja del camión, por unas ruedas de traslación, por un sistema de elevación hidráulico accionado por una bomba manual y por unas protecciones laterales que evitan la caída del vehículo y de la carga en caso de descontrol. (Mir, Angel, 2020)



**Figura 1.7** Ruedas y bomba manual

Fuente: (Puertas Angel Mir, 2020)



**Figura 1.8** Protecciones laterales de una rampa de 12 metros

Fuente: (Mormeneo. Gestión comercial, 2011)

### **1.1.1.5 Rampas especiales**

Esta clasificación se vincula con de las necesidades del local así como de sus características y, a su vez, con los materiales que se van a transportar. De esta forma se encuentran las siguientes clasificaciones (Mir, Angel, 2020)

### 1.1.1.5.1 MINI RAMPA

Rampa con capacidad máxima de 6 toneladas, diseñada para ubicarla en el filo del andén de carga cuando no se dispone de foso. Dispone de parachoques y la utilización es sencilla y totalmente manual.



**Figura 1.9** Mini rampa

Fuente: (Sanher. Cortinas de acero y equipos de andén de carga, 2019)

Rampa de fibra de vidrio: para pequeños desniveles. Esta rampa tiene como ventajas la ligereza y la gran resistencia mecánica a la humedad y a los productos corrosivos.



**Figura 1.10** Rampa de fibra de vidrio

Fuente: (Puertas Angel Mir, 2020)

### **1.1.2 Pasarelas abatibles**

A diferencia de las rampas, se utilizan para agilizar las operaciones de carga y descarga de medianas y pequeñas mercancías. Son más sencillas, ligeras y no es necesario el foso para su instalación.



**Figura 1.11** Pasarela abatible

Fuente: (Mecalux logismarket, 2020)

#### **1.1.2.1 Pasarelas de acero y de aluminio**

Reforzadas con nervios en la parte interior para aumentar su resistencia. Tienen la superficie antideslizante, resisten a la intemperie y se desplazan por un raíl.



**Figura 1.12** Pasarela de acero

Fuente: (Inkema, 2020)



**Figura 1.13** Pasarela de aluminio

Fuente: (Inkema, 2020)

### **1.1.2.2 Pasarela de fibra de vidrio**

Similar a la rampa de fibra de vidrio, con un perfil metálico de acero galvanizado en los bordes. Se utilizan para el transporte con maquinaria ligera.



**Figura 1.14** Pasarela de fibra de vidrio

Fuente: (Mecalux logismarket, 2020)

### **1.1.3 Utilización de las rampas niveladoras en Cuba y el mundo**

Mediante una breve búsqueda de información se observa el uso de la rampa en Cuba y el mundo.

#### **1.1.3.1 Utilización en el mundo**

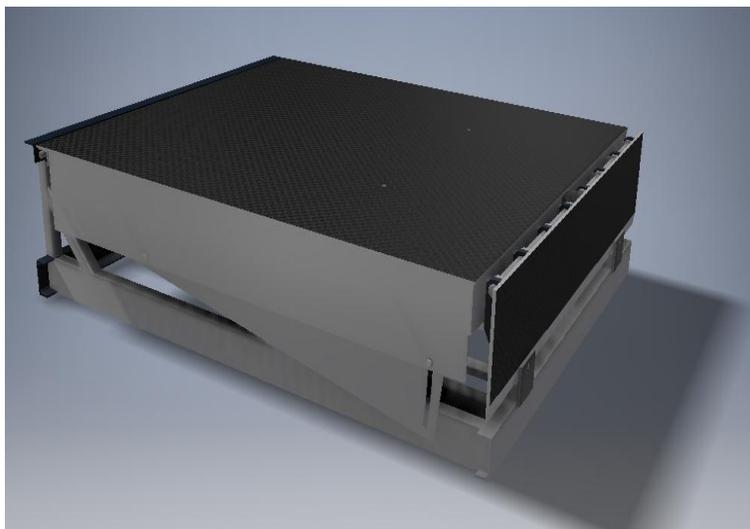
En el mundo son varias las empresas que se dedican al diseño de la rampa niveladora con fines de exportación. En España se encuentra la empresa **Angel Mir®** la cual se especializa en el diseño de elementos para almacenes que llegan desde puertas para andenes de carga hasta plataformas elevadoras de tijera. Por otro lado, se encuentra la empresa **System Dock, S.L.** la cual se especializa en la fabricación y mantenimiento de todo tipo de productos relacionados con el equipamiento de puntos de carga como son las rampas niveladoras, entre otros. Esta empresa está ubicada cerca de Barcelona, España. Otra de las principales productoras es la empresa INKEMA.

### **1.1.3.2 Utilización en Cuba**

En Cuba no se encuentra la posibilidad del diseño de dichas máquinas por lo que se han importado siempre. Por este motivo es importante la confección de dicha rampa y, de esta forma, se sustituyen importaciones al país. Actualmente se cuenta con varias de ellas en el puerto del Mariel así como en distintas empresas del país donde es necesaria su utilización. Por otro lado, se necesitan en más empresas del país, pero es muy cara su adquisición en el mercado internacional. De esta forma Oleohidráulica ha dado el paso al frente en ser la primera que diseñe estas rampas niveladoras.

### **1.2 Precisiones técnicas sobre la rampa niveladora hidráulica de uña abatible para andén de carga**

Las rampas niveladoras para muelle de carga son el puente de enlace perfecto entre su almacén y el vehículo de carga. Las operaciones de carga y descarga se efectúan con una mayor fluidez y se reducen considerablemente los riesgos para los operarios y las mercancías. La instalación es sencilla y rápida. El manejo, muy intuitivo, se aprende fácilmente. Para que pueda adaptarse a cualquier instalación, se fabrica en diferentes medidas standard.

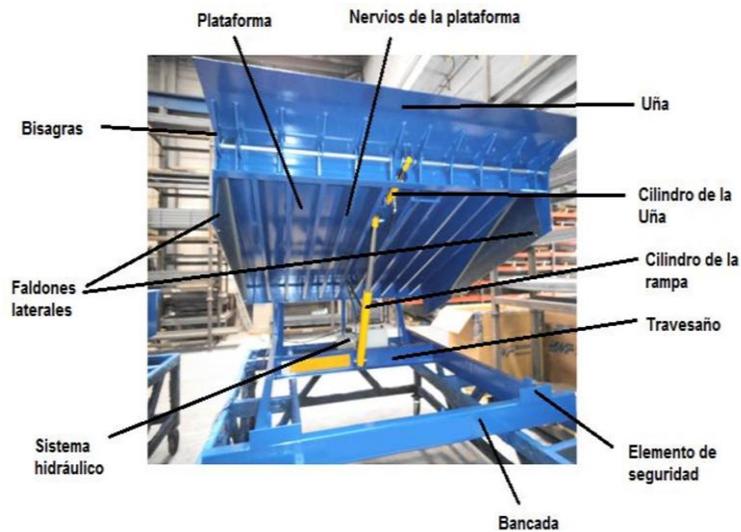


**Figura 1.15** Rampa niveladora hidráulica

Fuente: Elaboración propia

### 1.2.2 Elementos que componen la rampa

El tipo de rampa seleccionada ha sido de uña o labio abatible. Una máquina de este tipo está compuesta por los siguientes elementos:



**Figura 1.16** Partes de la plataforma niveladora

Fuente: Elaboración propia

Tanto el movimiento de la plataforma como el de la uña se controla mediante un par de cilindros independientes, accionados por el sistema hidráulico.

Elementos principales de la rampa: (Mir, Angel, 2020)

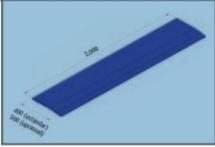
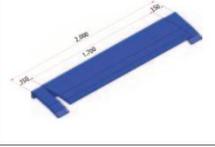
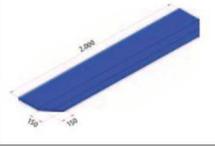
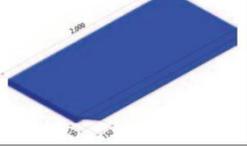
- Bancada o base de la estructura: elemento fijo que da estabilidad al elevador y soporta todo el peso del mismo. Monta sobre él todos los grupos y el sistema hidráulico de la plataforma. Está formada por el travesaño que soporta el cilindro, distintas barras y elementos de refuerzo y seguridad.
- Plataforma: elemento articulado a la bancada y formado por una chapa de poco grosor que, junto a los nervios de refuerzo, presenta

una gran rigidez capaz de soportar la mercancía que circule encima de ella. Incluye en sus laterales un par de faldones de seguridad.

- Uña: elemento articulado a la plataforma mediante bisagras que tiene como objetivo apoyar y ajustar la rampa sobre el camión.

### 1.2.2.1 Tipo de uña

Por su tipo de uña tiene varias clasificaciones como vemos a continuación:

Forma / Tipo	Uña abatible	Uña retráctil
Uña estándar		
Uña partida		
Uña trapezoidal		

**Figura 1.17** Diferentes tipos y formas de las uñas

Fuente: (Mir, Angel, 2020)

### 1.2.2.2 Tipo de superficie laminada

Cada superficie posee lo que se conoce como lágrimas para aumentar la resistencia a la rodadura y disminuir la posibilidad del deslizamiento. En la siguiente figura se observan distintos ejemplos de este tipo de superficie:



**Figura 1.18** Diferentes tipos de superficie lagrimada

Fuente: (Mir, Angel, 2020)

#### 1.2.2.4 Seguridad

Como método de seguridad presenta los siguientes elementos: (Mir, Angel)

- Electroválvula de bloqueo en caso de ausencia de tensión.
- Barra para labores de mantenimiento.
- Paracaídas en el cilindro en caso de rotura del latiguillo.
- Protecciones laterales salvapiés.
- Franjas señaladoras de escalón.

#### 1.2.2.3 Pendientes permitidas

- En cumplimiento con la norma EN 1398 no está permitido utilizar rampas de carga fuera de las pendientes permitidas de  $\pm 12,5\%$  (aprox.  $\pm 7^\circ$ ). (Mir, Angel)

## 1.4 Cilindros hidráulicos. Características generales

Un cilindro hidráulico es un mecanismo consta de un cilindro, dentro del cual se desplaza un émbolo o pistón y que transforma la presión de un líquido en energía mecánica. En la práctica existen muchos usos de los cilindros hidráulicos, como por ejemplo el elemento cilindro-pistón de un motor, los gatos hidráulicos y las prensas hidráulicas, pero en este caso nos referimos al tipo de dispositivo que se emplea en numerosas máquinas para generar una fuerza que mueve una pieza o un mecanismo, generalmente por el principio de la palanca como lo es en este caso la rampa niveladora. (Ecured, 2020)



**Figura 1.19** Cilindro hidráulico

Fuente: (Ecured, 2020)

### 1.4.1 Funcionamiento

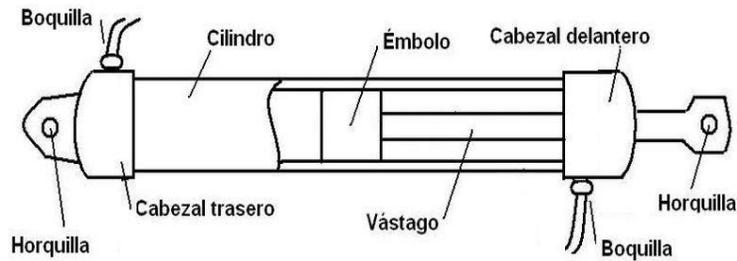
El líquido hidráulico producido a presión por la bomba hidráulica llega a través de una manguera y penetra en la cámara del cilindro. La presión hace que se desplace el émbolo empujando el vástago (barra), el cual aplica una fuerza al elemento que se desea mover. Para el retroceso del émbolo se corta la presión de entrada y el líquido retrocede por la manguera. Por su forma de

accionamiento pueden ser cilindros de simple efecto o de doble efecto. (Ecured, 2020)

### **1.4.2 Componentes**

Los principales componentes de un cilindro hidráulico son:

- Cilindro o camisa. Cuerpo principal del cilindro hidráulico en forma de un tubo cilíndrico, con una superficie interior muy pulida, dentro del cual se desplaza el émbolo.
- Émbolo o pistón. Pieza cilíndrica maciza que se mueve alternativamente en el interior del cuerpo del cilindro hidráulico, primero desplazándose para ejercer una fuerza al vástago y después para recibir de éste la fuerza necesaria para moverse en sentido contrario.
- Vástago. Barra acoplada al émbolo, que efectúa el movimiento alternativo de ida y regreso.
- Cabezales. Tapas roscadas en cada extremo del cilindro, la trasera es ciega, y la delantera tiene un orificio a través del cual se desplaza el vástago.
- Boquillas o tomas. Son los orificios de entrada y salida del líquido hidráulico a presión, y en las cuales se acoplan las mangueras que conducen el líquido.
- Horquillas. Son las piezas simples o en forma de U, que sirven para fijar el cilindro y el vástago, para lo cual están dotadas de orificios a través de los cuales se coloca un perno (tornillo o pasador). La trasera forma parte del cabezal trasero, y la delantera se encuentra en el extremo del vástago. (Poveda, 2003)



**Fig 1.20** Componentes del cilindro hidráulico

Fuente: (Poveda, 2003)

### 1.4.3 Cilindro de simple efecto

El líquido a presión entra solo por la parte trasera de la cámara del cilindro. El retroceso del émbolo se produce por la fuerza de gravedad o la acción de una fuerza contraria cuando se libera la presión del líquido. (Poveda, 2003)

### 1.4.4 Cilindros de doble efecto

El líquido a presión entra por la parte trasera de la cámara del cilindro. El retroceso del émbolo se produce por la entrada de líquido a presión por la parte delantera de la cámara del cilindro, mientras se libera la presión en la parte delantera. (Poveda, 2003)

## 1.5 Bombas hidráulicas: definición, características y tipos

Las bombas hidráulicas son los elementos que se encargan de impulsar el caudal hidráulico transformando la energía mecánica en hidráulica. Las bombas son accionadas por un motor.

### 1.5.1 Características generales de las bombas hidráulicas

A continuación se presentan las características de las bombas hidráulicas dadas por: (Guerrero, s.f.)

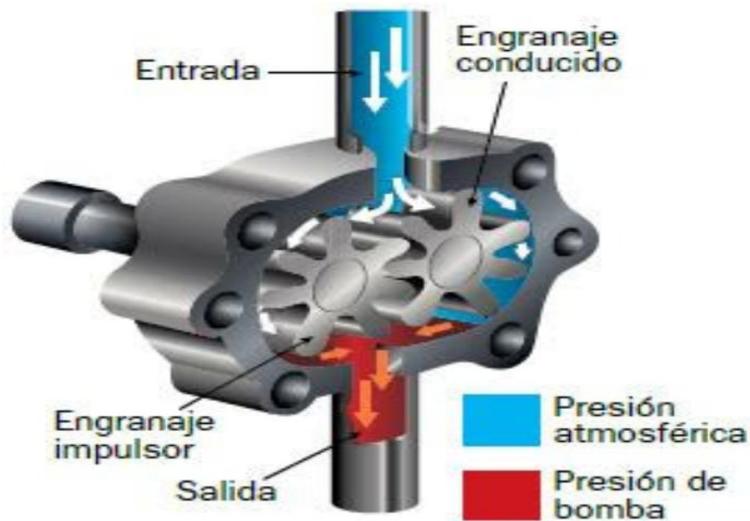
- Valor nominal de la presión: es la presión de trabajo para la que está fabricada la bomba.

- Caudal: se suele expresar en l/min.
- Desplazamiento: es el volumen de líquido bombeado en una vuelta completa.
- Rendimiento volumétrico: el cociente entre el caudal real y el teórico constituye el rendimiento volumétrico.
- Rendimiento total: es el cociente entre la potencia hidráulica que se obtiene y la potencia mecánica que consume.

### 1.5.2 Principales tipos de bombas hidráulicas

Las siguientes imágenes muestran distintos tipos de bombas que existen.

Fuente: (Guerrero, s.f.)



**Figura 1.21** Bomba de engranajes



Figura 1.22 Bomba de tornillo

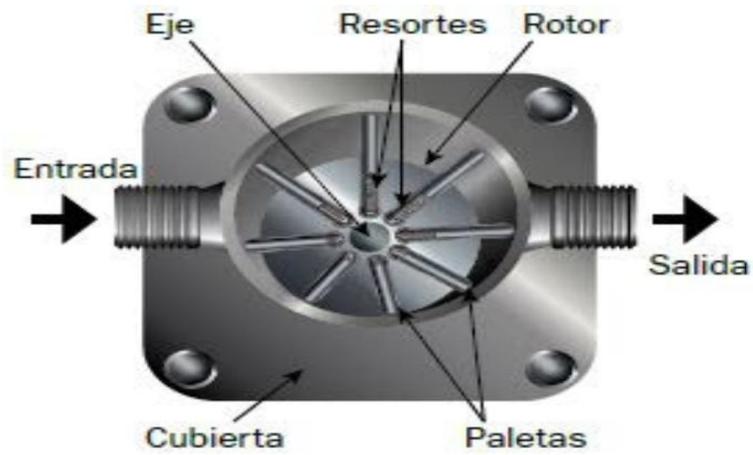


Figura 1.23 Bomba de paletas

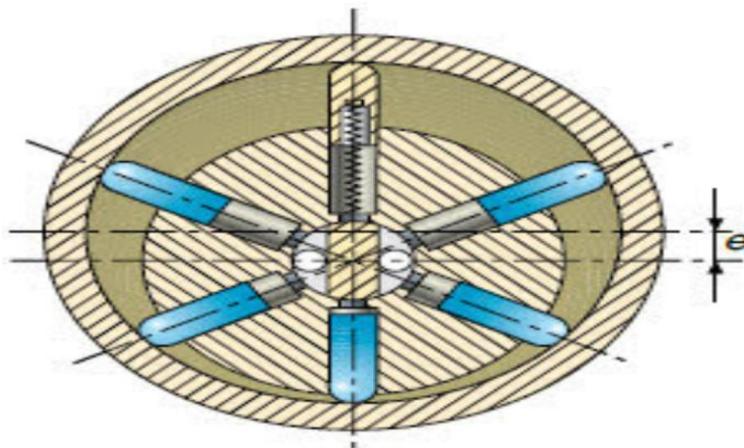


Figura 1.24 Bomba de pistones radiales

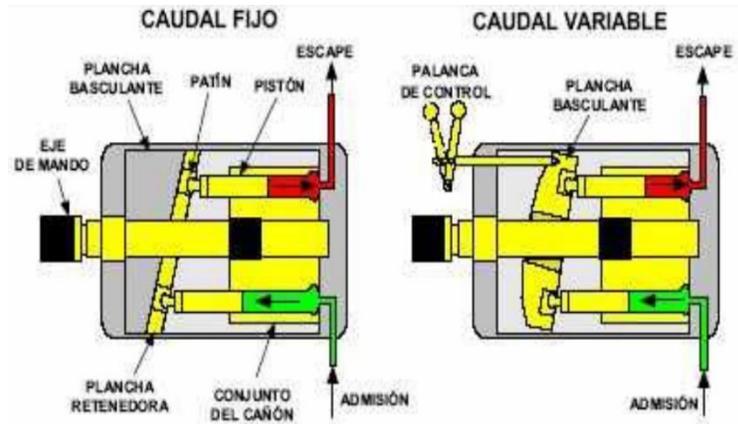


Figura 1.25 Bomba de pistones axiales

## **CAPITULO II**

## **CAPITULO 2: PROPUESTA DE DISEÑO DE LA RAMPA NIVELADORA DE UÑA ABATIBLE PARA ANDÉN DE CARGA**

Como todos conocen en cuestiones de ingeniería es fundamental el conocimiento de qué materiales y métodos serán utilizados para el diseño de cualquier máquina, en este caso la rampa niveladora. Ello exige un detallado análisis de todos los entes involucrados en el proceso de diseño. Teniendo esto en cuenta se realizarán los cálculos necesarios y las explicaciones que esclarezcan aquellos, así como las inferencias que se deriven de las mismas.

### **2.1 Características**

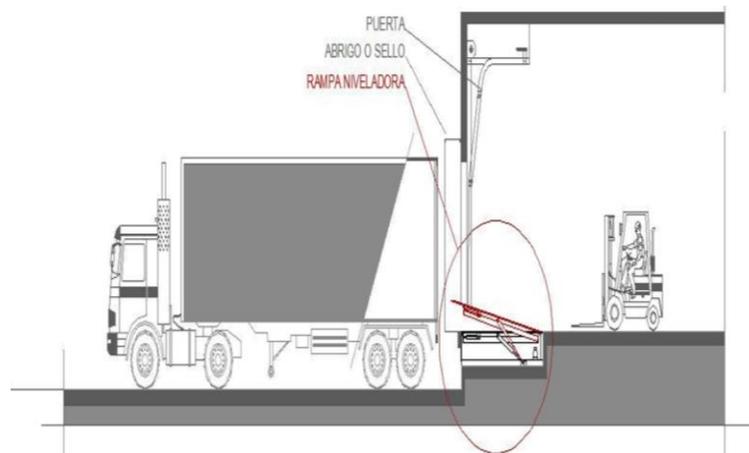
Aquí se presentan las principales características de la rampa: (Mir, Angel, 2020)

- Estructuras diseñadas para una carga dinámica estándar de 6Tn con opción a otras cargas superiores.
- Admite un alabeo de  $\pm 100\text{mm}$ . para adaptarse a desniveles provocados durante el uso.
- Chapa superior del plato de superficie lagrimada antideslizante de 6-8mm. de espesor.
- Vigas de carga o perfiles rectangulares de chapa de alta resistencia.
- Chapa del labio de superficie lagrimada antideslizante de 13-15mm. de espesor.
- Dos o tres cilindros independientes: uno o dos cilindros principales para la elevación de la plataforma.
- Equipo compacto de motor-bomba.
- Motor trifásico a 220/380 V 1,5kv / 1kv.
- Bomba para una presión de trabajo máximo de 200 bar.

- Bloque de lógica hidráulica, secuencial, que permite el control de todos los movimientos.
- Válvulas de seguridad y regulación de velocidad.

### 2.1.1 Principio de funcionamiento

La plataforma es automática. Pulsando un botón, esta se eleva y abre el labio automáticamente, al dejar de pulsar baja hasta posicionarse en el camión. A partir de este momento se puede empezar la carga o descarga con total seguridad. Los movimientos se realizan operando una central hidráulica que comanda un cilindro elevador y otro cilindro en la uña o labio. La operación hidráulica no solo permite movimientos más regulares y controlados sino un procedimiento más seguro dadas las válvulas de seguridad incorporadas. Este proceso se muestra a escala real en la siguiente imagen: (Inkema, 2020)



**Figura 2.1** Representación de la rampa a escala real

Fuente: (Inkema, 2020)

## 2.2 Características y propiedades de los materiales que conforman la rampa

A continuación, se mostrarán los principales materiales disponibles en la empresa oleohidráulica que se podrán emplear en la fabricación de la máquina

así como sus propiedades haciendo énfasis especial en aquellos elementos que serán utilizados en el cálculo.

Tabla 1.1. Estructura de la tapa de la rampa niveladora

Denominación	Código	Material
Viga soporte piso	RH-02-01-00-02	Viga canal U100 DIN 1026
Soporte orejas	RH-02-01-00-03	Angular 60x60x6 DIN EN 100 56
Base anclaje	RH-02-01-00-04	Viga canal U100 DIN 1026
Soporte orejas uña	RH-02-01-00-05	Pletina 150x14
Angulares refuerzo	RH-02-01-00-06	Angular 60x60x6 DIN EN 100 56
Oreja trasera tapa-columna	RH-02-01-00-07	Pletina 45x20
Oreja delantera tapa-uña	RH-02-01-00-08	Pletina 70x25
Oreja cilindro grande	RH-02-01-00-09	Pletina 80x14
Oreja cilindro uña	RH-02-01-00-10	Pletina 50x14
Pasador barra de apoyo	RH-02-01-00-11	Barra Ø16 F1140 L/F
Guardera tubo	RH-02-01-00-12	Barra Ø16 F1140 L/F
Tubo apoyo	RH-02-01-00-13	Tubo Ø50xØ40 ST52
Piso (2000x2310x8)	RH-02-01-00-14	Plancha antideslizante A36 ASTM A786
Guardera fija	RH-02-01-00-15	Plancha(2235x300x5)
Guardera ajustable	RH-02-01-00-16	Plancha 3mm(1640x315x3)
Piso uña	RH-02-02-00-01	Plancha antideslizante (2000x400x14) LAC A36 ASTM
Anclaje de uña	RH-02-02-00-02	Pletina 60x25 F1140
Anclaje cilindro chiquito	RH-02-02-00-03	Pletina 50x10 F1140
Pasador de la uña-tapa	RH-02-02-00-04	Barra Ø35 F1140
Anillo seguridad		DIN 471 35 externo
Anillo seguridad		DIN 471 24 externo
Tornillo		ISO 4017 M14x30
Tuerca		ISO4035 M14

Tabla 1.2. Estructura de la base fondo-columna.

Denominación	Código	Material
Viga frontal	RH-01-01-00-01	Viga canal U140
Viga lateral	RH-01-01-00-02	Viga canal U140

Viga tranque interior	RH-01-01-00-03	Viga canal U140
Separador	RH-01-01-00-04	Viga canal U140
Anclaje cilindro elevación	RH-01-01-00-05	Pletina 80x8 F1140
Refuerzo calzo apoyo	RH-01-01-00-06	Viga canal U140
Tope calzo	RH-01-01-00-07	Pletina 150x14
Guía del tubo apoyo	RH-01-01-00-08	Barra Ø 36 F1140 L/F
Base de bomba	RH-01-01-00-09	Angular 60x60x6 ISO 657
Refuerzo base-columna	RH-01-00-00-03	Perfil 60x60x6
Soporte de bomba	RH-01-00-00-04	Planchuela 5mm
Pasador columna-tapa	RH-01-00-00-05	Barra Ø24 F1140
Viga fondo	RH-01-02-00-01	Viga canal U140
Separador columna	RH-01-02-00-02	Perfil hueco 60x60x5
Angular base oreja	RH-01-02-00-03	Angular 70x70x7 ISO 657
Oreja	RH-01-02-00-04	Pletina 45x20 F1140
Refuerzo	RH-01-02-00-05	Pletina 50x14 F1140

El AC F1140 o 1045 según la norma rusa es uno de los utilizados en el cálculo. Este se utiliza para los vástagos de los cilindros así como en los pasadores. La tabla muestra sus principales propiedades: (Pisarenko, 1979)

Tabla 1.3. Propiedades del acero F1140.

Límite de Fluencia ( $\sigma_f$ ) (MPa)	Límite de Resistencia ( $\sigma_p$ ) (MPa)	Módulo de Elasticidad (E) (MPa)	Densidad ( $\rho$ ) (Kg/m <sup>3</sup> )
353	637.43	200000	7810

EL acero RSt 37-2 se utiliza para los perfiles huecos de la estructura inferior de la rampa. La siguiente tabla muestra sus propiedades: (Pisarenko, 1979)

Tabla 1.4. Propiedades del acero RSt 37-2.

Límite de Fluencia ( $\sigma_f$ ) (MPa)	Límite de Resistencia ( $\sigma_p$ ) (MPa)	Módulo de Elasticidad (E) (MPa)	Densidad ( $\rho$ ) (Kg/m <sup>3</sup> )
235	470	217000	7850

El acero St-52 se utiliza para la camisa del cilindro en la Empresa Oleohidráulica de Cienfuegos y u sus principales propiedades son las siguientes: (Pisarenko, 1979)

Tabla 1.5. Propiedades del acero St-52.

Resistencia a la rotura ( $\sigma_r$ )(MPa)	Tensión de Fluencia ( $\sigma_f$ )(Pa)
510	$3.5 \cdot 10^8$

Tabla 2.6. Propiedades del acero ASTM A-36.

Resistencia a la rotura ( $\sigma_r$ )(MPa)	Tensión de Fluencia ( $\sigma_f$ )(Mpa)
400	248

### 2.3 Análisis de la plataforma superior

La plataforma superior o tapa es la parte de la rampa que está formado por el piso de la misma así como una serie de vigas canales que le brindan resistencia a la flexión a este. En su parte superior se encuentra una plancha lagrimada por donde transitan los vehículos de carga como se muestra en la siguiente figura:



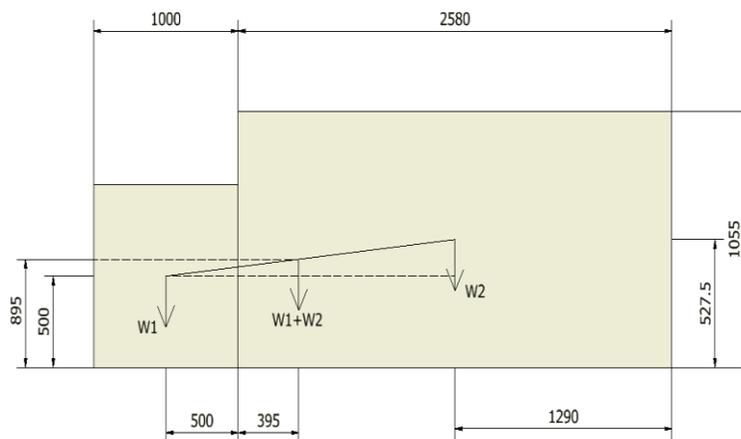
**Figura 2.2** Plataforma o piso de la rampa

Fuente: Elaboración propia

### 2.3.1 Cálculo de las reacciones en las diferentes posiciones de la rampa

A continuación, se realizará la determinación de las reacciones sobre el pasador columna-tapa a partir de la determinación de las reacciones producidas por el montacargas. Para determinar el peso del vehículo cargado es necesario encontrar su centro de masa. Se tomará la carga, así como el vehículo montacargas de forma rectangular para hallar los centros de masa de cada uno y luego a partir de estos determinar el del conjunto.

Primeramente se determinará el punto donde se encuentra ubicado el centroide del montacargas a su máxima capacidad. El montacargas escogido es de 2.5T cuya masa es de 4320 Kg por lo que posee una masa en su máxima capacidad de 6820Kg el cual será el valor de la masa con el que se trabajará en los epígrafes que lo requieran. En la figura 2.3 se toman al montacargas y a la carga en sí como dos cuerpos geométricos perfectos con el fin de facilitar la búsqueda del centroide. A partir de la diagonal trazada entre ambos centroides se toma el punto medio de la misma y mediante la ayuda de la trigonometría se determinan las coordenadas del centroide general del montacargas y la carga.

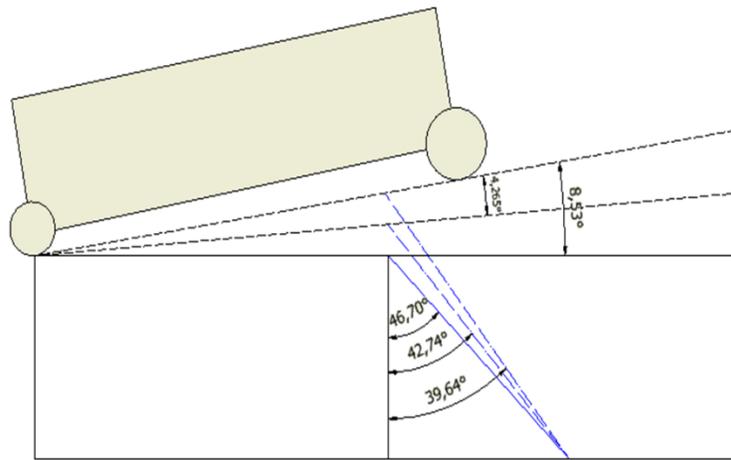


**Figura 2.3** Representación de peso del montacargas

Fuente: Elaboración propia

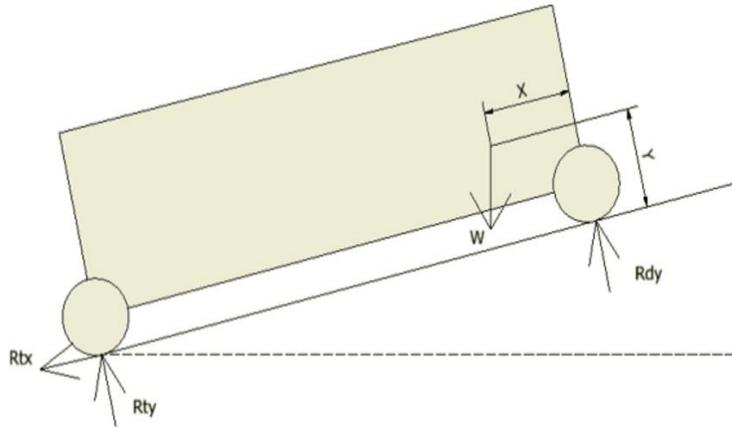
Se conoce que  $W_1$  es el peso de la carga y  $W_2$  es el peso del montacargas vacío por lo que la suma entre ambos pesos darán como resultado el peso del montacargas en su máxima capacidad.

Luego se determinarán las reacciones de las ruedas del montacargas sobre la rampa teniendo en cuenta la inclinación de la misma variando desde un ángulo de cero grados hasta uno de 8.53 grados el cuál coincide con la pendiente máxima que puede sobrepasar el montacargas a su máxima capacidad, como se muestra en las figuras 2.4 y 2.5.



**Figura 2.4** Representación del montacargas sobre la rampa

Fuente: Elaboración propia



**Figura 2.5** Esquema de análisis del montacargas sobre la rampa

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se explican los elementos en la rampa

- Rty y Rtx son las componentes de la reacción de las ruedas traseras del montacargas
- Rdy es la reacción en las ruedas delanteras del montacargas
- Ltd es la distancia entre las ruedas traseras y delanteras
- “X” y “Y” son las coordenadas del centroide del montacargas
- $\alpha$  es el ángulo del cilindro con respecto a la vertical
- $\theta$  es el ángulo de elevación de la plataforma

Determinación de las reacciones de las ruedas del montacargas sobre la rampa a partir de la posición del centro de gravedad, para ello se procederá al análisis del equilibrio del cuerpo.

Partiendo del esquema propuesto en la figura 2.5 para la posición inicial de cálculo se procede a aplicar las ecuaciones de equilibrio del sistema.

Datos

$$L_{td} = 1.7m$$

$$\theta = 0^\circ$$

$$\bar{x} = 0.395m$$

$$W = 66904.2N$$

Realizando la sumatoria de fuerzas a lo largo del eje x

$$\sum F_x = 0$$

$$W_x - R_{tx} = 0$$

$R_{tx} = W_x$	Ecuación 2.1
----------------	--------------

Donde:

$$R_{tx} = W * \text{sen } \theta$$

Al ser en este caso el ángulo de  $0^\circ$  entonces la reacción se anula:

$$R_{tx} = W * \text{sen } 0^\circ$$

$$R_{tx} = 0$$

Realizando la sumatoria de las fuerzas a lo largo del eje en la condición equilibrio del sistema

$$\sum F_y = 0$$

$R_{ty} - W_y + R_{dy} = 0$	Ecuación 2.2
-----------------------------	--------------

Se procede a realizar la sumatoria de momento respecto al punto (t), mostrado en la figura 2.5

$$\sum M_d = 0$$

$$-Rty * L_{td} + Wy * \bar{X} = 0$$

$Rd = \frac{Wy * \bar{X}}{L_{td}}$	Ecuación 2.3
------------------------------------	--------------

Donde

$$Wy = W * \cos \theta$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.3

$$Rty = \frac{W * \cos \theta * \bar{X}}{L_{td}}$$

$$Rty = 15545.39N$$

Sustituyendo los resultados en la ecuación 2.2:

$$Rdy = 66904.2N - 15545.39N$$

$$Rdy = 51358.81N$$

A partir de la variación del ángulo  $\theta$  se calcularán las reacciones de las ruedas del montacarga con la ayuda del programa Microsoft Excel 2016. Los resultados son los siguientes:

Tabla 2.1 Determinación de las fuerzas a partir del ángulo  $\theta$

Fuerza (N)	Wx	Wy	Rtx	Rty	Rd
Ángulo $\theta$					
4.265°	4,975.64	66,718.93	4,975.64	15,502.34	51,587.65
8.53°	9,923.72	66,164.13	9,923.72	15,373.43	52,279.12

## 2.4 Cálculo de las reacciones sobre la rampa

Se determinarán las diferentes reacciones que existen en la rampa con el montacargas en las posiciones más críticas, así como variando el ángulo de elevación de la misma como se muestra en la figura 2.1

### 2.4.1 Cálculo de las reacciones sobre la rampa con el montacargas al inicio de la misma

Se realizarán varios cálculos en la rampa teniendo en cuenta la posición del montacargas puesto que este inicialmente estará con su rueda trasera justo encima del inicio de la misma, o sea, ya el montacargas estará en su totalidad sobre la rampa. se determinarán las reacciones sobre el pasador columna-tapa así como la del apoyo generado por el cilindro.

Datos

$$L_{pc} = 1.169 \text{ m}$$

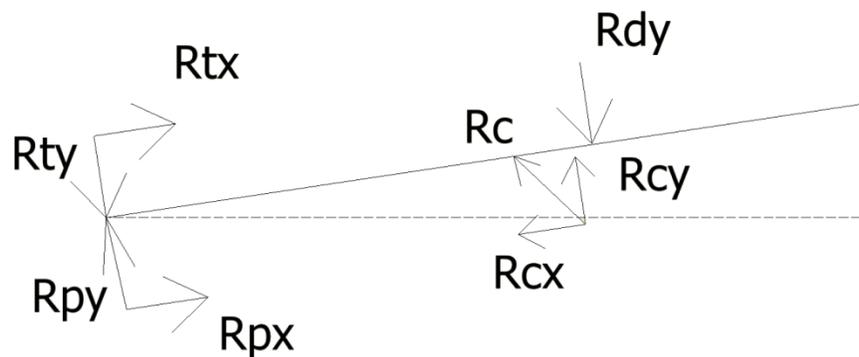
$$L_{pd} = 1.7 \text{ m}$$

$$R_{dy} = 51358.81 \text{ N}$$

$$R_{ty} = 15545.39 \text{ N}$$

$$R_{tx} = 0 \text{ N}$$

$$\alpha = 46.7^\circ$$



**Figura 2.6** Reacciones del montacargas al inicio de la rampa

Fuente: Elaboración propia

Partiendo del esquema propuesto para la posición inicial de cálculo se procede a aplicar las ecuaciones de equilibrio del sistema.

Realizando la sumatoria de fuerzas a lo largo del eje x

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{px} + R_{tx} - R_{cx} = 0$$

Ecuación 2.4

Realizando la sumatoria de las fuerzas a lo largo del eje en la condición de equilibrio del sistema

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{py} - R_{ty} + R_{cy} - R_{dy} = 0$$

Ecuación 2.5

Se procede a realizar la sumatoria de momento respecto al punto (p), mostrado en la figura 2.6

$$\sum M_p = 0$$

$$R_{cy} * L_{pc} - R_{dy} * L_{pd} = 0$$

Ecuación 2.6

Despejando  $R_{cy}$  de la ecuación 2.6 y sustituyendo los valores

$$R_{cy} = 74687.75N$$

Donde:

$R_p$ : Reacción del pasador

$R_c$ : Reacción del cilindro

$L_{pd}$ : Longitud del pasador a la rueda delantera

$L_{pc}$ : Longitud del pasador al cilindro

$\alpha$ : Ángulo de inclinación del cilindro

$\theta$ : Ángulo de inclinación de la rampa

Sustituyendo los resultados en la ecuación 2.5

$$R_{py} = -7783.55N$$

Indica el signo negativo que la reacción irá en sentido contrario al señalado en el diagrama de cuerpo libre

Mediante el uso de la trigonometría se tiene que:

$$R_{cx} = \frac{R_{cy}}{\cos \alpha} = \frac{R_{cy}}{\sin \alpha}$$

$$R_{cx} = \frac{R_{cy} * \sin \alpha}{\cos \alpha}$$

Ecuación 2.7

Al sustituir los valores da como resultado:

$$R_{cx} = 79256.72N$$

Al despejar  $R_{px}$  y sustituir los resultados en la ecuación 2.4

$$R_{px} = 79256.72N$$

Teniendo en cuenta que la reacción del pasador se calcula

$$R_p = \sqrt{R_{py}^2 + R_{px}^2} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

Y la reacción del cilindro se calcula de la siguiente manera

$$R_c = \sqrt{(R_{cy}^2 + R_{cx}^2)} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Sustituyendo los resultados en las ecuaciones 2.8 y 2.9 se obtiene:

$$R_p = 79638N$$

$$R_c = 108903.11N$$

Mediante la utilización del software Microsoft Excel 2016 se calcularon las reacciones a partir de la variación de los ángulos del cilindro respecto a la componente vertical y de la plataforma de la rampa. esto se evidencia en la tabla a continuación.

Tabla 2.2 Determinación de las fuerzas a partir del ángulo  $\theta$  para la posición inicial

Angulos		Reacciones (N)					
Ángulo $\alpha$	Ángulo $\theta$	$R_{cx}$	$R_{cy}$	$R_c$	$R_{px}$	$R_{py}$	$R_p$
39.64°	8.53°	93188.49	112485.55	112922.449	83264.78	44833	94567.55

42.74°	4.265°	102734.81	111176.82	102146.446	97759.18	44086.83	107240.41
--------	--------	-----------	-----------	------------	----------	----------	-----------

### 2.4.2 Cálculo con el montacargas al final de la rampa

Ahora el montacargas estará en la posición final justo antes de apoyarse en la uña delantera. Mediante esta disposición se determinarán las reacciones de la misma manera que en el caso anterior.

Datos

$$L_{ct} = 0.539 \text{ m}$$

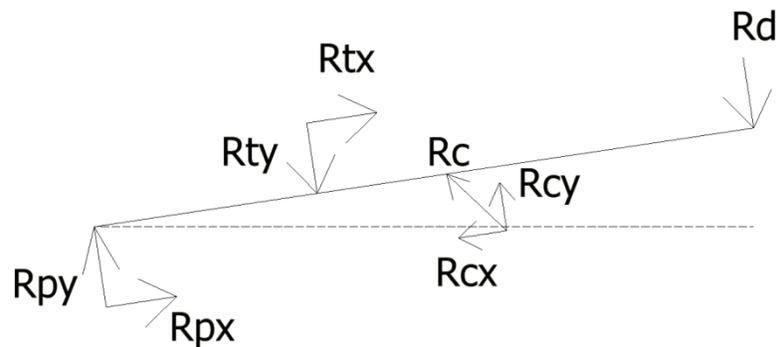
$$L_{cd} = 1.161 \text{ m}$$

$$L_{pc} = 1.169 \text{ m}$$

$$R_{tx} = 0 \text{ N}$$

$$R_{dy} = 51358.81 \text{ N}$$

$$R_{ty} = 15545.39 \text{ N}$$



**Figura 2.7** Reacciones del montacargas al final de la rampa

Fuente: Elaboración propia

Partiendo del esquema propuesto para la posición inicial de cálculo se procede a aplicar las ecuaciones de equilibrio del sistema.

Realizando la sumatoria de fuerzas a lo largo del eje x

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{px} + R_{tx} - R_{cx} = 0$$

Ecuación 2.10

Realizando la sumatoria de las fuerzas a lo largo del eje en la condición equilibrio del sistema

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{py} - R_{ty} + R_{cy} - R_{dy} = 0$$

Ecuación 2.11

Se procede a realizar la sumatoria de momento respecto al punto (c), mostrado en la figura 2.7

$$\sum M_c = 0$$

$$-R_{py} * L_{pc} + R_{ty} * L_{ct} - R_{dy} * L_{cd} = 0$$

Ecuación 2.12

Al despejar  $R_{py}$  en la ecuación 2.11 y sustituir los valores se obtiene

$$R_{py} = -43839.71N$$

Donde:

$R_p$  = Reacción del pasador

$R_c$  = Reacción del cilindro

$L_{pc}$  = Longitud del pasador al cilindro

$L_{ct}$  = Longitud del cilindro a la rueda trasera

$L_{cd}$  = Longitud del cilindro a la rueda delantera

$\alpha$  = Ángulo de inclinación del cilindro

$\theta$  = Ángulo de inclinación de la rampa

Sustituyendo los resultados al despejar  $R_{cy}$  en la ecuación 2.11

$$R_{cy} = 110743.91N$$

Mediante el uso de la trigonometría se tiene que:

$$R_{cx} = \frac{R_{cy}}{\cos \alpha} = \frac{R_{cy}}{\sin \alpha}$$

$$R_{cx} = \frac{R_{cy} * \sin \alpha}{\cos \alpha}$$

Sustituyendo los valores da como resultado:

$$R_{cx} = 117518.58N$$

Al despejar  $R_{px}$  y sustituir los resultados en la ecuación 2.10

$$R_{px} = 117518.58N$$

Luego sustituyendo los resultados en las ecuaciones 2.8 y 2.9 se obtienen las reacciones del pasador y del cilindro

$$R_p = 125429.41N$$

$$R_c = 161477.03$$

Como en la situación anterior se calcularán las reacciones en el Excel y se plasmarán los resultados en la siguiente tabla:

Tabla 2.3 Cálculo de las fuerzas a partir del ángulo  $\theta$  para la posición final

Ángulos		Reacciones (N)					
Ángulo $\alpha$	Ángulo $\theta$	Rcx	Rcy	Rc	Rpx	Rpy	Rp
39.64°	8.53°	62983.71	76026.09	112922.45	53059.99	8373.54	53716.65
42.74°	4.265°	69323.99	75020.54	111288.10	64348.36	7930.55	64835.21

Los resultados demuestran que la máxima reacción en el pasador ocurre con la plataforma superior de la rampa en su posición inicial, o sea, con el ángulo  $\alpha$  igual a 0° y con el montacargas apoyado sobre el final de la misma. Este valor de la reacción se utilizará posteriormente en el cálculo del pasador columna-tapa.

## 2.5 Análisis del pasador columna-tapa

El pasador columna-tapa es el que une la parte trasera de la estructura de la rampa con la tapa o piso de la misma. Dicho pasador está insertado en 5 pares de pletinas con forma de orejas las cuales están soldadas a la llamada columna trasera de la estructura y a la vez acoplado con las 5 orejas que presenta la tapa.



**Figura 2.8** Pasador columna-tapa

Fuente: Elaboración propia

### **2.5.1 Cálculo de comprobaciones a cortante del pasador**

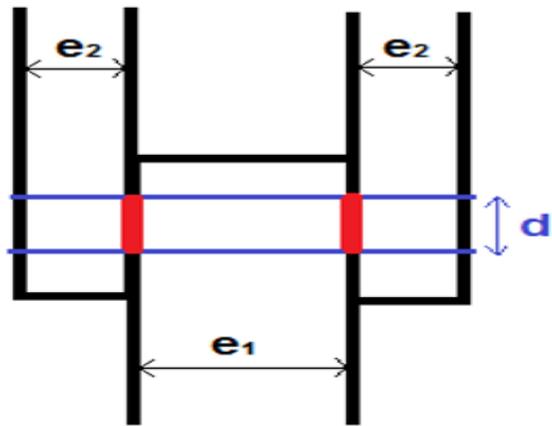
A partir de los resultados obtenidos en el pasado epígrafe se determinará la comprobación a cortante al pasador. Cabe recalcar que no se le realizará el cálculo a flexión puesto que como las distancias que existen entre los puntos de aplicación son muy próximas el momento flector que se genera es despreciable en relación al cortante por lo que estamos en presencia de un ejemplo de cortante puro.

Datos

$$P = 125429.41 \text{ N}$$

$$\sigma_f = 353 \text{ MPa}$$

$$d = 0.024 \text{ m}$$



**Figura 2.9** Áreas de cortante puro

Fuente: Elaboración propia

Se tiene que: (Pisarenko, 1979)

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

Ecuación 2.13

$$Q = 62714.705N$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{Q}{A_{cort}} \leq [\tau]$$

Ecuación 2.14

$$A_{cort} = 2A_{pas} = 2 * \frac{\pi d^2}{4}$$

Ecuación 2.15

Donde:

$P$  = Fuerza aplicada sobre el pasador

$Q$  = Fuerza cortante generada por la fuerza P

$\tau_{m\acute{a}x}$  = Tensi3n tangencial máxima

$[\tau]$  = Tensi3n tangencial admisible

$\sigma_f$  = Tensi3n de fluencia del material

$A_{cort}$  = área de cortante

$A_{pas}$  = área de la secci3n transversal del pasador

$d$  = Diámetro del pasador

$n$  = Factor de seguridad del pasador

Sustituyendo las ecuaciones 2.13 y 2.15 en la ecuaci3n 2.14 se obtiene que:

$$[\tau] = 69.35MPa$$

Luego sabiendo que: (Pisarenko, 1979)

$$\tau = 0.6\sigma_f \quad \text{Ecuaci3n 2.16}$$

Se obtiene:

$$\tau = 211.8MPa$$

Finalmente se sustituyen los resultados en: (Pisarenko, 1979)

$$[\tau] = \frac{\tau}{n} \quad \text{Ecuaci3n 2.17}$$

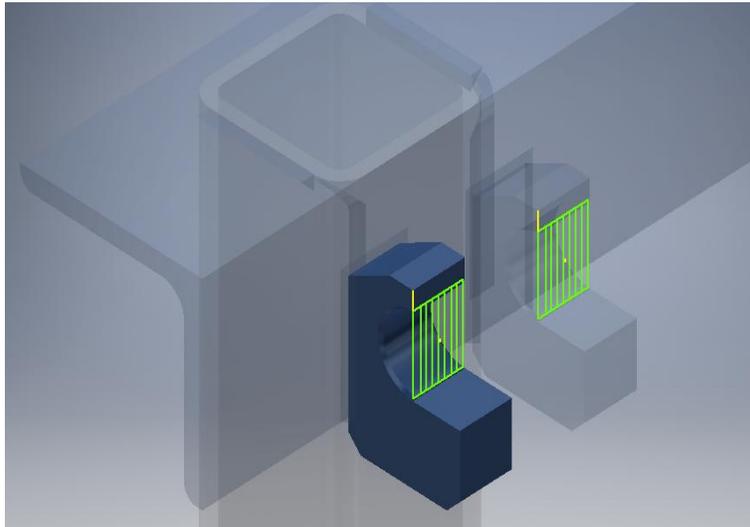
$$n = \frac{\tau}{[\tau]}$$

Y se obtiene el factor de seguridad:

$$n = 3.05$$

### 2.5.2 Cálculo de comprobaciones del aplastamiento del pasador

A partir de las diferentes fórmulas se determinará el factor de seguridad del pasador al sufrir aplastamiento cuya área será la de la sección transversal de dicho pasador en los puntos de apoyo, o sea, dentro de las pletinas como se muestra en la figura:



**Figura 2.10** Áreas de aplastamiento

Fuente: Elaboración propia

Datos

$$P = 189299 \text{ N}$$

$$\sigma_f = 353 \text{ MPa}$$

$$a = 0.024 \text{ m}$$

$$b = 0.02 \text{ m}$$

Se tiene que: (Pisarenko, 1979)

$$\sigma_{ap} = \frac{P}{A_{ap}} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

$$A_{ap} = 2A_{st} \quad \text{Ecuación 2.19}$$

$$A_{st} = a * b \quad \text{Ecuación 2.20}$$

Donde:

$\sigma_{ap}$  = Resistencia al aplastamiento

$P$  = Fuerza sobre el pasador

$A_{ap}$  = Área de aplastamiento

$A_{st}$  = Área de la sección transversal del pasador en los puntos de apoyo

$a$  = Largo de la sección transversal

$b$  = ancho de la sección transversal

$\sigma_f$  = Tensión de fluencia

$n$  = Factor de seguridad

Sustituyendo ecuación 3 en ecuación 2 se obtiene:

$$A_{ap} = 0.00096m^2$$

Luego sustituyendo en la ecuación 1 se obtiene

$$\sigma_{ap} = 197.2MPa$$

Posteriormente se tiene que: (Pisarenko, 1979)

$$n = \frac{\sigma_f}{\sigma_{ap}}$$

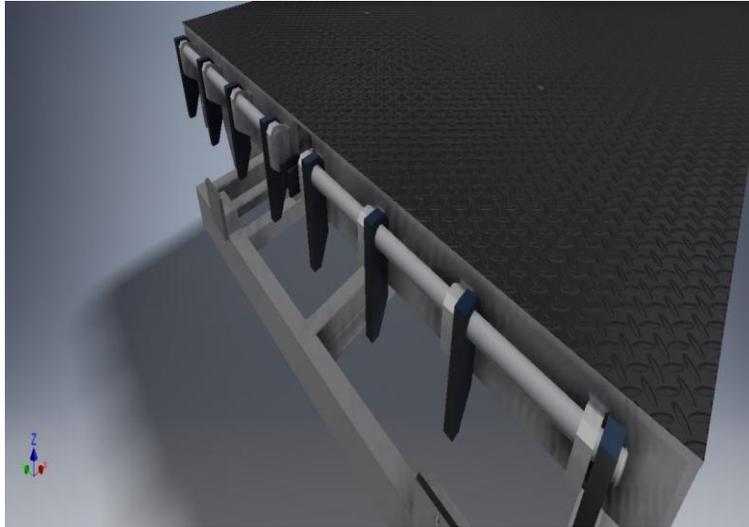
Ecuación 2.21

Finalmente sustituyendo los valores se calcula el factor de seguridad:

$$n = 1.8$$

## 2.6 Análisis de los pasadores de la uña delantera

En este caso se ha realizado un estudio detallado acerca de dos pasadores que permiten el ensamble de la uña o labio con el resto de la rampa basándose en los diferentes cálculos de resistencia a flexión y cortante con el objetivo de determinar las cargas críticas sobre cada pasador y de esta manera dar una valoración acerca del peso que pueden soportar a partir de los diagramas de cortante y de momento flector así como de las principales comprobaciones para luego culminar con el cálculo de la flecha. A continuación, se muestra una imagen de los pasadores:



**Figura 2.11** Pasadores de la uña delantera

Fuente: Elaboración propia

## **2.6.1 Cálculo de las reacciones de los apoyos y los momentos.**

### **Método de los tres momentos**

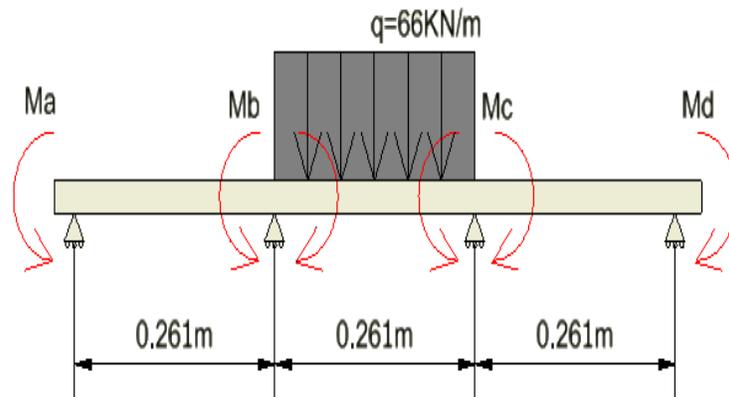
Según (Pisarenko, 1979) una de las principales vías de calcular barras hiperestáticas es aplicando el “método de los tres momentos” el cual se utiliza para vigas que posean tres o más apoyos dentro de los cuales no se conozca sus respectivos valores de las reacciones. Se tomará la mitad del peso del montacargas mediante una fuerza distribuida sobre la barra con el largo igual al ancho del neumático del mismo. Se toma solo la mitad debido a q el cálculo se le realizará a uno de los dos pasadores como se muestra en la figura 2.12 y, por lo tanto, cada mitad del montacargas estará apoyado sobre los dos pasadores suponiendo que el montacargas este circulando justo por el centro de la rampa. A continuación, se muestra el comportamiento en la barra a calcular:

Datos

$$q = 66KN$$

Donde

q- Mitad del peso del montacargas por unidad de longitud del neumático



**Figura 2.12** Comportamiento de los momentos en la barra

Fuente: Elaboración propia

### 2.6.1.1 Método de los tres momentos. Trabajo por área

El método de los tres momentos se utiliza aplicando la ecuación del mismo nombre de dos maneras diferentes pero que dan resultados similares. La primera vía es por la ecuación de los tres momentos basándose en el trabajo por área como se muestra a continuación:

$$M_1 * L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 * L_2 = -\frac{6A_1 * a_1}{L_1} - \frac{6A_2 * b_2}{L_2} \quad \text{Ecuación 2.22}$$

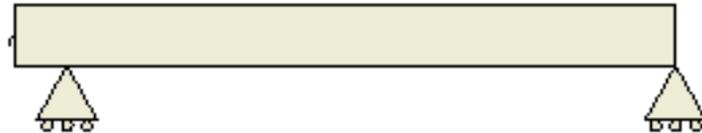
Donde:

- $L_1$  y  $L_2$ : longitudes de los tramos 1 y 2
- $M_1$ ,  $M_2$  y  $M_3$ : momentos flectores en los apoyos 1, 2 y 3
- $A_1$  y  $A_2$ : áreas de los diagramas de momento flector sobre las cargas 1 y 2
- $a_1$ : distancia del centro del diagrama de momento flector del tramo 1 al apoyo 1

- $b_2$ : distancia del centro del diagrama de momento flector del tramo 2 al apoyo 3

### Análisis del tramo 1

Primeramente, se descompone en 3 estados estáticos.



**Figura 2.13** Estado estático del tramo 1

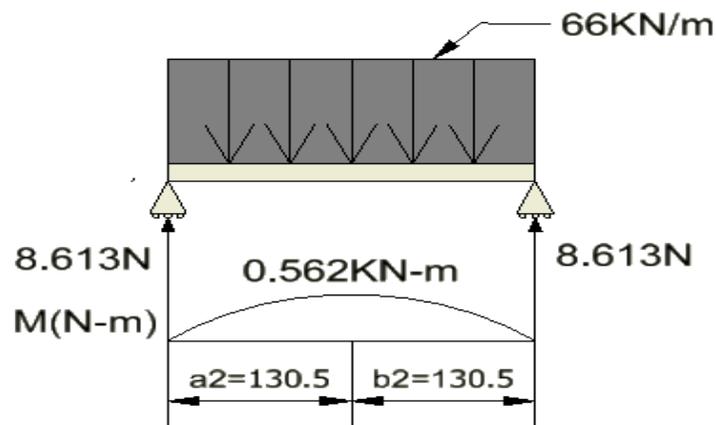
Fuente: Elaboración propia

En el tramo 1 no existe diagrama de momento flector puesto que solo se encuentra las reacciones de los apoyos.

$$M_a = 0$$

### Análisis del tramo 2

Luego se realiza la misma operación con el tramo 2 donde se encuentra la carga distribuida y de esta forma quedaría el sistema con su diagrama de momento flector.



### Figura 2.14 Estado estático del tramo 2

Fuente: Elaboración propia

Primeramente se calcula el momento flector máximo para este caso dado por la siguiente ecuación: (Pisarenko, 1979)

$$M_{fmax} = \frac{qL^2}{8}$$

Ecuación 2.23

$$M_{fmax} = \frac{66KN * (0.261m)^2}{8}$$

$$M_{fmax} = 0.562KN * m$$

Luego se calcula el área del gráfico de momento flector que está dada por la siguiente fórmula matemática basada en b y h quienes constituyen la base y altura del diagrama respectivamente: (Pisarenko, 1979)

$$b = 0.261 m$$

$$h = 0.562 KN * m$$

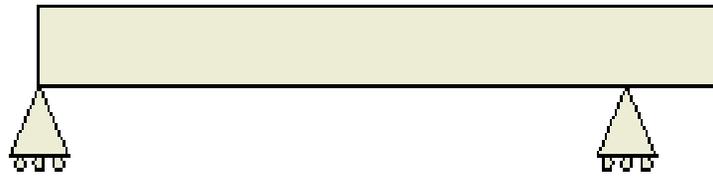
$$A = \frac{2}{3} * b * h$$

Ecuación 2.24

$$A = 0.09778KN * m^2$$

### Análisis del tramo 3

Finalmente se encuentra el tramo 3 que al igual que el tramo 1 no presenta diagrama puesto que su momento máximo es cero.



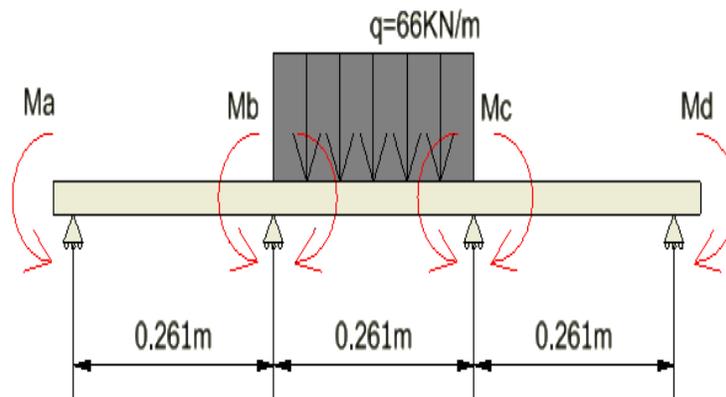
**Figura 2.15** Estado estático del tramo 3

Fuente: Elaboración propia

$$Md = 0$$

### 2.6.1.2 Aplicación del método de los tres momentos para el cálculo de los momentos flectores

A continuación, se muestra la influencia de los apoyos en la barra:



**Figura 2.16** Comportamiento de los apoyos en la barra

Fuente: Elaboración propia

Sustituyendo los valores la ecuación 2 quedaría de esta forma:

$$1.044Mb + 0.261Mc = -0.29334 \quad \text{Ecuación 2.25}$$

Luego de haber obtenido la ecuación 2.25 hay que hacer los anteriores pasos, pero para los nodos "b", "c" y "d". Mediante este método la ecuación 2.26 quedaría de la siguiente forma:

$$0.261M_b + 1.044M_c = -0.29336 \quad \text{Ecuación 2.26}$$

Luego de tener ambas ecuaciones se hallan los momentos por el método de sustitución. En este caso se despejará  $M_b$  en la ecuación 2.26.

$$M_b = \frac{-0.29336 - 1.044M_c}{0.261}$$

Sustituyendo en la ecuación 2.25 quedaría este resultado:

$$M_c = -0.224797KN * m$$

Después sustituyendo el resultado de  $M_c$  en la ecuación 2.26 se obtiene el valor de  $M_b$  como se muestra a continuación:

$$M_b = -0.224797KN * m$$

Finalmente se obtienen los cuatro valores de momentos para poder calcular posteriormente las reacciones:

$$M_a = 0$$

$$M_b = -0.2248KN * m$$

$$M_c = -0.2248KN * m$$

$$M_d = 0$$

### 2.6.1.3 Método de los tres momentos. Trabajo por fórmulas

Esta vía de trabajo es considerada más simple ya que no es necesario realizar los diagramas de momento flector para los sistemas estáticos por separado. Mediante este método se utiliza la ecuación de los tres momentos apoyada en fórmulas que simplifican el cálculo de las cargas puntuales y de las cargas distribuidas como se muestra de la siguiente forma:

$$M_1 * L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 * L_2 = -R - L \quad \text{Ecuación 2.27}$$

Donde:

- P: el valor de la carga puntual
- $L_1, L_2$  y  $L_3$ : el largo de los tramos 1,2 y 3
- q: el valor de la carga por unidad de longitud
- R y L: Fórmulas simplificadas para las reacciones en cada tramo
- para carga puntual  $R=L$   $\frac{3}{8} * P * L^2$
- Para carga distribuida  $R=L$   $\frac{1}{4} * q * L^3$

**Aplicación de la ecuación de los tres momentos para el cálculo de los momentos flectores.**

Para cada tramo la ecuación es la misma lo que varían los valores de las fuerzas como se ve a continuación:

$$M_a * L_1 + 2M_b(L_1 + L_2) + M_c * L_2 = -R - L \quad \text{Tramo 1}$$

$$M_b * L_2 + 2M_c(L_2 + L_3) + M_d * L_3 = -R - L$$

Tramo 2

A continuación, se proseguirá con el cálculo de los momentos por la fórmula mostrada:

Para el tramo 1 el momento en el nodo "a" es cero, así como el término R por lo que al sustituir los resultados en dicha ecuación quedaría de la siguiente forma el cálculo:

$$1.044M_b + 0.261M_c = -0.29336 \quad \text{Ecuación 2.28}$$

Para el tramo 2 el momento en el nodo "d" es cero, así como el término L por lo que al sustituir los valores en la ecuación para ese tramo quedaría de la siguiente forma:

$$0.261M_b + 1.044M_c = -0.29336 \quad \text{Ecuación 2.29}$$

Despejando el término  $M_b$  quedaría así:

$$M_b = \frac{-0.29336 - 1.044M_c}{0.261}$$

Sustituyendo en la ecuación 2.28 quedaría:

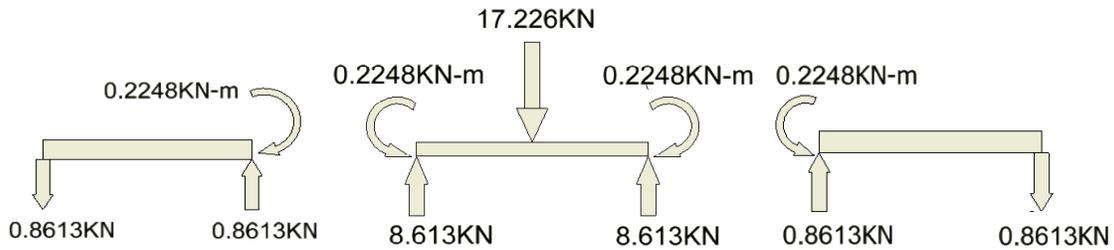
$$M_c = -0.224797KN * m$$

Luego sustituyendo  $M_c$  en el despeje de la ecuación 2.29 daría como resultado:

$$M_b = -0.224797KN * m$$

Como se demuestra en los cálculos los resultados de los momentos dan iguales para ambos métodos por lo que se procederá a la determinación de las fuerzas

en cada apoyo a partir de la unión de los estados estáticos de cada tramo para el posterior diseño de los diagramas de fuerza cortante y momento flector.



**Figura 2.17** Estados estáticos

Fuente: Elaboración propia

Al multiplicar el valor de la carga distribuida por el largo se obtiene la carga puntual en el centro de dicho tramo:

$$66 \frac{KN}{m} * 0.261m = 17.226KN$$

Luego se obtienen las reacciones en el segundo tramo al estar presente el valor de la fuerza calculado anteriormente dividiendo a la mitad dicha carga puntual dando como resultado una carga en cada extremo de dicho valor como se muestra a continuación y en la figura 2.12. Se debe tomar en cuenta que como hay momentos presentes y cargas en los otros tramos estos valores deben sumarse para obtener el resultado final que se calculará posteriormente.

$$\frac{17.226}{2} = 8.613KN$$

Para calcular las reacciones de los apoyos exteriores de la barra se divide el momento calculado en cada extremo por el largo de los tramos 1 y 3 respectivamente

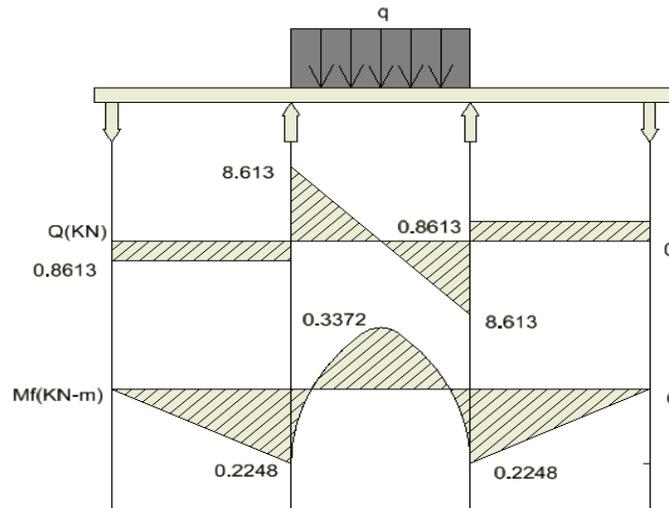
$$Ra = Rd = \frac{0.2248}{0.261} = 0.8613$$

Finalmente para calcular el resultado final de las reacciones en el segundo tramo se divide cada valor de los momentos por el largo del tramo y se restan por estar en sentidos contrarios por lo que se anulan, además se suma a los valores calculados en los puntos b y c de los tramos 1 y 3 respectivamente.

$$R_b = R_c = 0.8613 + \frac{0.2248 - 0.2248}{0.261} + 8.613$$

$$R_b = R_c = 0.8613 + 8.613 = 9.4743$$

Partiendo de los cálculos realizados se procede a construir los diagramas de fuerza cortante y momento flector como se muestra en la siguiente figura:



**Figura 2.18** Diagramas de cortante y momento flector del pasador

Fuente: Elaboración propia

### 2.6.2 Cálculo de comprobaciones a flexión del pasador

A partir de los datos extraídos del diagrama anterior, así como los del material se procede a determinar el factor de seguridad de la pieza en cuestión. Los datos son los siguientes.

Datos:

$$d = 0.035m$$

$$\sigma_f = 353 MPa$$

Para calcular el factor de seguridad según (Pisarenko, 1979) la ecuación es la siguiente:

$$[\sigma]_f = \frac{\sigma_f}{n} \quad \text{Ecuación 2.30}$$

Donde la tensión admisible depende del módulo de la sección y el momento flector máximo extraído de la figura 2.13. (Pisarenko, 1979)

$$[\sigma]_f = \frac{M_f}{W_x} \quad \text{Ecuación 2.31}$$

El módulo de la sección se calcula a partir de: (Pisarenko, 1979)

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \quad \text{Ecuación 2.32}$$

Donde:

$[\sigma]_f$  = Tensión de fluencia admisible del material

$\sigma_f$  = Tensión de fluencia del material

$W_x$  = Módulo de la sección transversal

$M_f$  = Momento flector máximo del diagrama

$d$  = Diámetro de la barra

$n$  = Factor de seguridad

Al sustituir la ecuación 2.32 en la 2.31 se obtiene como resultado:

$$[\sigma]_f = \frac{32M_f}{\pi d^3}$$

$$[\sigma]_f = 80 \text{ MPa}$$

Luego al sustituir los resultados en la ecuación 2.30 y despejando el factor de seguridad queda como resultado:

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

$$n = 4.4$$

Como se evidencia en el cálculo el valor de seguridad es de 4.4 el cual es excelente para la operación, lo que adjudica una elevada confiabilidad a la pieza.

### **2.6.3 Cálculo de la flecha del pasador**

Con el siguiente cálculo se determinarán las deformaciones de la viga a partir del momento de inercia, las reacciones sobre el material así como su módulo de elasticidad. Como se trata de un pasador la sección transversal es circular. A continuación se comienza con los diferentes cálculos.

Datos:

$$E = 1.96 * 10^{11} \text{ Pa}$$

$$D = 0.035 \text{ m}$$

$$I_x = 7.36 * 10^{-8}$$

$$L1 = 0.261m$$

$$RA = 861.3N$$

Para calcular el momento de inercia está presente la siguiente fórmula según (V.I.Feodosiev, 1980)

$$I_x = \pi * \frac{D^4}{64}$$

Cuyo resultado sería el calculado

$$I_x = 7.36 * 10^{-8} m^4$$

Luego para comenzar el cálculo de la flecha se procede según (V.I.Feodosiev, 1980) a partir de la ecuación de la línea elástica:

$$ElxY_2 = ElxY_0 + Elx\theta_0 * Lon + \sum \pm Q \quad \text{Ecuación 2.33}$$

Si se sabe que:  $Y_2 = 0; Y_1 = Y_0 = 0; \theta_1 = \theta_0 \neq 0$

Utilizando la ecuación 2.33 para el punto b en el pasador (ver figura 2.19) queda:

$$ElxY_b = ElxY_0 + Elx\theta_0 L1 - \frac{RA(L1 - 0)^3}{6}$$

$$Elx\theta_0 = \frac{RA(L1)^3}{6L1}$$

$$Elx\theta_0 = 9.78 Nm^2$$

Donde

$(L_{on})$  = es la longitud desde el inicio de la pieza hasta el punto que se está analizando.

$(\sum \pm Q)$  = es el coeficiente que dependerá de las cargas que estén antes del punto de análisis, así como su distancia de análisis elevada a los respectivos índices que le confieren.

$E$  = Módulo de elasticidad de la barra

$I_x$  = Momento de inercia de la barra

$D$  = Diámetro de la barra

$L_1$  = Largo de cada tramo de la barra

$RA$  = Reacción en el punto A

$Y_2$  = Flecha en el punto de análisis

$\theta_0$  = Pendiente de la curva

Al aplicar la ecuación 2.19 nuevamente pero ahora para el punto de mayor incidencia de carga, en este caso el punto medio de la carga distribuida y tomando las mismas consideraciones que para el punto b queda que:

$$ElxYq = ElxY_0 + Elx\theta_0 * \frac{L_1 + \frac{L_1}{2}}{2} - \frac{RA * \left(L_1 + \frac{L_1}{2} - 0\right)^3}{6} + \frac{RB * \left(L_1 + \frac{L_1}{2} - L_1\right)^4}{24} - q\left(L_1 + \frac{L_1}{2} - L_1\right)$$

Simplificando la ecuación se obtiene:

$$ElxYq = Elx\theta_0 * \frac{L1 + \frac{L1}{2}}{2} - \frac{RA * \left(L1 + \frac{L1}{2} - 0\right)^3}{6} + \frac{RB * \left(L1 + \frac{L1}{2} - L1\right)^3}{24} - q\left(L1 + \frac{L1}{2} - L1\right)$$

Luego se despeja el valor de la flecha:

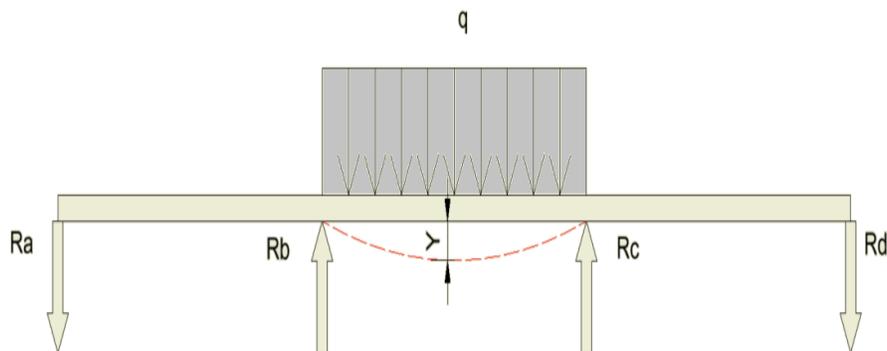
$$ElxYq = -4.3N * m^3$$

$$Yq = -\frac{4.3}{Elx}$$

Finalmente el resultado de la flecha es el siguiente:

$$Yq = -0.3 \text{ mm}$$

Basándose en el valor de la flecha se construye el diagrama de deformaciones de la viga como se muestra en la figura:



**Figura 2.19** Diagrama de la flecha

Fuente: Elaboración propia

## 2.6.4 Análisis de comprobaciones a cortante

Una vez obtenidos los resultados anteriormente calculados se procederá a la comprobación de la pieza a cortante para justificar las posibles fallas de la misma.

Datos

$$Q = 8613 \text{ N}$$

$$d = 0.035 \text{ m}$$

$$\sigma_f = 353 \text{ MPa}$$

Sustituyendo las ecuaciones 2.13 y 2.15 en la ecuación 2.14 se obtiene que:

$$[\tau] = 8.96 \text{ MPa}$$

Donde:

$Q$  = Fuerza cortante sobre el pasador

$\tau_{max}$  = Tensión tangencial máxima

$\sigma_f$  = Tensión de fluencia del material

Luego mediante la ecuación 2.16 se calcula el momento torsor:

$$\tau = 211.8 \text{ MPa}$$

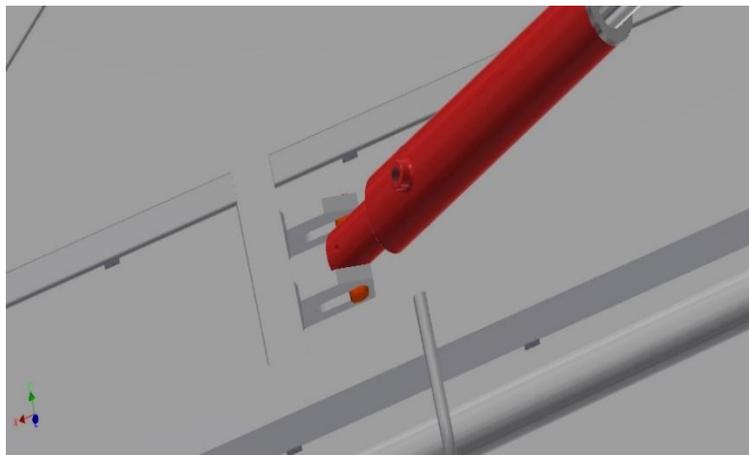
Posteriormente mediante la siguiente ecuación 2.17 se calculará el factor de seguridad al despejarlo en dicha ecuación dando como resultado:

$$n = 23.6$$

Como se aprecia en los resultados obtenidos el factor de seguridad a flexión es menor que a cortante por lo que permite concluir afirmando que va a tender a flectarse antes que a fracturarse. Finalmente se puede afirmar que la pieza estudiada es apta para su uso, así como el material de la misma.

## **2.7 Análisis de los pasadores del cilindro de elevación de la plataforma principal**

El cilindro hidráulico se sitúa sobre dos pasadores en sus extremos. Mediante el cálculo a cortante y flexión se comprobará si cada pasador es capaz de aguantar la carga  $q$  levanta el cilindro ya sea que no se flecte o se fracture. Cabe destacar que cada pasador soportará la misma carga puesto que se realizará el cálculo a solo uno. En la próxima imagen se muestra dicho pasador acoplado a la pletina y al cilindro hidráulico:



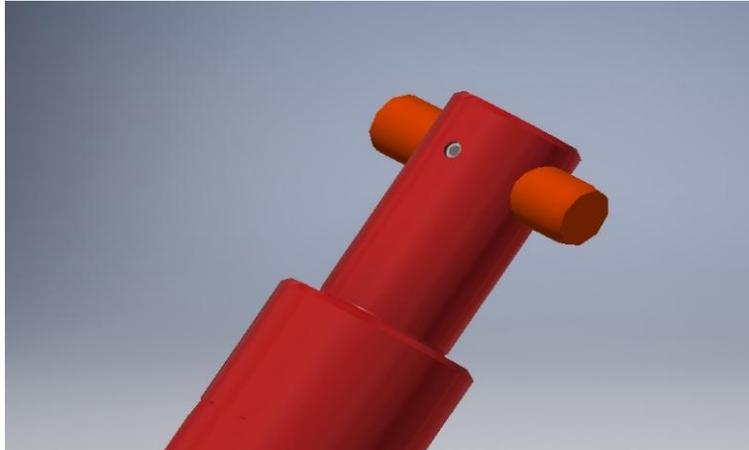
**Figura 2.20** Pasador cilindro-tapa

Fuente: Elaboración propia

### **2.7.1 Cálculo de fuerzas y momentos**

Primeramente, se comenzará con el cálculo de fuerzas y momentos para hallar las reacciones en el pasador considerando el peso sobre el cilindro como una carga distribuida cuyo largo será igual al diámetro del mismo. Luego se procederá a la construcción de los diagramas de cortante y momento flector para

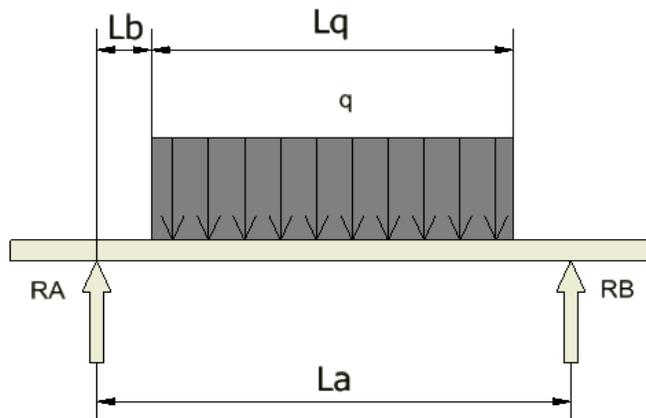
concluir con las distintas comprobaciones necesarias. En la figura 2.17 se ve con más claridad la posición del pasador respecto al cilindro hidráulico.



**Figura 2.21** Pasador cilindro-tapa

Fuente: Elaboración propia

Apreciando la figura 2.20 y 2.21 se determina que el diámetro del cilindro constituirá el largo de una carga distribuida que estará aplicada al pasador y los apoyos de este en las plataformas superior e inferior constituirán cargas puntuales como se plasma en la siguiente figura para ayudar a desarrollar el cálculo.



**Figura 2.22** Diagrama de fuerzas

Fuente: Elaboración propia

Datos

$$La = 0.066m$$

$$Lb = 0.008m$$

$$Lq = 0.05m$$

Para calcular la carga distribuida se utiliza la suma de las masas del montacargas con la del piso de la rampa

$$Mm = 6820Kg$$

$$Mp = 630Kg$$

$$Mm + Mp = Mt$$

$$Mt = 7450Kg$$

Luego al multiplicar la masa total por la gravedad dará como resultado el valor de la fuerza puntual:

$$F = g * Mt$$

$$F = 73084.5N$$

Finalmente al dividir por el diámetro de la zona de apoyo del cilindro ( $Lq$ ) se determinará el valor de la carga distribuida ( $q$ ).

$$q = F * d$$

$$q = 1461690 \frac{N}{m}$$

Realizando el análisis de fuerzas en el eje vertical se procede a calcular

$$\sum Fy = 0$$

Ecuación 2.34

$$RA - q * \frac{Lq}{2} + RB = 0$$

A partir del análisis de la sumatoria de momentos en el punto A se determina

$$\sum MA = 0$$

Ecuación 2.35

$$-q * \frac{Lq}{2} * \left( Lb + \frac{Lq}{2} \right) + RB * (2Lb + Lq) = 0$$

Al despejar la reacción en el punto B queda de la siguiente manera

$$RB = \frac{q * \frac{Lq}{2} * \left( Lb + \frac{Lq}{2} \right)}{2Lb + Lq}$$

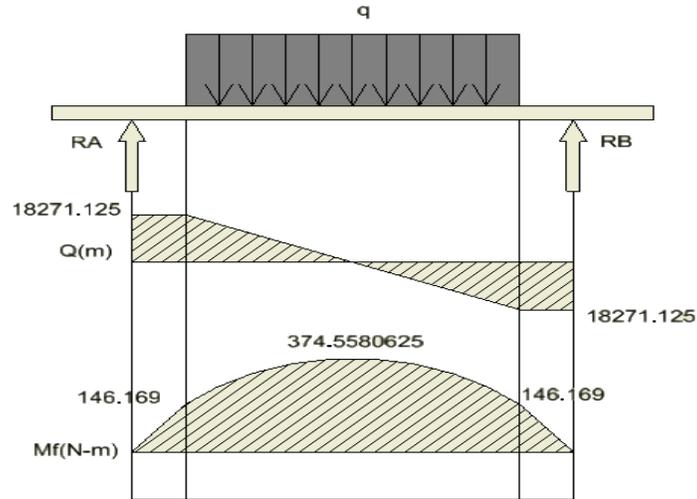
Al sustituir los valores da como resultado:

$$RB = 18271.125N$$

Al despejar RA en la ecuación 2.34 y sustituir los valores se obtiene:

$$RA = 18271.125N$$

Una vez concluidos los cálculos de las reacciones se procederá al diseño de los diagramas de cortante y momento flector como se ve en la figura 2.23



**Figura 2.23** Diagrama de cortante y momento flector

Fuente: Elaboración propia

### 2.7.2 Cálculo de comprobaciones a flexión del pasador

Una vez culminado el diseño de los diagramas se procede a comprobar la pieza a flexión para determinar de esta forma qué coeficiente de seguridad posee y evaluar si son positivos o negativos los resultados en dependencia del valor del mismo.

Datos:

$$d = 0.025m$$

$$\sigma_f = 353 MPa$$

Al sustituir la ecuación 2.32 en la 2.31 se obtiene como resultado:

$$[\sigma]_f = \frac{32M_f}{\pi d^3}$$

$$[\sigma]_f = 244 MPa$$

Donde:

$[\sigma]_f$  = Tensión de fluencia admisible del material

$\sigma_f$  = Tensión de fluencia del material

$W_x$  = Módulo de la sección transversal

$M_f$  = Momento flector máximo del diagrama de la figura 2.23

$d$  = Diámetro de la barra

$n$  = Factor de seguridad

Luego al sustituir los resultados en la ecuación 2.30 y despejando el factor de seguridad queda como resultado:

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

$$n = 1.5$$

Como se evidencia en el cálculo el valor de seguridad es de 1.5, el cual es factible para la operación, lo que adjudica confiabilidad a la pieza.

### **2.7.3 Cálculo de la flecha del pasador**

Con el objetivo de ver cuál es el desplazamiento en el plano vertical se hará el siguiente cálculo de la flecha. Para ello es necesario buscar el módulo de elasticidad del material, así como calcular su momento de inercia.

$$E = 1.96 * 10^{11} \text{Pa}$$

$$D = 0.025 \text{m}$$

$$RA = 18271.125N$$

$$La = 0.066m$$

$$Lb = 0.008m$$

$$Lq = 0.05m$$

$$q = 1461690 \frac{N}{m}$$

Siguiendo la misma metodología que en epígrafe 2.6.3 se calcularán los distintos valores necesarios para llegar al resultado de la flecha.

Para calcular el momento de inercia está presente la siguiente fórmula según (V.I.Feodosiev, 1980)

$$Ix = \pi * \frac{D^4}{64}$$

$$Ix = 1.92 * 10^{-8} m^4$$

Al utilizar la ecuación 2.33 para el punto B como muestra la figura 2.22 se tiene que:

$$ElxY_2 = ElxY_0 + Elx\theta_0 La + \frac{RA(La - 0)^3}{6} - \frac{q(La - Lb)^4}{24} + \frac{q(La - (Lb + Lq))^4}{24}$$

Simplificando la ecuación y despejando se obtiene:

$$Elx\theta_0 = \frac{-\frac{RA(La)^3}{6} + \frac{q(La - Lb)^4}{24} - \frac{q(La - (Lb + Lq))^4}{24}}{La}$$

Al sustituir los valores da como resultado

$$Elx\theta_0 = -2.83 \text{ Nm}^2$$

Al aplicar la ecuación 2.19 nuevamente pero ahora para el punto de mayor incidencia de carga, en este caso el punto medio de la carga distribuida y tomando las mismas consideraciones que para el punto B queda que:

$$ElxY = ElxY_0 + Elx\theta_0 * \frac{La}{2} + \frac{RA * \left(\frac{La}{2} - 0\right)^3}{6} - \frac{q * \left(\frac{La}{2} - Lb\right)^4}{24}$$

Simplificando la ecuación se obtiene:

$$ElxY = Elx\theta_0 * \frac{La}{2} + \frac{RA * \left(\frac{La}{2} - 0\right)^3}{6} - \frac{q * \left(\frac{La}{2} - Lb\right)^4}{24}$$

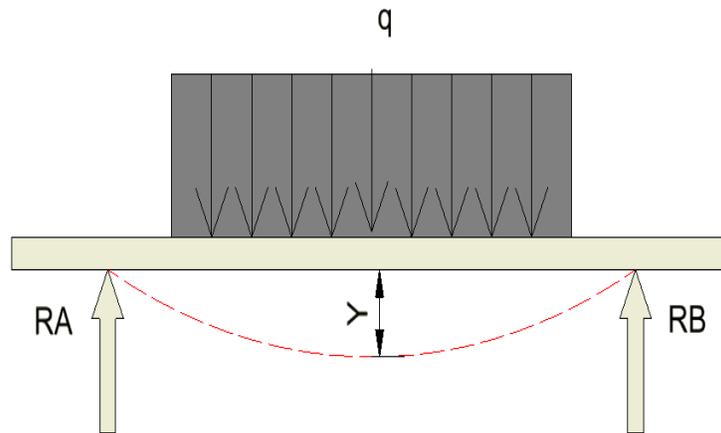
Luego despejando y calculando el valor de la flecha da como resultado:

$$ElxY = -0.0077 \text{ Nm}^3$$

$$Y = -\frac{0.0077}{Elx}$$

$$Y = -0.002 \text{ mm}$$

Basándose en el valor de la flecha se construye el diagrama como se muestra a continuación:



**Figura 2.24** Diagrama de la flecha

Fuente: Elaboración propia

### 2.7.4 Cálculo de comprobaciones a cortante del pasador

Una vez obtenidos los resultados anteriormente calculados se procederá a la comprobación de la pieza a cortante para justificar las posibles fallas de la misma.

Datos

$$Q = 18271.125 \text{ N}$$

$$d = 0.035 \text{ m}$$

$$\sigma_f = 353 \text{ MPa}$$

Sustituyendo las ecuaciones 2.13 y 2.15 en la ecuación 2.14 se obtiene que:

$$[\tau] = 19 \text{ MPa}$$

Donde:

$Q$  = Fuerza cortante sobre el pasador

$\tau_{max}$  = Tensión tangencial máxima

$\sigma_f$  = Tensión de fluencia del material

Luego mediante la ecuación 2.16 se calcula la tensión:

$$\tau = 211.8MPa$$

Posteriormente mediante la siguiente ecuación 2.17 se calculará el factor de seguridad al despejarlo en dicha ecuación dando como resultado:

$$n = 11.1$$

Como se aprecia en los resultados obtenidos el factor de seguridad a flexión es menor que a cortante por lo que permite concluir afirmando que va a tender a flectarse antes que a fracturarse. Finalmente se puede afirmar que la pieza estudiada apta para su uso, así como el material de la misma.

## **2.8 Cálculo de las uniones soldadas**

En este epígrafe se realizarán las distintas comprobaciones de las soldaduras de los elementos sometidos a cargas.

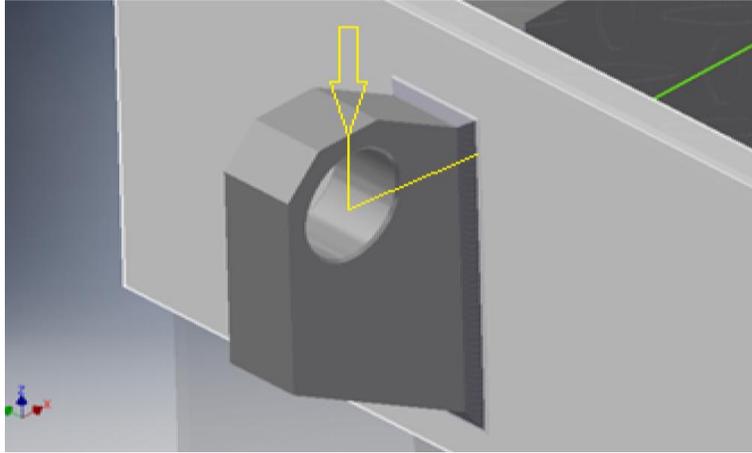
### **2.8.1 Análisis de las pletinas de los pasadores delanteros**

A continuación, se realizará la comprobación de la pletina más cargada según los resultados obtenidos anteriormente.

#### **2.8.1.1 Cálculo de comprobación de los cordones horizontales**

Mediante los resultados obtenidos anteriormente se procede a calcular las distintas comprobaciones a los cordones de soldadura horizontales que se muestran en la figura donde la fuerza ejercida sobre el pasador en ese punto actúa de manera tal que produce un momento cuyo brazo sería la longitud desde el centro del pasante hasta la cara donde está realizada la soldadura. La

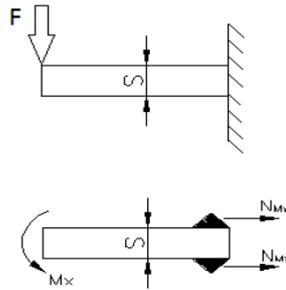
figura 2.25 muestra la disposición de los cordones de soldadura así como el brazo tomado para calcular el momento generado por la carga sobre la pletina en cuestión



**Figura 2.25** Cordones de soldadura de la pletina del pasador delantero

Fuente: Elaboración propia

La figura 2.26 muestra el esquema de análisis donde se muestran las consideraciones tomadas.



**Figura 2.26** Análisis del momento flector en el eje x

Fuente: (Aguila, 2010)

Datos

$$F = 9.4743 \text{ N}$$

$$b = 0.045 \text{ m}$$

$$c = 0.004 \text{ m}$$

$$l = 0.025 \text{ m}$$

$$s = 0.1 \text{ m}$$

Según (Pisarenko, 1979) el momento se calcula de la siguiente manera

$$M_x = M_y = F * b \quad \text{Ecuación 2.36}$$

Sustituyendo los valores se obtiene:

$$M_x = 426.34N * m$$

Luego a partir de:

$$\tau_{Máx} = \tau_{Mx}$$

$$\tau_{Mx} = \frac{M_x}{2 * 0.7 * c * l * s} \quad \text{Ecuación 2.37}$$

Donde:

$b$  = brazo desde el centro del pasador hasta el extremo de la pletina

$F$  = Fuerza sobre la pletina

$M_x ; M_y$  = Momentos flectores en los ejes "x" y "y" respectivamente

$\tau_{Mx}$  = Tensión máxima en la soldadura

$c$  = Cateto de la soldadura

$l$  = Largo del cordón horizontal de soldadura

$s$  = Largo del cordón vertical de soldadura

Se sustituyen los valores en la ecuación 2.37 y se obtiene que:

$$\tau_{Mx} = 30.5 \text{ MPa}$$

Como se debe cumplir que:

$$\tau_{Mx} \leq [\tau]$$

Entonces se realiza el despeje de la tensión admisible de la ecuación 2.38 que es:

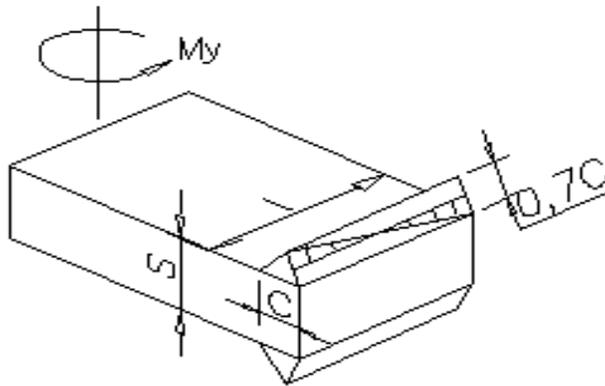
$$[\tau] = 0.6 * [\sigma] \quad \text{Ecuación 2.38}$$

Luego al despejar el factor de seguridad en la ecuación 2.17 y sustituir la ecuación 2.38 da como resultado

$$n = 9.5$$

### **2.8.1.2 Cálculo de comprobación de los cordones verticales**

La siguiente figura muestra el análisis realizado según las consideraciones tomadas a partir de las cargas que actúan sobre los cordones verticales.



**Figura 2.27** Análisis del momento flector en el eje y

Fuente: (Aguila, 2010)

Datos

$$c = 0.004m$$

$$l = 0.1m$$

$$My = 426.34N * m$$

Según (Aguila, 2010) la tensión permisible a la soldadura para esta distribución sería:

$$\tau_{My} = \frac{My}{\frac{1}{6} * 2 * 0.7 * c * l^2} \quad \text{Ecuación 2.39}$$

Donde

$My$  = Momento generado por la fuerza sobre la pletina

$c$  = cateto de soldadura

$l$  = es la longitud del cordón de soldadura

Al sustituir los valores en la ecuación 2.39 quedaría:

$$\tau_{My} = 45.7 \text{ MPa}$$

Debe cumplirse que:

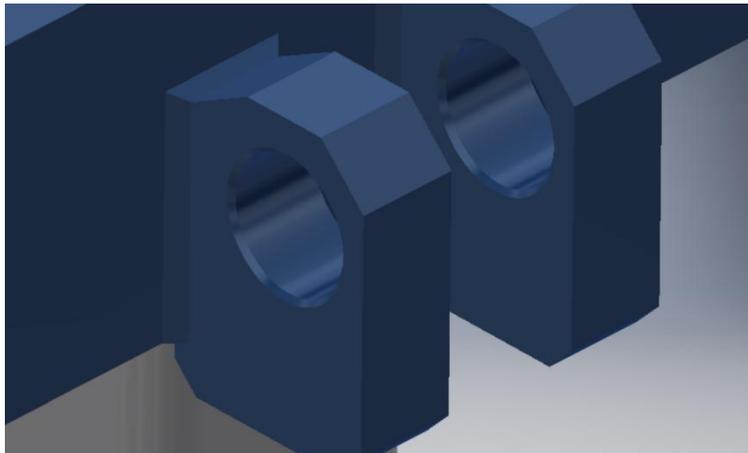
$$\tau_{Mx} \leq [\tau]$$

Entonces al sustituir la tensión admisible en la ecuación 2.38 y luego sustituirla en la ecuación 2.17 al despejar el factor de seguridad da como resultado

$$n = 6.3$$

### 2.8.2 Cálculo de las uniones soldadas del pasador columna-tapa

Para esta comprobación se utiliza el mismo método que en el caso anterior observando el momento generado por una carga sobre las pletinas que soportan el peso de la parte móvil de la rampa.



**Figura 2.28** Cordones de soldadura de la pletina del pasador delantero

Fuente: Elaboración propia

La figura 2.20 muestra los cordones de soldadura en las pletinas. La carga sobre las pletinas genera un momento a partir del brazo (b) constituido por la distancia desde el centro del agujero del pasante hacia la cara donde están los cordones de soldadura.

### 2.8.2.1 Cálculo de comprobación de los cordones horizontales

Siguiendo la misma metodología que en el epígrafe 2.8.1.1 se procede al cálculo de las uniones soldadas.

Datos

$$R_y = 125429.41N$$

$$b = 0.025m$$

$$c = 0.004m$$

$$l = 0.02m$$

$$s = 0.0444m$$

$$\sigma_f = 482.5MPa$$

Según la figura 2.26 se muestra el esquema de análisis donde se muestran las consideraciones tomadas para el cálculo de análisis de los cordones.

Se procede a dividir la reacción por 10 que son la cantidad de pletinas dando como resultado:

$$F_1 = \frac{R_y}{10}$$

$$F_1 = 12542.941$$

Luego se divide por dos puesto que esa es la cantidad de cordones horizontales que hay:

$$F = \frac{F_1}{2}$$

$$F = 6271.4705N$$

Luego al sustituir los valores en la ecuación 2.36 se obtiene:

$$M_x = 156.79N * m$$

Sabiendo que

$$\tau_{Máx} = \tau_{M_x}$$

Al sustituir los resultados en la ecuación 2.37 se obtiene

$$\tau_{M_x} = 31.53MPa$$

Entonces como debe cumplirse que:

$$\tau_{M_x} \leq [\tau]$$

Al despejar el factor de seguridad en la ecuación 2.17 y sustituir la ecuación 2.38 da como resultado

$$n = 9.2$$

### **2.8.2.2 Cálculo de comprobación de los cordones verticales**

Siguiendo la metodología del epígrafe 2.8.1.2 se procede al cálculo de los cordones verticales

Datos

$$c = 0.004$$

$$l = 0.02$$

$$M_y = 156.79N * m$$

A partir de la ecuación 2.39 se calcula la tensión:

$$\tau_{My} = 419.97 \text{ MPa}$$

Conociéndose que:

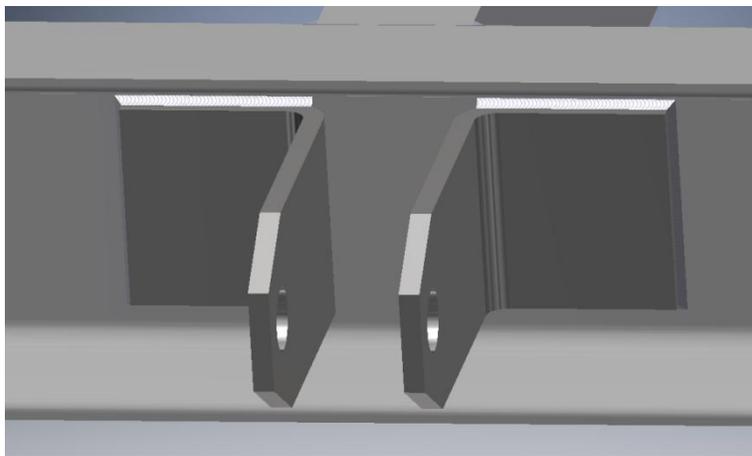
$$\tau_{My} \leq [\tau]$$

Entonces al sustituir la tensión admisible en la ecuación 2.38 y luego sustituirla en la ecuación 2.17 al despejar el factor de seguridad da como resultado

$$n = 0.69$$

### 2.8.3 Cálculo de las uniones soldadas de las pletinas de anclaje del cilindro de elevación de la plataforma

Estas pletinas son las que permiten pivotar al cilindro que eleva la plataforma por lo que están expuestas a elevadas cargas y es necesario determinar el factor de seguridad de la soldadura. Para esto se tomará el mayor valor de la reacción sobre el cilindro en los cálculos anteriormente hechos.



**Figura 2.29** Cordones de soldadura de la pletina de anclaje del cilindro de elevación de la plataforma

Fuente: Elaboración propia

### 2.8.3.1 Cálculo de comprobación de los cordones horizontales

Como en epígrafes anteriores se procederá al cálculo de comprobación para los cordones de soldadura. Para este caso se escogió el mayor valor de las reacciones del cilindro calculados en los epígrafes 2.4.1 y 2.4.2 debido a que se calcularon en determinadas posiciones del montacargas y diferentes ángulos de elevación de la plataforma. Se calculó el momento producido por la reacción del cilindro a partir del brazo (b) formado por la distancia entre el centro del pasante y la cara donde están los cordones de soldadura.

Datos

$$R_c = 112922.45N$$

$$c = 0.005m$$

$$l = 0.076m$$

$$s = 0.086m$$

$$b = 0.125m$$

Según la figura 2.26 se muestra el esquema de análisis donde se muestran las consideraciones tomadas para el cálculo de análisis de los cordones.

Al dividir la reacción por dos debido a que hay dos cordones de soldadura se obtiene:

$$F = \frac{R_c}{2}$$

$$F = 56461.225N$$

Luego al sustituir los valores en la ecuación 2.36 se obtiene:

$$M_x = 3528.83 \text{ N} * m$$

Sabiendo que

$$\tau_{Máx} = \tau_{M_x}$$

Al sustituir los resultados en la ecuación 2.37 se obtiene

$$\tau_{M_x} = 154.26 \text{ MPa}$$

Entonces como debe cumplirse que:

$$\tau_{M_x} \leq [\tau]$$

Entonces al sustituir la tensión admisible en la ecuación 2.38 y luego sustituirla en la ecuación 2.17 al despejar el factor de seguridad da como resultado

$$n = 1.88$$

### **2.8.3.2 Cálculo de comprobación de los cordones verticales**

Siguiendo la metodología del epígrafe 2.8.1.2 se procede al cálculo de los cordones verticales

Datos

$$c = 0.005$$

$$l = 0.076$$

$$M_y = 3528.83 \text{ N} * m$$

A partir de la ecuación 2.39 se calcula la tensión:

$$\tau_{M_y} = 523.7 \text{ MPa}$$

Conociéndose que:

$$\tau_{Mx} \leq [\tau]$$

Entonces al sustituir la tensión admisible en la ecuación 2.38 y luego sustituirla en la ecuación 2.17 al despejar el factor de seguridad da como resultado

$$n = 0.55$$

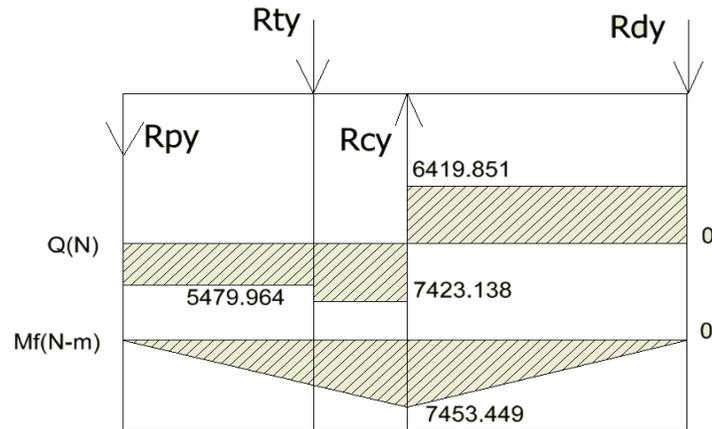
Dichos resultados de los factores de seguridad indican que la soldadura falla por lo que es necesario aumentar el cateto y el cordón de soldadura para que el factor de seguridad de cada cordón sea mayor.

## **2.9 Aplicación del momento máximo para cargas móviles**

Para hallar el momento flector máximo a que está sometida la viga debe ponerse sucesivamente cada carga en su posición de momento flector máximo, y debe hallarse éste en la sección situada debajo de la carga; el mayor de estos momentos máximos será el momento flector máximo que actúa sobre la viga. Siendo este el tomado para realizar el cálculo para la selección del perfil adecuado.

### **2.9.1 Selección del perfil laminado para la estructura**

El momento flector máximo es 7453.449 N-m tomado de la figura 2.30 para las cargas sobre la rampa divididas por 8 el cual representa la cantidad de vigas tipo U utilizadas en el piso de la rampa y el material de dicha viga es ASTM A-36 cuya resistencia a la fluencia es de 248 MPa. Para el cálculo se asumirá un factor de seguridad de 1.5 el cual indica que el perfil escogido sea seguro para el diseño de la rampa.



**Figura 2.23** Diagrama de cortante y momento flector de la rampa

Fuente: Elaboración propia

Por la condición:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mf_{m\acute{a}x}}{W_x} \leq [\sigma]$$

Ecuación 2.40

Al despejar el módulo de la sección se tiene que:

$$\frac{Mf_{m\acute{a}x}}{[\sigma]} \leq W_x$$

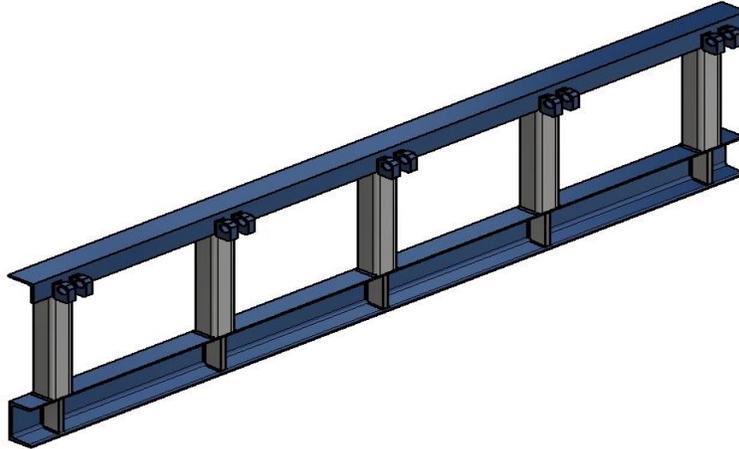
Luego el valor de la tensión de fluencia admisible en la ecuación 2.30 se sustituye en la ecuación 2.40 y se obtiene:

$$W_x = 45.1 \text{ cm}^3$$

Tomando el valor calculado se selecciona por la norma GOST el perfil normalizado tipo U número 120 con un módulo de la sección igual a  $50.6 \text{ cm}^3$  cuyos principales datos geométricos son: (Miroljubov, 1990)

Tabla 2.4: Perfil laminado de la estructura de la plataforma

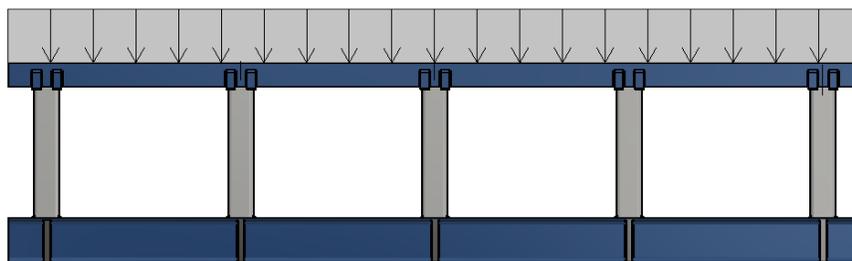




**Figura 2.31** vigas traseras de la plataforma inferior

Fuente: Elaboración propia

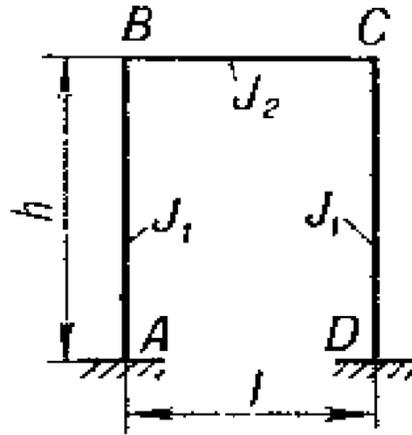
Sobre estas vigas estará apoyado el montacargas al momento de cruzar por lo que la reacción en el eje vertical del mismo se dispondrá de manera que sea una carga distribuida a lo largo de la viga superior como se ve en la siguiente figura:



**Figura 2.32** Representación esquemática del peso sobre las vigas

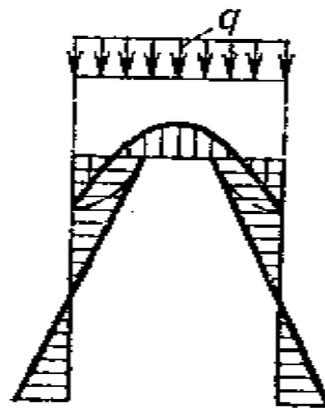
Fuente: Elaboración propia

Esta figura representa un pórtico cerrado puesto que se procederá al cálculo del mismo a partir de la representación esquemática y del esquema de análisis como se muestran a continuación:



**Figura 2.33** Representación esquemática del pórtico

Fuente: (Pisarenko, 1979)



**Figura 2.34** Esquema de análisis del pórtico

Fuente: (Pisarenko, 1979)

Según (Pisarenko, 1979) las ecuaciones para calcular los momentos en el pórtico son las siguientes:

$$M_A = M_D = \frac{q * l^2}{12n_1}$$

Ecuación 2.41

$$M_B = M_C = \frac{q * l^2}{6n_1}$$

Ecuación 2.42

$$M_{MAX} = \frac{2 + 3k}{24n_1} * q * l^2$$

Ecuación 2.43

Donde:

$$n_1 = 2 + k$$

Ecuación 2.44

$$n_2 = 1 + 6k$$

Ecuación 2.45

$$k = \frac{J_2 h}{J_1 l}$$

Ecuación 2.46

$$q = \frac{Rp_Y}{l}$$

Ecuación 2.47

Datos:

$$Rp_Y = 43439.71N$$

$$l = 2m$$

$$h = 0.46m$$

$$J_1 = 54.4cm^4$$

$$J_2 = 43.0cm^4$$

Se tiene que:

$J$  = *Momento de inercia de la viga*

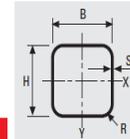
$q$  = *valor de la carga distribuida*

$M_A, M_B$  = *Momento flectores en los puntos A y B*

$M_{MAX}$  = *Momento flector máximo*

La imagen 2.35 muestra las características de la viga

Nota: las propiedades técnicas se han determinado teniendo en consideración un radio de giro en los ángulos par a:  
 $R$  externo = 1,25 x s  
 $R$  interno = 1,00 x s



TUBOS ESTRUCTURALES DE SECCIÓN CUADRADA LAMINADOS EN CALIENTE											
Dimensiones H x B (mm)	Espesor S (mm)	Masa M (kg/m)	Área de la sección A (cm <sup>2</sup> )	Momento de inercia J (cm <sup>4</sup> )	Radio de giro I (cm)	Módulo de flexión elástico W (cm <sup>3</sup> )	Módulo de flexión plástico Wp (cm <sup>3</sup> )	Constantes de torsión		Área superficial por metro lineal m <sup>2</sup> / m	Largo (°)V aprox. port (m)
								Jv (cm <sup>4</sup> )	Wv (cm <sup>3</sup> )		
20x20	2,0	1,12	1,42	0,76	0,73	0,76	0,95	1,22	1,07	0,076	893
	2,5	1,32	1,72	0,87	0,71	0,88	1,12	1,41	1,21	0,075	741
25x25	2,0	1,41	1,82	1,59	0,94	1,27	1,56	2,52	1,81	0,096	700
	2,5	1,71	2,22	1,85	0,91	1,48	1,86	2,97	2,09	0,095	574
	3,0	2,04	2,60	2,06	0,89	1,65	2,12	3,36	2,31	0,094	490
	3,2	2,15	2,74	2,14	0,88	1,71	2,21	3,49	2,38	0,093	466
30x30	2,5	2,11	2,72	3,40	1,12	2,27	2,79	5,40	3,22	0,115	469
	3,0	2,47	3,20	3,84	1,10	2,56	3,21	6,17	3,61	0,114	399
	3,2	2,61	3,38	4,00	1,09	2,67	3,37	6,45	3,75	0,113	378
40x40	2,5	2,89	3,72	8,67	1,53	4,33	5,21	13,6	6,23	0,155	343
	3,0	3,41	4,40	9,96	1,51	4,98	6,07	15,7	7,11	0,154	290
	3,2	3,61	4,66	10,4	1,50	5,22	6,40	16,5	7,43	0,153	274
	4,0	4,39	5,68	12,1	1,46	6,07	7,61	19,5	8,56	0,151	225
	5,0	5,28	6,88	13,8	1,42	6,92	8,92	22,6	9,65	0,149	185
50x50	2,5	3,68	4,72	17,7	1,94	7,07	8,38	27,4	10,2	0,195	270
	3,0	4,35	5,60	20,5	1,91	8,20	9,83	32,0	11,8	0,194	228
	3,2	4,62	5,94	21,6	1,91	8,62	10,4	33,8	12,4	0,193	215
	4,0	5,64	7,28	25,5	1,87	10,2	12,5	40,4	14,5	0,191	175
	5,0	6,85	8,88	29,6	1,83	11,9	14,9	47,6	16,7	0,189	144
	6,3	8,31	10,8	33,9	1,77	13,6	17,5	55,3	18,9	0,186	118
60x60	3,0	5,29	6,80	36,6	2,32	12,2	14,5	56,9	17,7	0,234	188
	3,2	5,62	7,22	38,7	2,31	12,9	15,3	60,1	18,6	0,233	177
	4,0	6,97	8,88	46,1	2,28	15,4	18,6	72,4	22,1	0,231	144
	5,0	8,42	10,9	54,4	2,24	18,1	22,3	86,3	25,8	0,229	118
	6,3	10,3	13,3	63,4	2,18	21,1	26,6	102	29,7	0,226	95,3
	7,1	11,4	14,5	65,8	2,13	21,9	28,2	110	31,6	0,222	—
	8,0	12,5	16,3	72,4	2,11	24,1	31,4	119	33,5	0,223	78,1
	8,8	13,5	17,2	72,5	2,05	24,2	32,2	124	34,6	0,217	—
	10,0	14,9	18,9	75,5	2,00	25,2	34,4	131	36,0	0,214	—
	11,0	15,9	20,3	77,1	1,95	25,7	35,9	136	36,7	0,212	—
	12,5	17,3	22,1	78,0	1,88	26,0	37,5	139	37,0	0,208	—

Figura 2.35 Características del perfil hueco

Fuente: (Manni Sipre S.p.A, 2013)

Sustituyendo en valor de la reacción y el largo l en la ecuación 2.47 se obtiene:

$$q = 21719.855N/m$$

Al sustituir los datos en la ecuación 2.46 se obtiene:

$$k = 0.18$$

Luego sustituyendo los resultados en las ecuaciones 2.44 y 2.45 se tiene como resultado

$$n_1 = 2.18$$

$$n_2 = 2.08$$

Finalmente, los resultados obtenidos se sustituyen en las ecuaciones 2.41, 2.42 y 2.43 y se determinan los momentos:

$$M_A = M_D = 3321.1N * m$$

$$M_B = M_C = 6642.2N * m$$

$$M_{MAX} = 4217.8N * m$$

Con el objetivo de disminuir los momentos dados se decidió incorporar tres perfiles intermedios los cuales favorecen a la resistencia y estabilidad de la estructura.

## **2.11 Cálculo de estabilidad de la estructura trasera de la plataforma inferior.**

Como la estructura trasera de la plataforma inferior es un elemento a compresión las comprobaciones de resistencia se harán a partir de los cálculos de estabilidad del mismo.

Primeramente, se determina la esbeltez del elemento a partir de que:

$\lambda \geq \lambda_{lim}$  donde se consideraría un miembro esbelto.

Partiendo de las ecuaciones:

$$\lambda_{lim} = \sqrt{\frac{\pi^2 * E}{\sigma_p}}$$

Ecuación 2.48

Ecuación 2.49

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

Se tiene que:

$E =$  Módulo de elasticidad

$\sigma_p =$  Límite de proporcionalidad

$l =$  Longitud del elemento

$v =$  coeficiente de reducción de la longitud

$i_{min} =$  radio de giro mínimo

Datos:

$l = 0.46m$

$E = 217000MPa$

$\sigma_p = 470MPa$

Para las condiciones mostradas según (Pisarenko, 1979) el coeficiente es:

$v = 2$

El radio de giro mínimo se calcula por la siguiente fórmula:

Ecuación 2.50

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A_s}}$$

Así como el momento de inercia mínimo para perfil hueco se encuentra la siguiente ecuación según la figura 2.36

$$I_{min} = \frac{B * A^3 - b * a^3}{12} \quad \text{Ecuación 2.51}$$

En la figura 2.36 se muestra explicado visualmente cada dato:

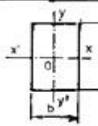
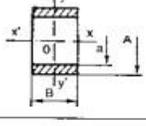
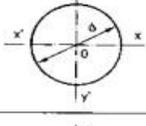
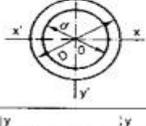
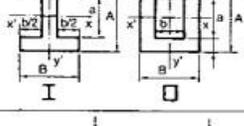
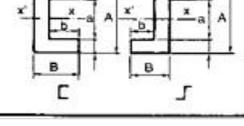
MOMENTOS DE INERCIA Y RESISTENCIA		
SUPERFICIE	INERCIA	RESISTENTE
	1. a) $I_{xx'} = \frac{ba^3}{12}$ b) $I_{yy'} = \frac{ab^3}{12}$	7. a) $W_{xx'} = \frac{ba^2}{6}$ b) $W_{yy'} = \frac{ab^2}{6}$
	2. a) $I_{xx'} = \frac{B(A^3 - a^3)}{12}$ b) $I_{yy'} = \frac{B^3(A - a)}{12}$	8. a) $W_{xx'} = \frac{B(A^3 - a^3)}{6A}$ b) $W_{yy'} = \frac{B^2(A - a)}{6}$
	3. $I_{xx'} = I_{yy'} = \frac{\pi d^4}{64}$	9. $W_{xx'} = W_{yy'} = \frac{\pi d^3}{32}$
	4. $I_{xx'} = I_{yy'} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$	10. $W_{xx'} = W_{yy'} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D}$
	5. $I_{xx'} = \frac{BA^3 - ba^3}{12}$	11. $W_{xx'} = \frac{BA^3 - ba^3}{6A}$
	6. $I_{xx'} = \frac{BA^3 - ba^3}{12}$	12. $W_{xx'} = \frac{BA^3 - ba^3}{6A}$

Figura 2.20 Tabla de módulo de la sección y momento de inercia.

Fuente: (Viloria, 2006)

En el caso del perfil hueco los datos son los siguientes:

$$A = 0.06m$$

$$B = 0.06m$$

$$a = 0.05m$$

$$b = 0.05m$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.51 se obtiene:

$$I_{min} = 5.592 * 10^{-7} m^4$$

El área de la sección se escoge de la imagen 2.36

$$A_s = 10.9 cm^2$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 2.50 se obtiene:

$$i_{min} = 0.023m$$

Luego con este valor se calcula el resultado en la ecuación 2.49:

$$\lambda = 40$$

Calculando posteriormente en la ecuación 2.48 se obtiene:

$$\lambda_{lim} = 67.5$$

Como se evidencia

$$\lambda < \lambda_{lim}$$

Así que no puede definirse como un miembro esbelto por lo que no se puede aplicar la fórmula de Euler, de esta forma, es necesario recurrir al método expuesto por (Goytisoló Espinosa, y otros) el cual se ve presente a continuación:

$$\sigma_{cr} = \sigma_f - \frac{\sigma_p(\sigma_f - \sigma_p)}{\pi^2 * E} * \lambda^2$$

Ecuación 2.52

Mediante la sustitución de cada valor en la ecuación se tiene que la tensión crítica en el perfil hueco es:

$$\sigma_{cr} = 317513730.75Pa$$

La idea de determinar la tensión crítica es llegar a la fuerza crítica en perfil hueco como: (Pisarenko, 1979)

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

Ecuación 2.53

Donde como resultado da:

$$P_{cr} = 346089.97N$$

El factor de seguridad se determina:

$$n_s = \frac{P_{cr}}{[P]}$$

Ecuación 2.54

$$n_s = \frac{P_{cr}}{[P]}$$

Donde la  $[P]$  sería la reacción sobre la estructura dividido por las 2 columnas con un valor de 21719.855N

$$n_s = 15.9$$

Para un caso más crítico se podría calcular a partir del peso máximo de la rampa que sería de 6t o de 58860N donde el factor de seguridad diera un valor de:

$$n_s = 5.88$$

Como se aprecia el factor de seguridad da valores elevados, lo cual indica que se pudiese hacer la estructura con un material menos resistente y costoso a modo de recomendación, pero dadas las condiciones de materiales con que cuenta la empresa se confeccionan con estos.

## **2.12 Diseño del conjunto cilindro-vástago.**

Primero se determinará de qué bomba se dispone para conocer el valor de la presión que es capaz de entregar y si es de doble o simple efecto. Se determinará el espesor de la pared y de fondo. Para el pistón solo se brindará sus características técnicas ya que no necesita comprobación de resistencia alguna y será necesario comprobar la estabilidad del vástago como barra comprimida al este estar a compresión.

### **2.12.1 Diseño del cilindro**

Se determinará el diámetro interior capaz de poder aguantar el peso los elementos que circulen sobre la rampa, así como el espesor de su pared o diámetro exterior. También se realizará el cálculo del espesor del fondo.

Primeramente, se parte de que:

$$F = P * A$$

Ecuación 2.55

Como se trabaja con una sección circular debido a que es un cilindro el área sería la siguiente:

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

Ecuación 2.56

Luego al despejar el área en la ecuación 1 y sustituirla en la ecuación 2 el diámetro se calculará de la siguiente forma:

$$d = \sqrt{\frac{4 * F}{\pi * P}} \quad \text{Ecuación 2.57}$$

P es la presión que brinda la bomba cuyo valor es de 200 bar equivalente a:

$$P_b = 200 \text{ bar} = 2 * 10^7 \text{ Pa}$$

F es la fuerza requerida para la rampa cuyo valor es de 6t equivalente a:

$$F_v = 6t = 58860 \text{ N}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 3 el diámetro interior del cilindro quedaría:

$$dic = \sqrt{\frac{4 * F_v}{\pi * P_b}}$$

$$dic = 0.061 \text{ m} = 61 \text{ mm}$$

A partir de los instrumentos de fabricación para el cilindro es necesario redondear por exceso dicho resultado a los cabezales con los que cuenta la Empresa Oleohidráulica Cienfuegos. Dentro de los cabezales con los que cuenta el inmediato superior es de 70 mm por lo que habría que normalizar el diámetro.

$$din = 70 \text{ mm} = 0.07 \text{ m}$$

Para determinar el espesor de la pared hay que indagar en (Pisarenko, 1979) acerca de los cilindros de paredes gruesas donde se encuentra el cálculo del diámetro exterior a partir de la fuerza y la presión.

$$P * \frac{2 * b^2}{b^2 - a^2} \leq [\sigma]_t$$

Ecuación 2.58

Donde P es la presión de la bomba, a y b son los radios interior y exterior respectivamente y  $[\sigma]_t$  se calcula mediante la división de la tensión de fluencia del material, que se encuentra en la tabla 1.5, dividido por un factor de seguridad asumido como 1.5 como se muestra a continuación:

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

Ecuación 2.59

Al sustituir los valores en la ecuación 2.59 se determina:

$$[\sigma]_t = 235333333.3 Pa$$

Despejando el diámetro exterior se tiene que:

$$b \geq \left( \sqrt{\frac{[\sigma]_t * \left(\frac{din}{2}\right)^2}{[\sigma]_t - 2Pb}} \right) * 2$$

Ecuación 2.60

Al sustituir los valores se obtiene como diámetro exterior:

$$b \geq 0.077m = 77mm$$

Este sería el diámetro exterior mínimo que soportaría la presión de la bomba, pero teniendo en cuenta la materia prima con la cuenta en la Empresa Oleohidráulica Cienfuegos y para un mejor maquinado se puede asumir cualquier valor por encima de este por lo que:

$$Den = 0.08$$

Por lo que el espesor de la pared obtenido mediante la siguiente ecuación es:

$$ep = \frac{Den - din}{2}$$

Ecuación 2.61

$$ep = 0.005m$$

Como el factor de seguridad asumido es el mínimo entonces cualquier aumento de los valores será proporcional al aumento de la fiabilidad.

A partir de (Pisarenko, 1979) se puede determinar el espesor del fondo teniendo en cuenta que:

$$ef \geq \frac{din}{2} * \sqrt{\frac{P}{[\sigma]t}}$$

Ecuación 2.62

Al sustituir los valores se determina que:

$$ef \geq 0.01m = 10mm$$

Como en el caso anterior sucede lo mismo, este sería el valor mínimo así que cualquier valor superior provocaría un aumento en el factor de seguridad y, a su vez, un aumento de la fiabilidad.

### 2.12.1 Diseño del vástago.

Como el vástago del cilindro es un elemento a compresión las comprobaciones de resistencia se harán a partir de los cálculos de estabilidad del mismo.

Primeramente, se determina la esbeltez del elemento a partir de que:

$\lambda \geq \lambda_{lim}$  donde se consideraría un miembro esbelto.

Partiendo de las ecuaciones 2.48 y 2.49 se tiene que:

$E$  = Módulo de elasticidad

$\sigma_p$  =Límite de proporcionalidad

$l$  =Longitud del elemento

$\nu$  =coeficiente de reducción de la longitud

$i_{min}$  =radio de giro mínimo

Datos

$$l = 0.471m$$

$$E = 200000MPa$$

$$\sigma_p = 637.43MPa$$

Para las condiciones mostradas el coeficiente es:

$$\nu = 2$$

Además  $l$  es la longitud de análisis en el vástago desde el punto de aplicación de la carga  $F\nu$  hasta la entrada al cilindro.

El momento de Inercia mínimo se determina según la figura 2.36 para sección circular maciza, a partir de que el diámetro del vástago  $(dv) = 0.05m$  y la longitud de análisis del vástago,  $(l) = 0.471m$  mediante la siguiente ecuación:

$$I_{min} = \frac{\pi * dv^4}{64}$$

Ecuación 2.63

$$I_{min} = 3.07 * 10^{-7}$$

El área de la sección transversal es la de la circunferencia por lo que se determina:

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

Ecuación 2.64

$$A_s = 0.00196m^2$$

Por tanto, sustituyendo los resultados en la ecuación 2.50 se obtiene:

$$i_{min} = 0.0125$$

Finalmente se sustituye este valor en la ecuación 2.49 y se determina que:

$$\lambda = 75.36$$

Al haber determinado la razón de esbeltez es necesario calcular entonces la condición límite del material mediante la ecuación 2.48:

$$\lambda_{lim} = 55.65$$

Como se puede apreciar:

$$\lambda_{lim} < \lambda$$

Por tanto, se define como un miembro esbelto y se puede aplicar la expresión de la carga analítica de Euler expuesta por (Pisarenko, 1979) la cual se puede generalizar para diferentes condiciones de apoyo como en la expresión 2.65.

$$P_{cr} = \frac{\pi * E * I_{min}}{(v * l)^2}$$

Ecuación 2.65

Donde

$\sigma_{cr}$  = Tensión Donde

$P_{cr}$  = fuerza critica en el elemento en este caso el vástago

Al sustituir los valores en la ecuación 2.65 se obtiene que:

$$P_{cr} = 217378.4N$$

Y si el factor de seguridad se determina según la ecuación 2.54

Donde

[P] = fuerza capaz de ejercer el vástago solo que en dirección contraria (6t) lo que equivale a 58860N

$$n_s = 11.6$$

Como se aprecia el factor de seguridad es elevado debido a los materiales disponibles y utilizados en la empresa para la fabricación de la pieza. Al utilizar un diámetro inferior se pudiese disminuir el factor de seguridad y seguir siendo resistente la pieza por lo que contribuiría positivamente respecto a los gastos económicos de la empresa.

## **CAPITULO III**

## CAPITULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

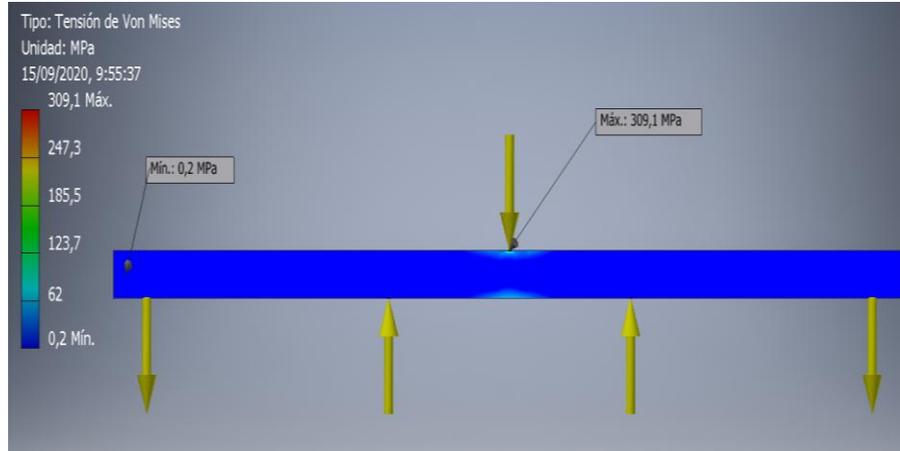
En este capítulo se analizará detenidamente cada resultado de los cálculos del pasado capítulo comparándolos con los valores determinados por las simulaciones en Autodesk Inventor. También se determinará el costo de manufactura de la máquina a partir de los materiales con los que cuenta la empresa.

### 3.1 Comparación de los pasadores de la uña delantera

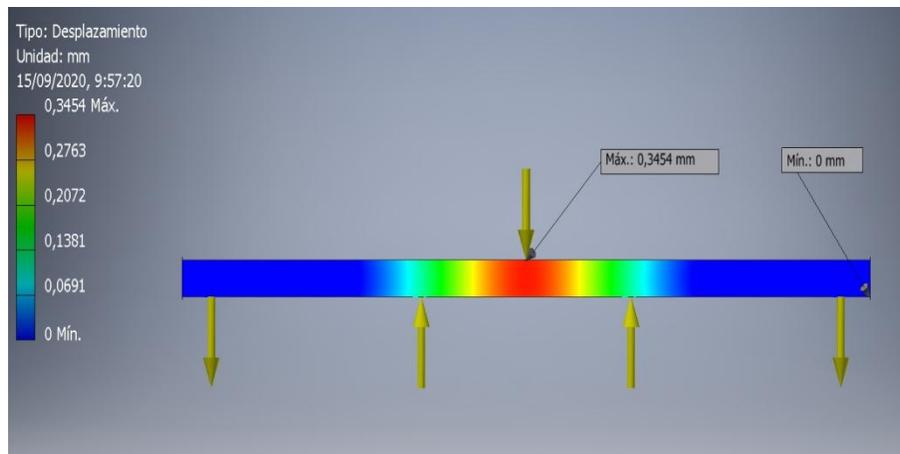
El programa Autodesk Inventor permite disponer de ciertas consideraciones respecto a los elementos trabajados, algunas de estas son iguales a las tomadas en los cálculos, pero otras son diferentes debido a que hay cosas que el programa no permite hacer como son las fuerzas ejercidas sobre los pasadores por lo que en el programa fue necesario hacer una incisión a cada barra para que se pudiera proyectar la fuerza sobre la cara creada por dicho agujero. Esto da al traste con que los valores sean diferentes a los calculados en las comprobaciones.

**Tabla 3.1: Comparación de cálculos y resultados de Autodesk Inventor.**

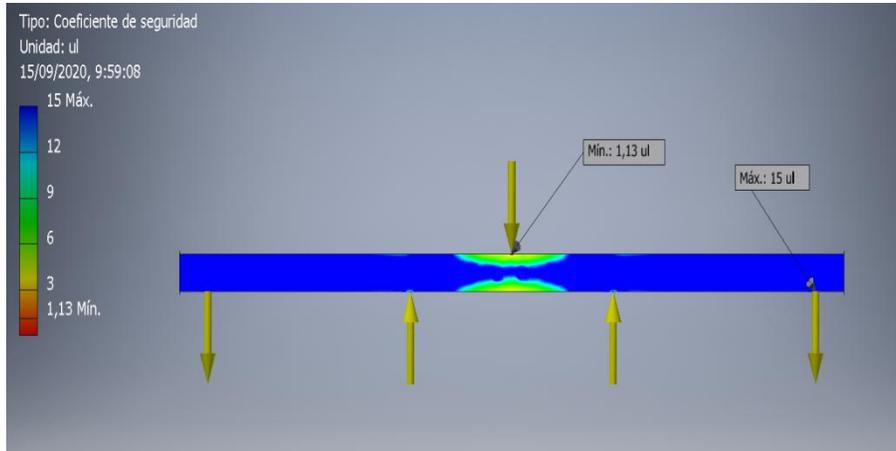
Parámetro	Valor Calculado	Valor A. Inventor	U. Medida
Tensión Permisible	80	90	Mpa
Desplazamiento vertical	0.3	0.3454	mm
Factor de seguridad	4.4	3	A/D



**Figura 3.1** Tensión Von Mises Autodesk Inventor. Fuente:  
 Elaboración Propia.



**Figura 3.2** Desplazamiento vertical Autodesk Inventor Fuente:  
 Elaboración Propia.



**Figura 3.3** Tabla de módulo de la sección y momento de inercia.

Fuente: Elaboración Propia

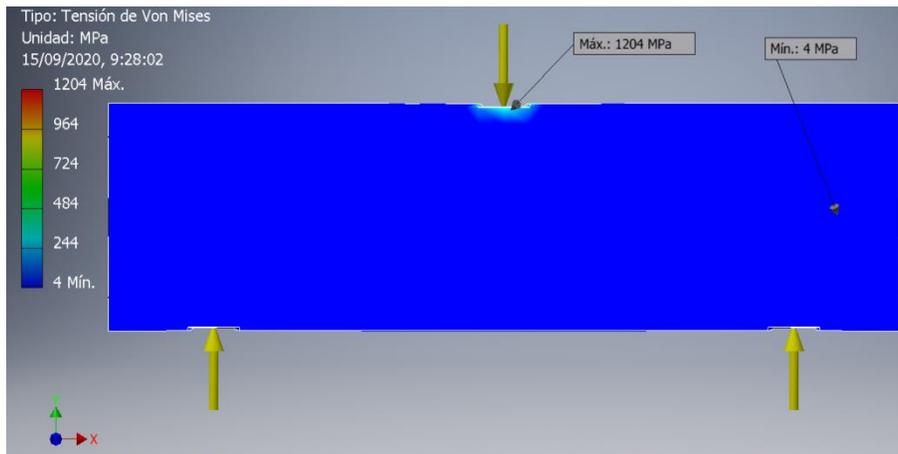
Estos valores demuestran que los cálculos realizados y los dados por el programa no están tan alejados a pesar de las determinadas condiciones y métodos de análisis utilizados por el Autodesk Inventor, los cuales son diferentes al cálculo manual ya que toma otra serie de consideraciones para hacer las simulaciones más exactas.

### 3.2 Comparación de los pasadores del cilindro de elevación de la plataforma

Como en el caso anterior se compararán los resultados del cálculo con los de la simulación en el programa Autodesk Inventor

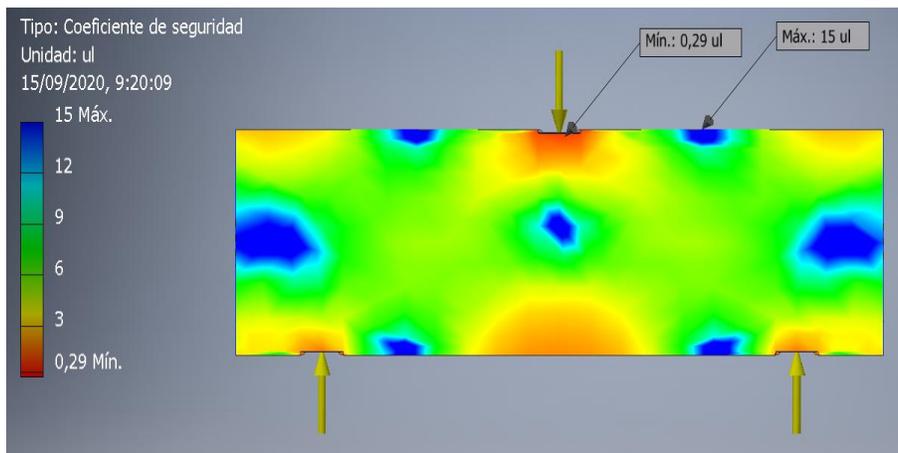
**Tabla 3.2: Resumen y comparación de Resultados de Autodesk Inventor.**

Parámetro	Valor Calculado	Valor A. Inventor	U. Medida
Tensión Permisible	244	300	Mpa
Desplazamiento vertical	0.002	0.08359	mm
Factor de seguridad	1.5	1.3	A/D



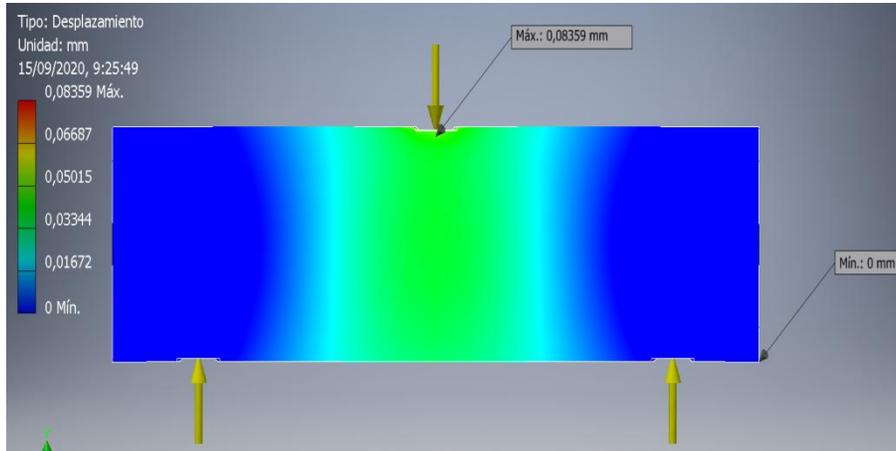
**Figura 3.4** Tensión Von Mises Autodesk Inventor. Fuente: Elaboración Propia.

Fuente: Elaboración Propia.



**Figura 3.5** Factor de seguridad Autodesk Inventor

Fuente: Elaboración Propia.



**Figura 3.6** Desplazamiento vertical Autodesk Inventor

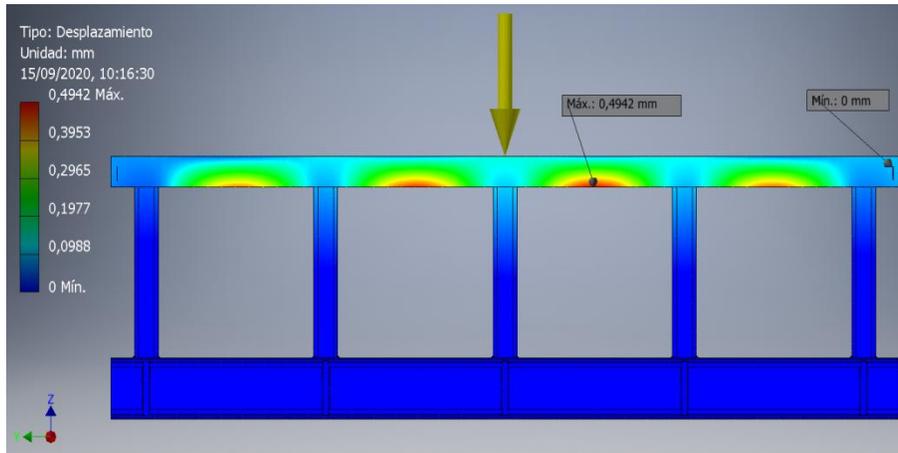
Fuente: Elaboración Propia.

Como se observa los resultados dados en la tabla no son los señalados como mínimos en las imágenes puesto que en los puntos donde se encuentran las incisiones para poder aplicar las fuerzas hay una concentración de tensiones que produce esos valores señalados en cada figura por lo que los resultados dados en las tablas son escogidos a partir de la gama de colores más próxima a donde se encuentran dichos agujeros.

### 3.3 Comparación de la estructura trasera

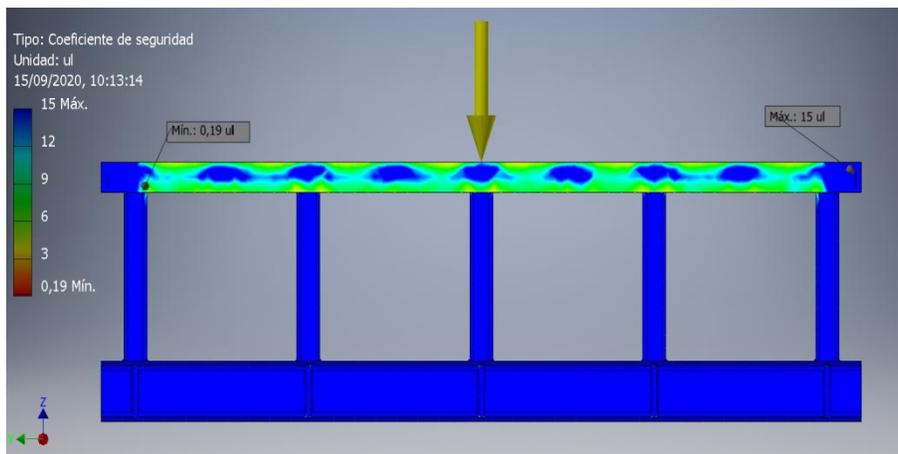
Las figura 3.7 muestra el desplazamiento de cada elemento de la estructura donde se evidencia que los cálculos de comprobación de estabilidad para elementos comprimidos cuyo factor de seguridad calculado dio un valor de 15.9 lo que se justifica con la gama de colores existente en la figura donde se aprecia que los perfiles a compresión prácticamente no sufren desplazamiento alguno que favorezca a la desestabilización de la estructura. También se aprecia que al disponer de varios perfiles intermedios se favorece a disminuir los momentos flectores producidos por la carga como quedó explicado en el capítulo pasado. Además es visible en la figura 3.8 que el factor de seguridad es favorable en toda la estructura aunque esta tenga señalado un factor de seguridad bajo a partir de alguna consideración tomada por el Autodesk Inventor en algún punto

en específico debido a que este hace las comprobaciones tomando los cuerpos como mallas que poseen nodos donde en cada nodo hay un determinado valor.



**Figura 3.7** Desplazamiento vertical Autodesk Inventor

Fuente: Elaboración Propia.



**Figura 3.8** Factor de seguridad Autodesk Inventor

Fuente: Elaboración Propia.

Como en el inventor hay determinadas situaciones que no se pueden reproducir a la hora de la simulación se aplicó una carga puntual sobre la superficie donde estaba la carga distribuida generada por el valor de la reacción calculada en el capítulo anterior, pero dado que en el inventor las cargas distribuidas no se pueden aplicar se decidió tomar una carga puntual en su lugar por lo que a la

hora de estas simulaciones los valores dieron más elevados de lo que deberían dar en realidad.

### **3.4 Determinación del costo de fabricación.**

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

#### **Composición de los gastos:**

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

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

### **3.5 Componentes del Costo de Fabricación.**

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

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

### **Gasto de Materiales:**

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

**Tabla 3.5: Gastos de materiales.**

<b>UEB Equipos</b>	<b>UM</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Importes MN</b>	<b>Precio CUC</b>	<b>Importes CUC</b>
<b>Válvula de Retención</b>	<b>UNO</b>	<b>1.0000</b>	<b>0.00</b>	<b>997.955199</b>	<b>997.96</b>
<b>Caja de Protección Eléctrica Especial para Cuba Para controlar y proteger los picos de Voltaje</b>	<b>UNO</b>	<b>5.0000</b>	<b>0.00</b>	<b>85.301976</b>	<b>426.51</b>
<b>Latiguillo R1 1/4 HLL1700 MM</b>	<b>UNO</b>	<b>2.0000</b>	<b>0.00</b>	<b>13.762449</b>	<b>27.52</b>
<b>Latiguillo R1 1/4 HLL 2700 MM</b>	<b>UNO</b>	<b>1.0000</b>	<b>0.00</b>	<b>19.308682</b>	<b>19.31</b>
<b>Cilindro Hidráulico Plataforma</b>	<b>UNO</b>	<b>2.0000</b>	<b>0.00</b>	<b>152.733395</b>	<b>305.47</b>
<b>Cilindro Hidráulico de la Uña o Labio</b>	<b>UNO</b>	<b>1.0000</b>	<b>0.00</b>	<b>110.500666</b>	<b>110.50</b>
<b>kit Central Hidráulica de muelle Hidra Roquet</b>	<b>UNO</b>	<b>3.0000</b>	<b>0.00</b>	<b>624.054315</b>	<b>1,872.16</b>
<b>Tope 222</b>	<b>UNO</b>	<b>1.0000</b>	<b>0.00</b>	<b>372.010123</b>	<b>372.01</b>
<b>Estructura Rampa Niveladora</b>	<b>UNO</b>	<b>5.0000</b>	<b>21,130.34</b>	<b>1,897.870000</b>	<b>9,489.35</b>

Barra hex.24mm F-1140 L/F	KG	3.6000	2.72	1.597870	5.75
Barra Ø28 mm, calidad F1140, L/F	KG	4.6000	6.20	0.363543	1.67
Collarín de pistón 40x30x6.50	U	2.0000	1.33	0.999094	2.00
Hidráulico 68	L	25.0000	5.90	1.853516	46.34
Collarín de pistón 40x30x6.50	U	1.0000	0.66	0.999094	1.00
Solv. Nafta B	L	10.0000	4.80	0.000000	0.00
Racor tuerca loca 3/8" BSP asiento 60°, acodado 90°, para tubo 3/8"	UNO	2.0000	4.15	0.307178	0.61
Casquillo para prensar tubo 3/8", 2SN	UNO	2.0000	0.28	0.569401	1.14
Anticorrosivo	UNO	3.0000	28.54	1.909800	5.73
Arandela plana 16x1,6x8 ISO 7089-8-140 HV	U	40.0000	1.13	0.001668	0.07
Electrodo 7018	KG	5.0000	3.10	3.280000	16.40
ESMALTE VERDE 4 LTS	L	4.0000	4.26	5.803468	23.21
		Subtotal	\$21193.41		\$13724.71
		Total	\$21193.41		\$13724.71

Importes MN = Cantidad \* Precio MN

Importes CUC = Cantidad \* Precio CUC

**Gastos de Salarios:**

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

**Tabla 3.6: Gastos de salarios.**

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

<b>Especialista Mecánico (Soldador)</b>	<b>10.84</b>	<b>280</b>	<b>3035.2</b>	<b>25.45</b>	<b>14</b>		<b>3074.7</b>
<b>Gastos totales en salarios</b>						<b>-</b>	<b>\$9790.2</b>

Total de salarios = Salarios X Tiempo de Trabajo

Vacaciones = Salarios X 9.09 %

Seg Social = Salario X 5 %

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

### Gastos de Energía Eléctrica.

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

**Tabla 3.7: Gastos de Energía Eléctrica.**

<b>ENERGIA ELECTRICA</b>						
<b>Máquinas</b>	<b>Potencia (kW)</b>	<b>Tiempo Utilizado (horas)</b>	<b>Tarifa \$/kWh</b>	<b>Consumo de Energía (kW/hr)</b>	<b>Gastos de energía</b>	
					<b>CUC</b>	<b>MN</b>
<b>Sierra Circular</b>	<b>1.9</b>	<b>1.36</b>	<b>0.1630</b>	<b>2.58</b>		<b>10.51</b>
<b>Torno Univ.</b>	<b>6.7</b>	<b>3.40</b>	<b>0.1630</b>	<b>22.78</b>		<b>92.82</b>

<b>Cromado</b>	<b>7.2</b>	<b>1</b>	<b>0.1630</b>	<b>7.2</b>		<b>29.34</b>
<b>Rectificadora</b>	<b>7.6</b>	<b>0.5</b>	<b>0.1630</b>	<b>3.8</b>		<b>15.49</b>
<b>Equipo de soldar</b>	<b>12.8</b>	<b>0.85</b>	<b>0.1630</b>	<b>10.88</b>		<b>44.34</b>
<b>Gastos totales en energía eléctrica</b>						<b>\$192.5</b>

*Importes = Potencia \* Precio MN \* Hora.*

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

Gastos Directos = \$21193.41 + \$9790.2 + \$192.5

Gastos Directos = \$31176.11

Gastos indirectos = 30% de Gastos Directos

Gastos indirectos = \$9352.83

Por tanto, el costo final de la producción de la Rampa Niveladora hidráulica es de \$40528.94



## **CONCLUSIONES**

## CONCLUSIONES

1. De la bibliografía consultada se pudo comprobar que el empleo de rampas niveladoras en andenes para facilitar el traslado de cargas de almacenes a vehículos es muy empleado.
2. Del cálculo de fuerzas en la estructura para diferentes posiciones de carga se pudo determinar que la más crítica es cuando el montacargas se encuentra al final de la rampa.
3. El punto más crítico de la estructura lo constituye la unión soldada entre la plataforma y oreja de anclaje del cilindro de elevación  $n = 0.5$
4. Los elementos seleccionados para el mecanismo de elevación cumplen satisfactoriamente las condiciones críticas de operación.
5. - Del análisis económico de los costos de fabricación se pudo determinar que la rampa niveladora para su construcción requiere una inversión final de \$40528.94MN.

## **RECOMENDACIONES**

1. Aumentar el cateto del cordón de soldadura para que el factor de seguridad sea mayor la zona de unión placa con oreja de anclaje cilindro.
2. Fomentar la realización de proyectos similares al presente, aplicado a otras máquinas con el propósito de disminuir las importaciones y crear nuevos renglones de exportación.

**soldadura Dichos resultados de los factores de seguridad indican que la soldadura falla por lo que es necesario d**

## RECOMENDACIONES

[Inserte aquí las recomendaciones]

**BORRAR ESTA PARTE AL FINALIZAR**

Enumeran un conjunto de acciones que se sugieren a partir de lo concluido por lo que cada una de las recomendaciones debe estar relacionada, al menos, con una de las conclusiones

**BORRAR ESTA PARTE AL FINALIZAR**

## **REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

## BIBLIOGRAFÍA

- Aguila, J. G. (2010). *Calculo de Elementos de Maquina*. Cienfuegos: Universidad de Cienfuegos.
- Ecured. (2020). Obtenido de [https://www.ecured.cu/Cilindro\\_hidr%C3%A1ulico](https://www.ecured.cu/Cilindro_hidr%C3%A1ulico)
- Ecured. (2020). Obtenido de [https://www.ecured.cu/Cilindro\\_hidr%C3%A1ulico](https://www.ecured.cu/Cilindro_hidr%C3%A1ulico)
- Goytisol Espinosa, R., Gómez Rodríguez, V., Hernández Pérez, O., Rojas Alamo, Y., Cabello Ulloa, M. J., Alemán González, G., . . . Alfonso Rodríguez, R. (s.f.). *Metodo General para la estimacion de la tension critica a la estabilidad en los miembros intermedios y cortos de materiales Dúctiles*. Cienfuegos: UCF. "Carlos Rafael Rodríguez".
- Guerrero, G. (s.f.). *Academia.edu*. Obtenido de [https://www.academia.edu/25709282/Clasificaci%C3%B3n\\_de\\_bombas\\_hidraulicas](https://www.academia.edu/25709282/Clasificaci%C3%B3n_de_bombas_hidraulicas)
- Inkema. (2020). Obtenido de <http://www.inkema.com/es/productos/h1/Labio%20abatible/>
- Inkema. (2020). Obtenido de <http://www.inkema.com/es/productos/h2/Labio%20telesc%C3%B3pico/>
- Inkema. (2020). Obtenido de <http://www.inkema.com/es/productos/h7/Hierro/>
- Inkema. (2020). Obtenido de <http://www.inkema.com/es/productos/h6/Aluminio/>
- Inkema. (2020). Obtenido de <http://www.inkema.com/es/>
- Manni Sipre S.p.A. (2013). Catálogo técnico tubos estructurales. Italia.
- Mecalux logismarket. (2020). Obtenido de <http://www.logismarket.com.ar/>
- Mecalux logismarket. (2020). Obtenido de <http://www.logismarket.es/tap-iberica/pasarela-de-transbordo/942116649-1125012-p.html>
- Mecalux logismarket. (2020). Obtenido de <http://www.logismarket.com.mx/wapco/pasarela-de-fibra-de-vidrio/2675748476-1179566561-p.html>
- Mir, Angel. (2020). *Puertas Angel Mir*. Obtenido de <http://www.angelmir.com/es>
- Mir, Angel. (s.f.). <http://www.angelmir.com/es>.
- Miroliubov, I. (1990). *Problemas de Resistencia de Materiales*. Moscú: Mir.
- Mormeneo. *Gestión comercial*. (2011). Obtenido de [http://www.mormeneo.com/industrial/puntos\\_de\\_carga/rm\\_12\\_\\_rampa\\_movil\\_p hp](http://www.mormeneo.com/industrial/puntos_de_carga/rm_12__rampa_movil_p hp)
- Pisarenko, G. S. (1979). *Manual de resistencia de materiales*. Rumania: Mir Moscú.
- Poveda, Á. (2003). *Academia.edu*. Obtenido de [https://www.academia.edu/3763127/Cilindros\\_Hidr%C3%A1ulicos](https://www.academia.edu/3763127/Cilindros_Hidr%C3%A1ulicos)

*Puertas Angel Mir.* (2020). Obtenido de [http://www.angelmir.com/pdfs/cataleg\\_general\\_carrega250.pdf](http://www.angelmir.com/pdfs/cataleg_general_carrega250.pdf)

*Puertas Angel Mir.* (2020). Obtenido de [http://www.angelmir.com/pdfs/cataleg\\_general\\_carrega250.pdf](http://www.angelmir.com/pdfs/cataleg_general_carrega250.pdf)

*Puertas Angel Mir.* (2020). Obtenido de [http://www.angelmir.com/rampas-de-fibra-de-vidrio\\_2\\_44\\_78\\_2.html](http://www.angelmir.com/rampas-de-fibra-de-vidrio_2_44_78_2.html)

*Sanher. Cortinas de acero y equipos de andén de carga.* (2019). Obtenido de <http://www.cortinassanher.com/bluegiant.php>

*Sanher. Cortinas de acero y equipos de andén de carga.* (2019). Obtenido de <http://www.cortinassanher.com/bluegiant.php>

V.I.Feodosiev. (1980). *Resistencia de Materiales*. Moscu: Editorial Mir.

Viloria, J. R. (2006). *Prontuario de Mecanica Industrial Aplicada*. España: Thomson.

**ANEXOS.**

# ANEXO 1: Planos generales

ELEMENTO	CTDAD	PIEZA	Código
1	1	Estructura base.	RH-01-00-00-00
2	1	Tapa-uña	RH-02-00-00-00
3	2	Izaje	RH-00-00-03-00
4	1	Cilindro elevación de la mesa	S-11-63-50-330-A/A-C0-00-00
5	1	Cilindro elevación de la uña	S-11-40-30-110-A/A-C0-00-00
6	2	DIN 933 - M16 x 60	Perno de cabeza-hex
7	2	ISO 4034 - M16	Tuerca hexagonal - Productos de clase C

Mod.	Cont.	Num. Notific.	Firma	Fecha
Dibujante		0 5 Revise		
Proyecto		0 5 Revise		
Revisa				
Cont. Tec.				
Cont. Adm.				
Aprobado				

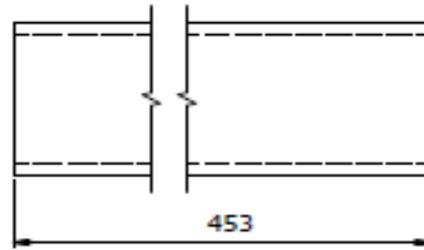
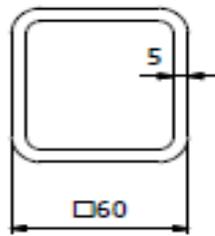
OLEOHIDRÁULICA CIEINFUEGOS			
Etapas de elaboración			
Masa	Escala	Hoja No.	Cat. in. Hoja
RH-00-00-00-00			

ELEMENTO	CTDAD	PIEZA	Código
1	1	Viga de fondo Viga canal DIN1026 - U 140 - 2000	RH-01-02-00-01
2	5	Separador trasero Perfil hueco cuadrado DIN 59 410 - 60x60x5-453	RH-01-02-00-02
3	1	Base orejas angular ISO 657-1 - L70x70x7-2000	RH-01-02-00-03
4	10	orejas	RH-01-02-00-04
5	5	Refuerzo	RH-01-02-00-05

Mod.	Cont.	Num. Notific.	Firma	Fecha
Dibujante		Daniel Morales		
Proyecto		Daniel Morales		
Revisa				
Cont. Tec.				
Cont. Adm.				
Aprobado				

OLEOHIDRÁULICA CIEINFUEGOS			
DPTO. DE TECNOLOGÍA			
Etapas de elaboración			
Masa	Escala	Hoja No.	Cat. in. Hoja
71.5kg			
RH-01-04-00-00PE			

3.2 / (✓)

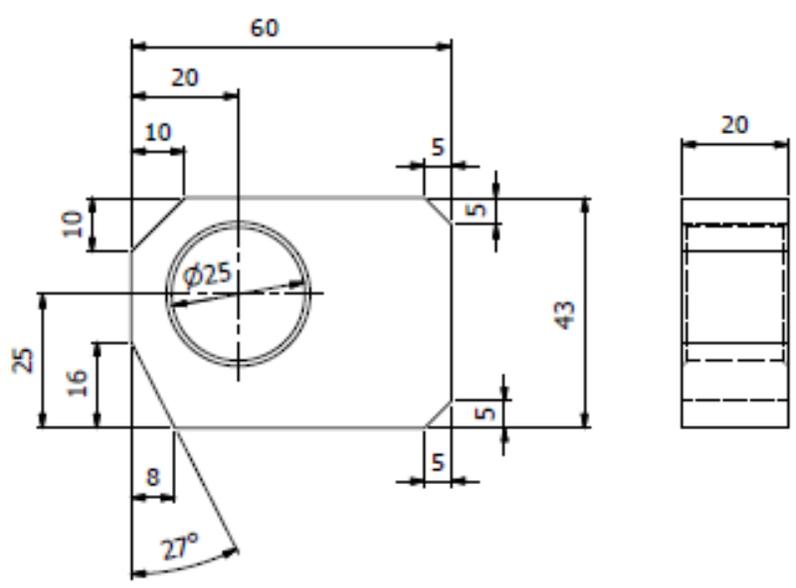


Cant: 5

No. Inventario O.T.	Firma y Fecha	Sustituye a	No. Inventario D.	Firma y Fecha	<p><b>Separador fondo</b></p>	OLEOHIDRAULICA CIENFUEGOS			
						DPTO. DE TECNOLOGÍA			
Mod. Cant. Num. Notif. Firma Fecha Dibujante Darlen Morales Proyecto Darlen Morales Reviso Cont. tec. Cont. Nor. Aprobado						Etapas de elaboración			
						Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas
						3.69 kg			
						RH-01-02-00-02			
						Perfil hueco 60x60x5			
						DIN 59 410			



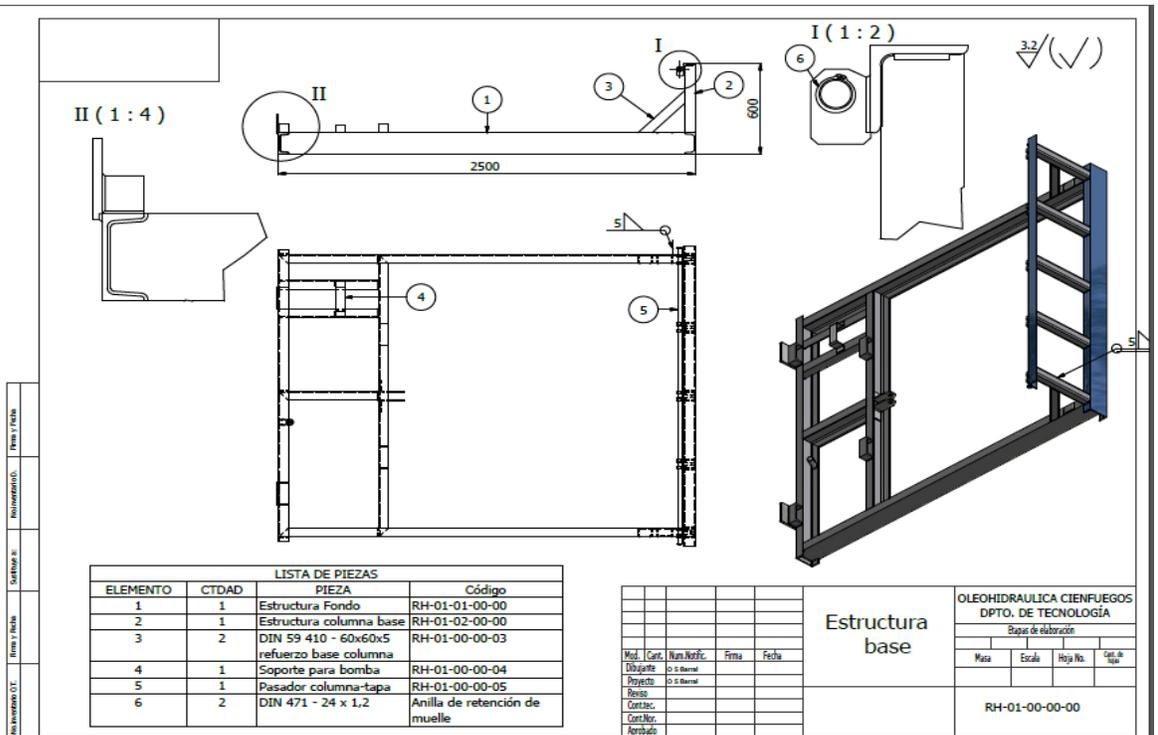
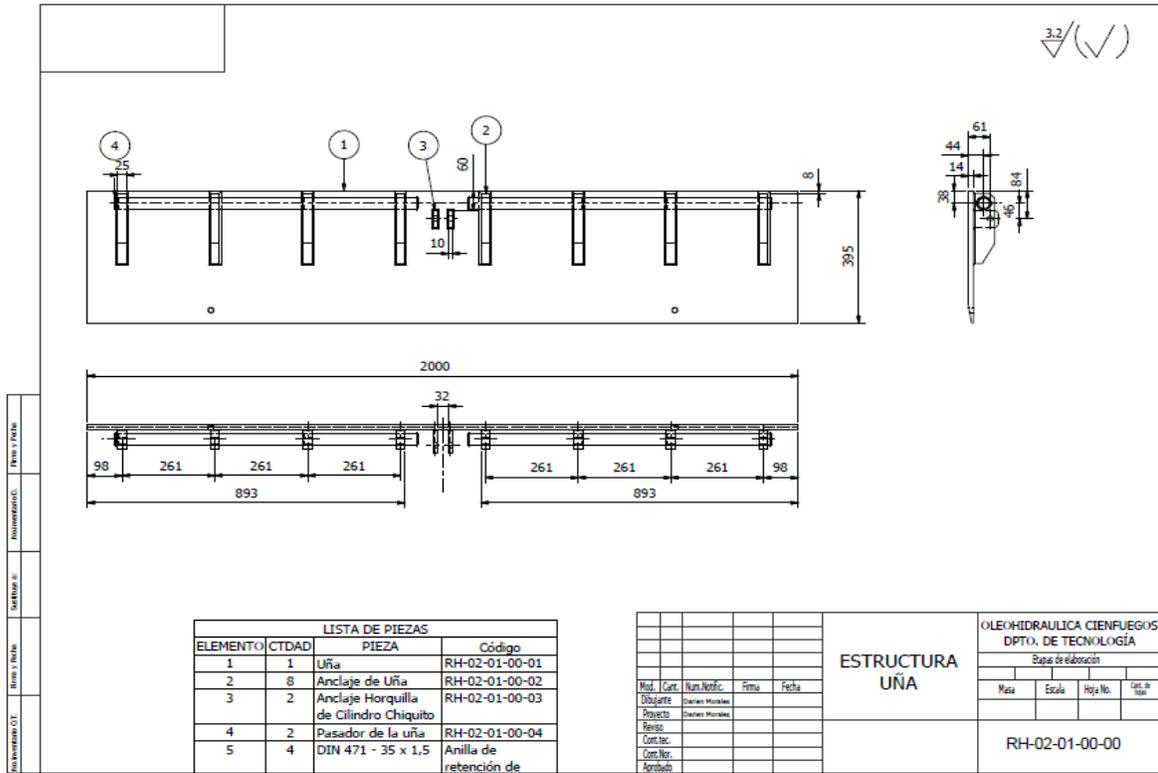
3.2 / (✓)

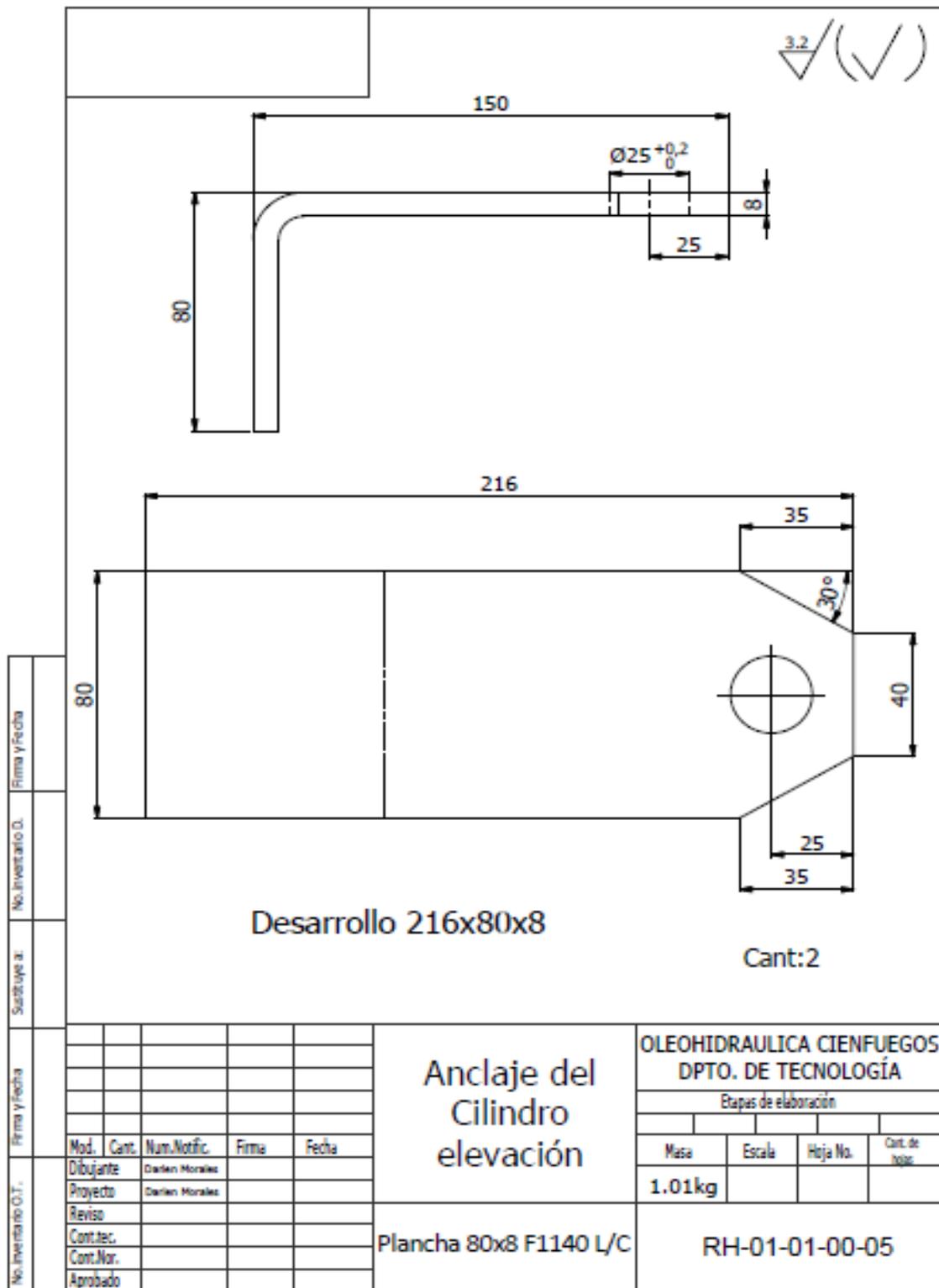


Cant:10

No. Inventario O.T.	Firma y Fecha		Sustituye a:		No. Inventario O.D.		Firma y Fecha	
Mod. Cant. Num. Notif. Firma Fecha Dibujante Darlen Morales Proyecto Darlen Morales Reviso Cont. tec. Cont. Nor. Aprobado	Oreja				OLEOHIDRAULICA CIENFUEGOS			
					Plano de Pieza			
	Pletina 45x20 F1140							







Firma y Fecha		No. Inventario D.		Sustituye a:		<b>Anclaje del Cilindro elevación</b>	<b>OLEOHIDRAULICA CIENFUEGOS DPTO. DE TECNOLOGÍA</b>				
Firma y Fecha		Firma y Fecha		Firma y Fecha			Etapas de elaboración				
No. Inventario O.T.	Mod.	Cant.	Num. Notif.	Firma	Fecha	<b>Plancha 80x8 F1140 L/C</b>	Masa	Escala	Hoja No.	Cant. de hojas	
	Dibujante		Darlen Morales				<b>1.01kg</b>				
	Proyecto		Darlen Morales								
	Reviso										
	Cont. tec.										
	Cont. Nor.						<b>RH-01-01-00-05</b>				
	Aprobado										

