

Diseño de un extractor hidráulico manual tipo “c” para el desmonte de pines de oruga en la  
empresa All Machines SAS.

Julián Andrés Ovallos Rodríguez, David Enrique Palomino Guerra

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Ing. Fabian Horacio Díaz Palencia. PhDe

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingeniería Físico-Mecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2023

### **Dedicatoria**

Este proyecto va dedicado primeramente a mis papas quien que su esfuerzo y dedicación lograron darme herramientas y una buena educación, a mi novia quien ha sido un gran apoyo, una guía para alcanzar mis metas propuestas, a mi abuela quien es un gran motor en mi vida, a mi hermana y mis mascotas quienes con su amor y compañía incondicional me daban un impulso y a todos los familiares y amigos que aportaron su granito de arena para que todo esto fuera posible.

Julián Ovallos.

Este proyecto lo dedico a mis padres quienes por medio de su trabajo, esfuerzo, constancia y dedicación me han apoyado con toda mi formación tanto académica como personal. A mis hermanos quienes junto a mis padres han acompañado mi proceso, siendo un apoyo de carácter incondicional. A mi novia quien ha estado junto a mí en todo el proceso de formación de educación superior, ha vivido conmigo toda esta experiencia llena de emociones, y conoce de primera mano los retos que he surcado. A todos ellos por siempre estar junto a mí en todo momento y sin pedir nada a cambio, gracias.

David Palomino.

### **Agradecimientos**

Agradezco a mis padres, hermana y abuela quienes siempre me brindaron su apoyo, dedicación y confianza para sacar adelante todo mi proceso educativo, a mi novia por brindarme la motivación y disposición necesaria para no desistir en el camino y también para aquellas personas que aportaron en este proceso un grano de arena, siempre estaré agradecido.

Un gran agradecimiento para la Universidad Industrial de Santander y a sus profesores quienes hicieron una gran labor al enseñar con devoción y paciencia, en especial al Ing. Fabián Horacio Díaz Palencia, director de esta tesis por brindarnos su tiempo y sabiduría para poder llevar a cabo este proyecto para la empresa ALL MACHINES SAS quién también nos brindó la oportunidad de adentrarnos en sus instalaciones para poder desarrollar este proyecto.

**Tabla de contenido**

	<b>Pág.</b>
1. Planteamiento del problema.....	13
2. Objetivos.....	15
2.1. Objetivo general .....	15
2.2. Objetivos específicos.....	15
3. Marco teórico .....	16
3.1. Antecedentes .....	16
3.2. Referentes teóricos .....	17
3.2.1. Tren de rodaje .....	17
3.2.2. Tipos de cadenas .....	18
3.2.3. Extractores de pines tipo “C” .....	19
3.2.4. Ley de Pascal .....	20
3.2.5. Teoría de la energía de distorsión máxima .....	21
3.2.6. Elementos sometidos a compresión (Columnas largas con carga central) ...	22
3.2.7. Vigas curvas en flexión.....	23
4. Diseño metodológico .....	25
4.1. Método de investigación .....	25
4.1.1. Variables .....	25

4.1.2. Población y Muestreo .....	26
4.1.3. Técnicas e instrumentos de recolección de datos .....	26
5. Bosquejo de alternativa.....	28
6. Diseño del extractor. ....	29
6.1. Parámetros de diseño.....	29
6.2. Secuencia de operación .....	29
6.3. Selección de componentes del sistema de potencia hidráulica .....	30
6.4. Diseño del extractor. ....	33
6.5. Diseño de la estructura en C.....	34
6.6. Diseño de las bridas.....	42
6.7. Diseño de los pasadores .....	43
6.8. Diseño de los botapines.....	47
6.9. Diseño de cilindro hidráulico .....	51
6.10. Diseño de la mesa transportadora .....	53
7. Resultados .....	56
7.1. Estudio del bastidor.....	56
7.2. Estudio de cilindro hidráulico y brida.....	57
7.3. Estudio del extractor hidráulico .....	58
7.4. Montaje final .....	59
8. Paso a paso de operación .....	61

DISEÑO DE UN EXTRACTOR HIDRÁULICO MANUAL TIPO “C”	6
9. Análisis de viabilidad económica .....	62
10. Conclusiones .....	64
Referencias bibliográficas.....	65
Apéndices.....	67

**Lista de Tablas**

Tabla 1.Tabla centroides .....	24
Tabla 2.Parámetros de diseño .....	29
Tabla 3.Bom-bas hidráulicas .....	30
Tabla 4 tabla QFD bombas hidráulicas.....	31
Tabla 5. Pines a extraer Pines .....	32
Tabla 6. Materiales para el diseño .....	33
Tabla 7.Presupuesto .....	62
Tabla 8. Análisis de mercado.....	63

**Lista de Figuras**

Figura 1. Tren de rodaje.....	18
Figura 2.Cadena Lubricada.....	19
Figura 3.Partes principales prensa. ....	20
Figura 4.Elevación de carga por Ley de Pascal. ....	21
Figura 5.Von Mises en estados tensionales biaxial .....	22
Figura 6.Columnas largas distintas condiciones en el extremo. ....	23
Figura 7.Viga curva .....	24
Figura 8.Diagrama de flujo de la metodología. ....	27
Figura 9.Bosquejo .....	28
Figura 10.Dimensionamiento estructura con respecto a la cadena .....	34
Figura 11.Sección Transversal.....	35
Figura 12.Momento de Inercia.....	36
Figura 13.DCL de la estructura.....	37
Figura 14.DCL corte de la estructura.....	38
Figura 15.Esfuerzos presentes en prensa C.....	39
Figura 16.Medidas de la brida .....	42
Figura 17.Fuerza sobre los sujetadores. ....	43
Figura 18.Medidas para el sujetador. ....	45
Figura 19.DCL botapines.....	48
Figura 20.Cilindro.....	51
Figura 21.Dimensionamiento barras de la mesa. ....	53

Figura 22.Longitud horizontal inicial. ....	54
Figura 23.DCL mesa.....	55
Figura 24.Simulación estática bastidor en C.....	56
Figura 25.Simulación estática cilindro hidráulico. ....	58
Figura 26.Simulación estática extractor.....	58
Figura 27. Montaje final. ....	60
Figura 28.Manual de operación .....	61

**Lista de Apéndices**

**Apéndice A.** Cotizaciones ..... 67

## Resumen

**Título:** Diseño de un extractor hidráulico manual tipo “C” para el desmonte de pines de oruga en la empresa All Machines SAS.<sup>1</sup>

**Autor:** Julián Andrés Ovallos Rodríguez, David Enrique Palomino Guerra<sup>2</sup>

**Palabras Clave:** Prensa, Hidráulica, Portable, Pasadores, Tren de rodaje.

**Descripción:** Dentro de los mantenimientos realizados a la maquinaria amarilla, el mantenimiento a las orugas representa una fracción importante del costo total de mantenimiento y reparación. En la empresa All Machines se realiza de manera manual el proceso de desensamble de las cadenas de orugas, tornándose en una actividad laboriosa y peligrosa. A partir de esto surge la necesidad de diseñar una herramienta hidráulica que sea segura y portable con la cual se pueda agilizar este proceso. Con base a los requerimientos entregados por la empresa de una fuerza de operación máxima de 50 [Tn] , y que sea una herramienta que pueda ser transportada a campo, se definieron los parámetros de operación como presión de trabajo de 10000 [PSI], 5 pasadores maestros de maquinaria Caterpillar desde los 33 [mm] de diámetro hasta los 50 [mm] de diámetro, así como longitudes desde 150 [mm] hasta 290 [mm]. A partir de estos parámetros se realizaron los cálculos de diseño, los cuales fueron corroborados por medio de simulación, obteniendo como resultado una prensa hidráulica en C , hecha en fundición dúctil, acoplada a un cilindro hidráulico de simple efecto de 150 [mm] de carrera y 79[mm] de diámetro de vástago, para 50 [Tn] de fuerza, alimentado por una bomba hidráulica Power Team P157 de 10000[PSI], y una mesa sobre ruedas, con sistema de elevación por tijera. Se realizó un manual del paso a paso para la operación de la herramienta de forma segura, y finalmente se realizó una cotización del costo de fabricación arrojando como resultado final \$11'603.597 a partir del cual se determinó por medio de una comparación con los precios de otras prensas presentes en el mercado que la herramienta diseñada es competitiva tanto en precios como por sus cualidades técnicas.

---

<sup>1</sup> Trabajo de Grado

<sup>2</sup> Facultad de Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Fabián Horacio Díaz Palencia. Ph.Dc.

### Abstract

**Title:** Design of a manual hydraulic extractor, type "C," for the removal of track pins at All Machines SAS company.

**Author(s):** Julián Andrés Ovallos Rodríguez, David Enrique Palomino Guerra <sup>3</sup>

**Key Words:** Press, Hydraulic, Portable, Pins, Undercarriage.

**Description:** Within the maintenance carried out on the yellow machinery, track maintenance represents a significant fraction of the total maintenance and repair cost. At All Machines company, the disassembly process of track chains is currently performed manually, making it a labor-intensive and hazardous activity. From this, the need arises to design a hydraulic tool that is safe and portable, allowing for the streamlining of this process. Based on the company's requirements of a maximum operating force of 50 [Tn] and the need for a tool that can be transported to the field, the operating parameters were defined as a working pressure of 10,000 [PSI], 5 master pins for Caterpillar machinery ranging from 33 [mm] to 50 [mm] in diameter, as well as lengths from 150 [mm] to 290 [mm]. Using these parameters, design calculations were performed, which were confirmed through simulation. The result was a C-frame hydraulic press made of ductile cast iron, coupled with a single-acting hydraulic cylinder with a 150 [mm] stroke and a 79 [mm] diameter rod, capable of exerting 50 [Tn] of force. This press is powered by a Power Team P157 hydraulic pump operating at 10,000 [PSI] and is mounted on a wheeled table with a scissor lift system. A step-by-step operation manual was created to ensure the safe use of the tool, and finally, a manufacturing cost estimate was provided, resulting in a final cost of \$11,603,597. By comparing this cost with the prices of other presses in the market, it was determined that the designed tool is competitive both in terms of price and technical qualities.

---

<sup>3</sup>Faculty of Physical-Mechanics. School of Mechanical Engineering. Mechanical Engineering. Director: Ing. Fabián Horacio Díaz Palencia, PhDc.

## 1. Planteamiento del problema

El mantenimiento es una serie de acciones o procedimientos en el cuál su objetivo es prevenir o corregir fallas que afecten el buen funcionamiento de un equipo; maximizando su vida útil, productividad y confiabilidad. Gómez (1998) lo define como “el cumplimiento de todos los trabajos necesarios para establecer el equipo de producción de modo que cumpla los requisitos normales del proceso” (p.29). En el ámbito industrial a medida que se desarrollan máquinas más complejas se generó la necesidad de crear e implementar varios tipos de mantenimiento como por ejemplo el mantenimiento predictivo, preventivo, correctivo o mantenimiento centrado en fiabilidad, entre otros.

En otra instancia, la maquinaria pesada realiza tareas específicas como por ejemplo cargar grandes cantidades de escombros, elevar cargas, extraer tierra, entre otras tareas, gracias a esto, se ha convertido en una herramienta fundamental para las empresas dedicadas a este campo, por tal motivo se realiza una alta inversión para su obtención. La maquinaria pesada o de línea amarilla son equipos de alta potencia las cuales requieren de cuidados muy específicos para mantenerlas en un muy buen estado y extender su vida útil, debido a que por su campo de trabajo están expuestos a material que puede llegar a ser contraproducente y a tareas arduas que desencadenan en un mal funcionamiento, por lo tanto, estas máquinas requieren de procesos para prevenir o reparar fallas.

Son diversos los tipos de maquinaria pesada, sin embargo, el objeto de este caso de estudio se limita a los equipos que utilizan como sistema de desplazamiento las orugas, sistema que consiste en un conjunto de eslabones modulares que conforman una correa flexible moviéndose en una transmisión por cadena, permitiendo un recorrido estable en terrenos irregulares. Este sistema permite a la máquina trabajar sobre terrenos hostiles en comparación con las ruedas

convencionales que serían ineficientes y por lo tanto al ser una pieza fundamental para el desarrollo de las tareas de la máquina se debe asegurar que su funcionamiento sea siempre el óptimo.

El mantenimiento del tren de rodaje no se puede tomar a la ligera, puesto que este representa la mayor parte de los costos de reparación y mantenimiento de toda la máquina. Según Wright “el rodaje de transmisión por oruga representa un 20% del costo inicial de la máquina y un 50% de los costos del mantenimiento de por vida” 2018. Esto se debe a que este sistema se encuentra directamente en contacto con los distintos terrenos en los que opere la máquina, exponiéndose a altas cargas de choque, sumersión en lodo, y diversas situaciones que generan un desgaste inevitable en los componentes de este sistema, por lo tanto es primordial conocer los métodos correctos para realizar su mantenimiento y asegurar la prolongación de su vida útil. El tren de rodaje (orugas) está compuesto por diferentes partes entre la que sobresalen las cadenas la cual consta de unos eslabones unidos entre sí por medio de pines que son necesarios desmontar para realizar cualquier trabajo de mantenimiento sobre el tren de rodaje. Dado los costos derivados de las piezas que componen el sistema, el tiempo de inactividad del equipo y la mano de obra, se vuelve imperante realizar los procedimientos de reemplazo de la manera más eficiente posible. En ese orden de ideas el presente caso de estudio se plantea como pregunta problematizadora ¿cuál es el diseño más viable de un extractor hidráulico manual de pines en materia de costos para el desmonte de orugas para la empresa All Machines SAS?

## **2. Objetivos**

### **2.1. Objetivo general**

Diseñar un extractor hidráulico manual portátil tipo “C” para el desmonte de orugas con capacidad de 50 toneladas, viable en materia de costos en la empresa All machines SAS.

### **2.2. Objetivos específicos**

Establecer los parámetros necesarios para el correcto diseño de un extractor hidráulico manual portátil recurriendo a la literatura.

Desarrollar alternativas de la estructura mecánica y sistema hidráulico basándose en elementos que se encuentren disponibles en el mercado y se ajusten a los parámetros de funcionamiento.

Analizar la viabilidad económica y confiabilidad de las alternativas presentadas realizando un estudio del mercado de los dispositivos ya presentes.

Elaborar un manual de ensamble y operación del dispositivo.

### 3. Marco teórico

En esta sección se exponen diferentes trabajos nacionales e internacionales en los que se han abordado problemáticas relacionadas con prensas hidráulicas y máquinas saca pines, con el fin de conocer diferentes puntos de vista y alternativas, y sus resultados obtenidos. Además de esto se expondrán los diferentes conceptos y teorías que sirven como fundamento para el desarrollo del proyecto.

#### 3.1. Antecedentes

En la tesis titulada “Diseño del soporte de un extractor para desmontaje de pines de cadenas de oruga en la empresa Aguará Ingenieros” (Gómez, 2021) se desarrolla una prensa hidráulica de 25tn para el desmonte de pines de oruga en maquinaria amarilla. Para el diseño de esta prensa se empleó un soporte en forma de C, el cual cuenta con un perfil en I, y fue fabricado en acero SAE 1045, siendo este el material ideal para soportar los esfuerzos requeridos con un coste relativamente bajo.

Así mismo podemos encontrar en “Diseño de extractor hidráulico de pines para cadenas de carrilera en maquinaria pesada para la empresa Ferreyros Trujillo S.A” (Rafael, 2017) el diseño de un extractor de pines para un bulldozer CAT D8T, en el cual se puede observar el método de obtención de los parámetros por medio de los catálogos de la máquina, además de la simulación mediante Solidworks en la estructura sometida a los distintos esfuerzos generados por el cilindro. Como resultado final se obtuvo un sistema de 100tn con presión máxima de 700 bares, bomba de 7,57 l/min accionada por un motor eléctrico de 12,5 HP. Finalmente se menciona que un equipo con estas capacidades tiene un valor de inversión de S/.55576 (aproximadamente \$67'899.868 COP).

A nivel nacional, podemos observar en “Cálculo y diseño de una prensa hidráulica semiautomática tipo “H” de 100 toneladas para la empresa Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S” (Niño, Sandoval, 2016) como por medio del método de Cross (método de distribución de momentos) se puso a prueba el diseño obtenido para una prensa empleada en la fabricación de adoquines. El diseño partió de una presión de trabajo de 20 MPa, y es controlado por medio de un PLC. Como resultado se obtuvo una prensa en H de 100tn.

De igual manera en el proyecto “Diseño y construcción de una prensa hidráulica adaptando sistema hidráulico disponible” (Palacios, Murillo,1997) se logró poner en funcionamiento un sistema hidráulico que se encontraba fuera de servicio, el cual contaba con una capacidad de 40 MPa, 10 L/s y 1400 rpm. Esto se logró diseñando una prensa hidráulica que serviría para realizar el mantenimiento de distintos equipos en la empresa. Esta prensa se diseñó con una capacidad de 25tn.

## 3.2. Referentes teóricos

### 3.2.1. *Tren de rodaje*

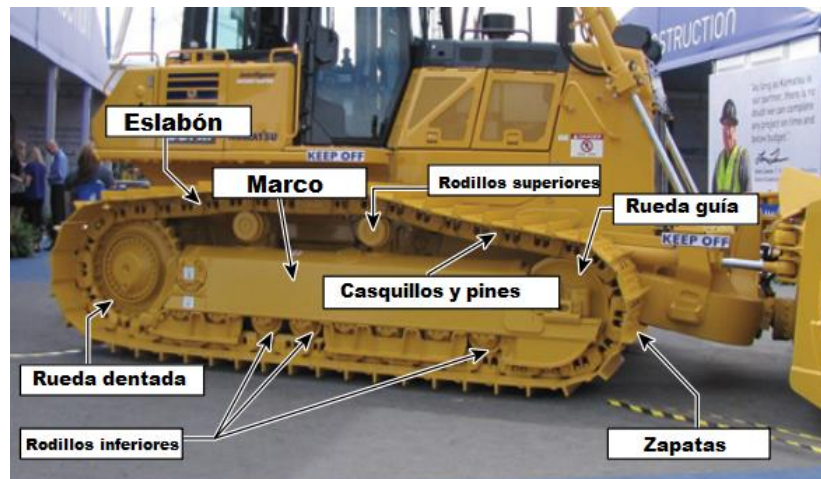
También conocidas como orugas, permiten el desplazamiento de la maquinaria en distintos tipos de terreno, lo que convierte a la maquinaria amarilla en equipos altamente versátiles. El tren de rodaje se conforma principalmente por:

- **Eslabones:** Se encarga de unir todo el conjunto de la oruga sobre el que se desplaza la máquina.
- **Bulones (pin/pasador):** Se alojan internamente en el casquillo y mantienen unidos los eslabones.
- **Bujes(casquillos):** Además de alojar a los bulones son el soporte para ejercer tracción del Sprocket (rueda dentada).

- **Zapatas:** Es la pieza sobre la cual se apoya la máquina en contacto con el suelo.
- **Rodillos superiores:** Funcionan como guía y soporte de la cadena.
- **Rodillos inferiores:** Se encargan de soportar el peso de la máquina y además sirven de guía al deslizamiento de la cadena.
- **Ruedas dentadas:** Son las encargadas de transmitir la fuerza para generar el desplazamiento sobre los bujes.
- **Ruedas guías:** Se encargan de encarrilar la entrada y salida de la cadena en los rodillos inferiores, además de soportar el peso de la cadena y controlar la tensión y la comba de esta.

**Figura 1.**

*Tren de rodaje.*



*Nota.* Adaptado de *Fundamentals of Mobile Heavy Equipment*, por Wright, G., & Duffy, O. C., 2019.

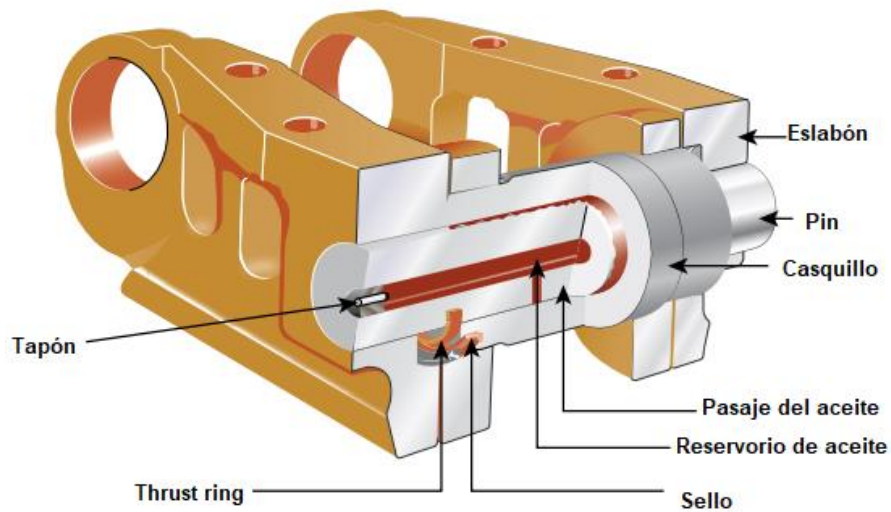
### 3.2.2. Tipos de cadenas

Existen algunas variaciones en los tipos de cadenas, las cuales dependen principalmente de la configuración entre el casquillo y el bulón (pasador), con relación a el contacto que exista entre

estos dos elementos. Entre estas configuraciones podemos encontrar las cadenas selladas, las cadenas lubricadas por grasa, y las cadenas lubricadas y selladas.

**Figura 2.**

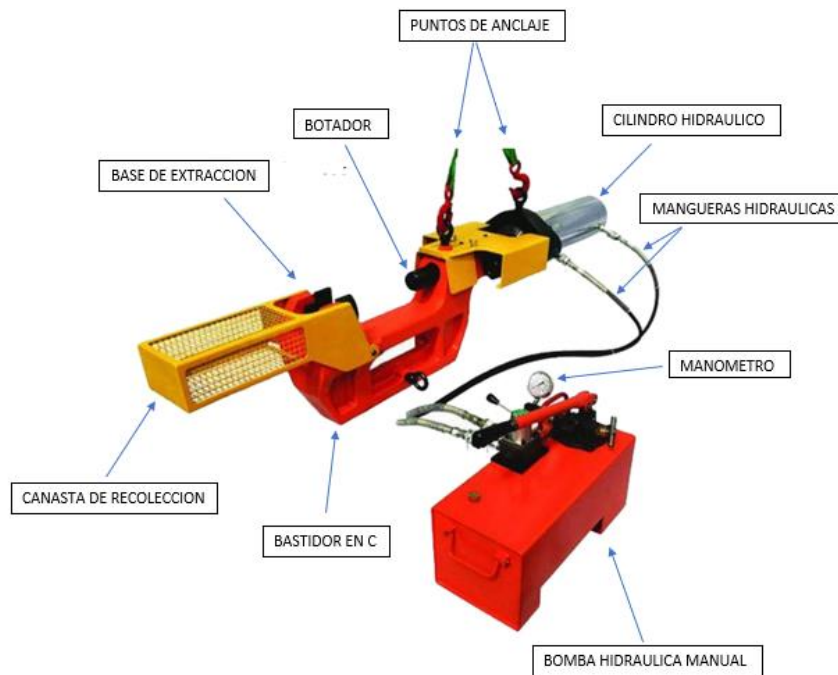
*Cadena Lubricada*



*Nota.* Adaptado de *Fundamentals of Mobile Heavy Equipment*, por Wright, G., & Duffy, O. C., 2019.

### 3.2.3. Extractores de pines tipo “C”

Son un tipo de extractor empleado en la industria que se caracteriza por su forma en C que ayuda a un mejor montaje de la herramienta al momento de realizar un mantenimiento. Usualmente constan de una bomba hidráulica manual que alimenta al cilindro, el cual retira el pin de la cadena. En algunos diseños el extractor se divide en varias partes, esto con el fin de facilitar su traslado.

**Figura 3***Partes principales prensa.*

*Nota.* Adaptado de Extractor de pin de pista eléctrica,

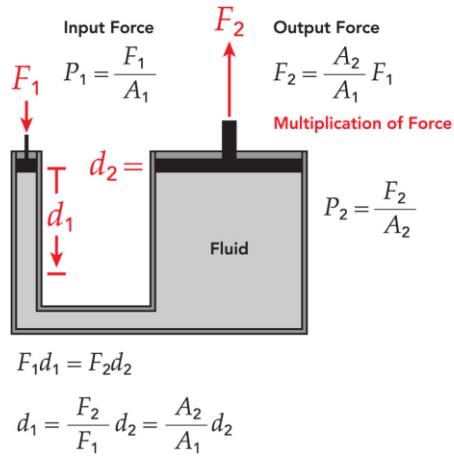
(<https://spanish.alibaba.com/product-detail/100T-150T-200T-Electrical-Track-Pin-1600206737369.html>)

### 3.2.4. Ley de Pascal

El llamado principio de Pascal dicta que al ejercer presión sobre un fluido no compresible, esta presión se transmitirá en igual intensidad en todo el fluido y el recipiente que lo contenga. A partir de esta ley se puede aprovechar la diferencia de áreas entre dos cilindros para generar un amplificador de fuerza. Este es básicamente el principio empleado en muchos inventos de nuestra vida cotidiana como lo son los montacargas, elevadores hidráulicos y las prensas hidráulicas.

**Figura 4.**

*Elevación de carga por Ley de Pascal.*



*Nota.* Tomado de *Pascal's Law*, (Clippard, s.f)

### 3.2.5. Teoría de la energía de distorsión máxima

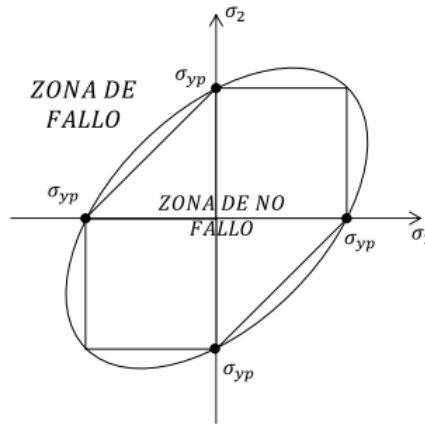
Esta teoría expone la relación entre la energía distorsión total en un volumen unitario y el valor de energía de distorsión que corresponde a la resistencia de fluencia en ese volumen. Según esta teoría, si la energía de distorsión total es mayor a la de resistencia de fluencia se generará la falla. A partir de la representación matemática tenemos:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} * [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} < \sigma_{yp}$$

Donde  $\sigma_{yp}$  es el límite de la fluencia a la tracción.

**Figura 5.**

Von Mises en estados tensionales biaxiales.



*Nota.* Tomado de Von Mises: ([https://ocw.ehu.es/pluginfile.php/50384/mod\\_resource/content](https://ocw.ehu.es/pluginfile.php/50384/mod_resource/content))

Para el diagrama de estados tensionales biaxiales el área que se encuentra dentro de la elipse serán las combinaciones de no fallo. Cualquier combinación que quede por fuera de esta elipse producirá el fallo.

### 3.2.6. Elementos sometidos a compresión (Columnas largas con carga central)

La carga crítica está dada por la fórmula de la columna de Euler, la cual se aplica únicamente a columnas de extremos redondeados

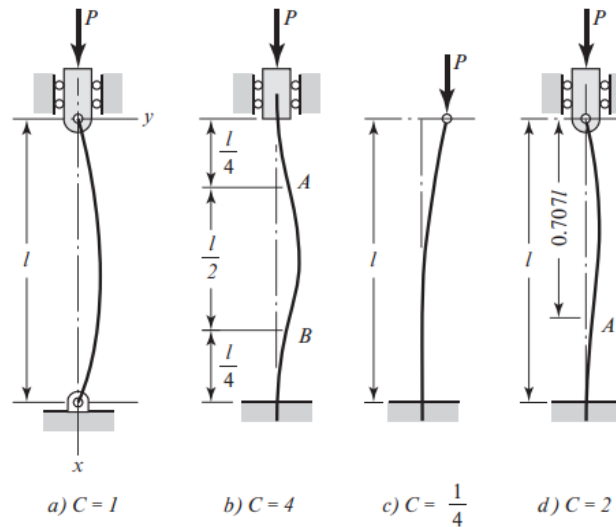
$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{l^2}$$

A partir de esta ecuación, se puede reacomodar con el fin de ser aplicada teniendo en cuenta diversas condiciones de extremo, introduciendo el factor C (constante de condiciones en extremos).

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{C * \pi^2 * E}{(l/k)^2}$$

**Figura 6.**

Columnas largas distintas condiciones en el extremo.



*Nota.* Tomado de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Richard & J., 2018)

### 3.2.7. Vigas curvas en flexión

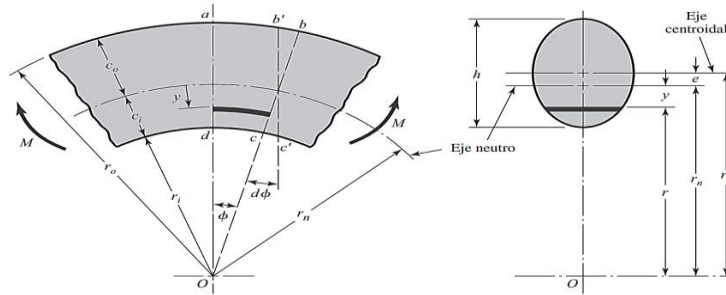
Para determinar los esfuerzos en un elemento curvo en flexión tomando como base la teoría del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (Richard & J., 2018) se deben tener en cuenta los siguientes supuestos:

- Las secciones transversales planas se mantendrán planas después de la flexión.
- La sección transversal tiene un eje de simetría a lo largo de toda la longitud de la viga.
- El módulo de elasticidad se mantendrá igual sin importar si es a tensión o compresión.

Además de lo anteriormente mencionado también se debe hallar un eje neutro debido a que este no coincide con el centroide de la viga como se puede observar en la siguiente figura:

**Figura 7.**

Viga curva.



*Nota.* Tomado de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Richard & J., 2018)

Para el análisis que se realizará se necesita la fórmula para hallar el eje neutro; estas ecuaciones dependen de la sección de la viga y se encuentran en la siguiente tabla:

**Tabla 1.**

Tabla centroides

	$r_c = r_i + \frac{h}{2}$ $r_n = \frac{h}{\ln(r_o/r_i)}$
	$r_c = r_i + \frac{h}{3} \frac{b_i + 2b_o}{b_i + b_o}$ $r_n = \frac{A}{b_o - b_i + [(b_i r_o - b_o r_i)/h] \ln(r_o/r_i)}$
	$r_c = r_i + \frac{b_i c_1^2 + 2b_o c_1 c_2 + b_o c_2^2}{2(b_o c_2 + b_i c_1)}$ $r_n = \frac{b_o c_2 + b_i c_1}{b_i \ln[(r_i + c_1)/r_i] + b_o \ln[r_o/(r_i + c_1)]}$
	$r_c = r_i + R$ $r_n = \frac{R^2}{2(r_c - \sqrt{r_c^2 - R^2})}$

*Nota.* Tomado de Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Richard & J., 2018)

Con el análisis anterior del eje neutro se puede determinar la distribución de esfuerzos con la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{My}{Ae(r_n - y)}$$

## 4. Diseño metodológico

### 4.1. Método de investigación

Este enfoque, según el libro de Metodología de la Investigación de Sampieri (2010) se basa en un proceso secuencial de un tipo de investigación cuantitativa, en donde cada etapa depende de la anterior para su desarrollo. Se tiene una idea inicialmente, la cual será desarrollada y con la cual se establecen objetivos, preguntas de investigación y se revisa la literatura. Seguidamente se plantean hipótesis y se determinan variables para crear un diseño y se toman mediciones en un contexto específico. Finalmente se arrojan conclusiones a partir del análisis de las mediciones obtenidas.

#### 4.1.1. Variables

##### 4.1.1.1. Variables Independientes

- Geometría de la cadena de orugas.
- Fuerza requerida para la extracción del pasador.

##### 4.1.1.2. Variables Dependientes

- Características del extractor.
- Costo de construcción.

#### **4.1.2. Población y Muestreo**

##### **4.1.2.1. Población**

La población para esta investigación son los trenes de rodaje de diversas marcas de maquinaria amarilla.

##### **4.1.2.2. Muestra**

La muestra para esta investigación son los trenes de rodaje de diversas marcas que llegan para ser reparados en el taller All Machines en Bucaramanga, Santander.

#### **4.1.3. Técnicas e instrumentos de recolección de datos**

##### **4.1.3.1. Técnicas de recolección de datos**

Con el fin de obtener datos para ser empleados en el desarrollo de este proyecto se llevarán a cabo entrevistas al personal técnico que se encarga de realizar los mantenimientos a la maquinaria y, además, se realizará la observación a las labores realizadas para el mantenimiento de trenes de rodaje.

##### **4.1.3.2. Instrumentos:**

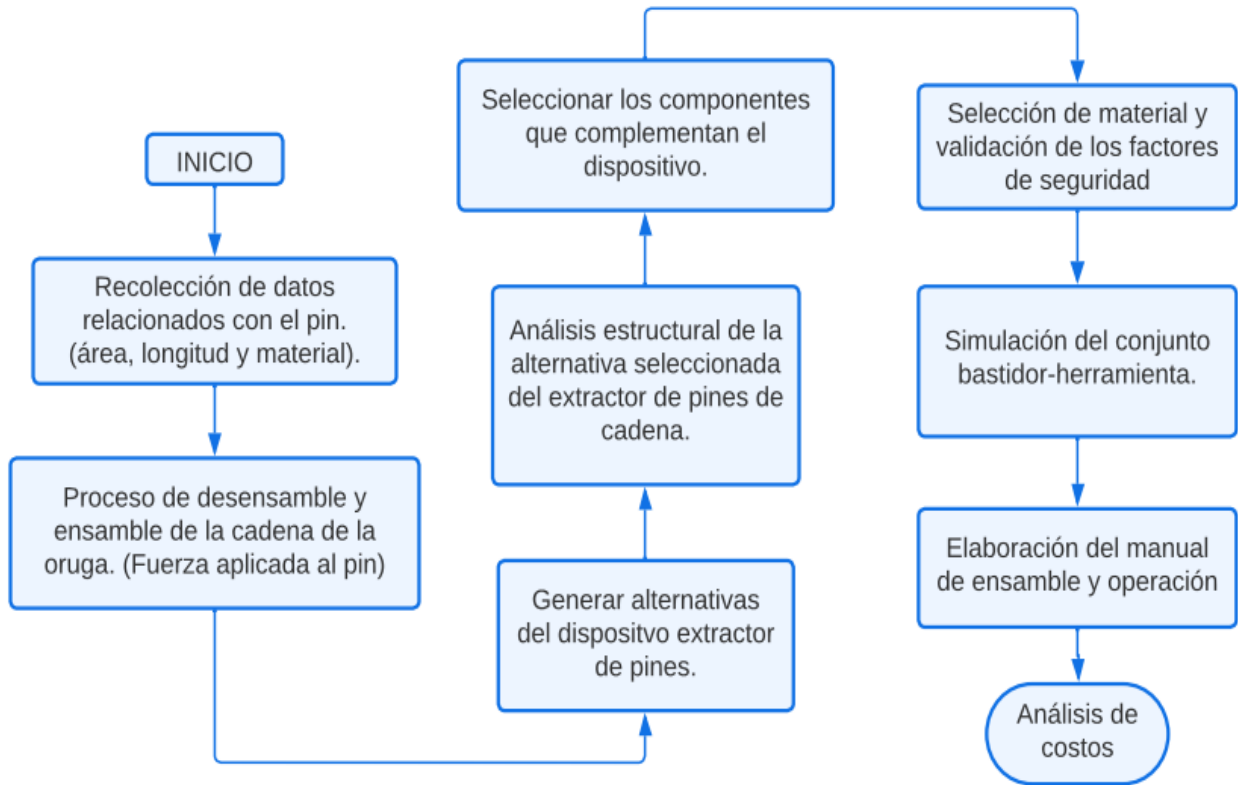
Para la recolección de datos se utilizaron los libros, catálogos y revistas presentes en la biblioteca de la Universidad Industrial de Santander y en internet además de utilizar el software cad de SolidWorks e instrumentos de medición para algunas piezas del tren de rodaje.

##### **4.1.3.3. Procedimiento de recolección y análisis de datos.**

A continuación, se podrá observar la metodología empleada para el desarrollo del proyecto, desde la recolección de datos hasta el análisis de costos.

**Figura 8.**

Diagrama de flujo de la metodología.

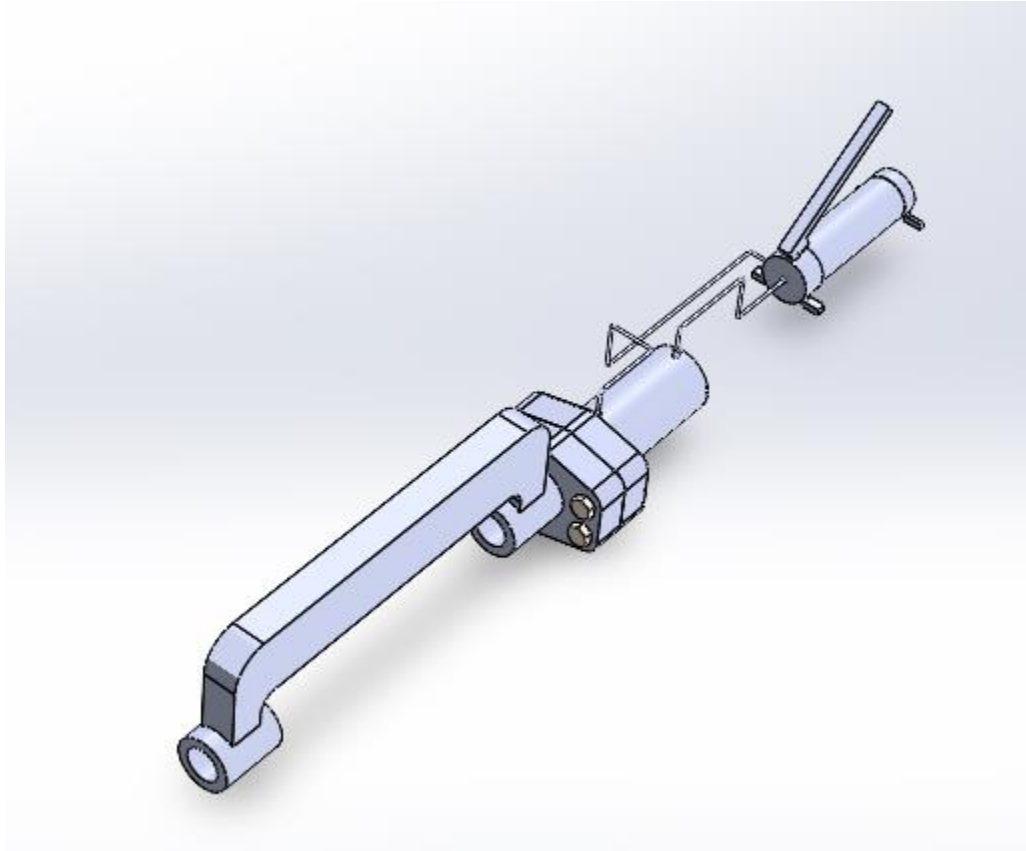


Nota. Fuente: Elaboración propia.

## 5. Bosquejo de alternativa

**Figura 9.**

*Bosquejo*



*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

En la figura 1 se tiene un bosquejo del extractor hidráulico el cual se plantea que este compuesto por 3 partes las cuales son bomba manual, cilindro y soporte en “C”; esta división se realizó con el fin de facilitar el transporte del dispositivo ya que está pensado para que sea empleado en campo. Entre las ventajas de este diseño preliminar se tiene facilidad de manejo, bajo costo, eficiencia, resistencia al desgaste, fácil mantenimiento.

## 6. Diseño del extractor.

### 6.1. Parámetros de diseño

En la siguiente tabla se presentan los parámetros requeridos para que la operación y funcionamiento de la herramienta a diseñar se encuentren dentro de los requerimientos presentados por la empresa All Machines.

**Tabla 2.**

Parámetros de diseño

<b>LISTA DE PARAMETROS Y EXIGENCIAS</b>	
<b>Diseño de un extractor hidráulico manual tipo "C" para el desmonte de pasadores de oruga en la empresa All Machines SAS.</b>	
<b>ITEM</b>	<b>PARAMETROS Y REQUERIMIENTOS</b>
1). Resistencia	El bastidor debe soportar los esfuerzos a los que será sometido sin deformarse.
2). Geometría	El dispositivo debe extraer pines de hasta 50 mm de diámetro y 300 mm de longitud.
3). Fuerza	La fuerza máxima para extraer los pasadores debe ser de 50 toneladas.
4). Componentes	Los componentes y materiales que se usarán para la construcción del dispositivo deben ser comerciales.
5). Montaje	Debe ser práctico y se hará entrega de planos y manual para montaje y operación.
6). Potencia de trabajo	Por medio de una bomba hidráulica manual, aunque también se podrá usar una bomba con motor eléctrico.
7). Manipulabilidad	El equipo debe ser lo más fácil de transportar posible, ya que se requiere emplearlo en campo

*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

### 6.2. Secuencia de operación

Para la extracción del pin se procede a posicionar el dispositivo sobre la cadena, centrar el vástago del pistón con el eslabón y el pin para que el vástago empiece a realizar la fuerza de empuje sobre el pin por medio de la presión suministrada de la bomba y así de esta manera realizar la



extracción del pin. Para agregar versatilidad al rango de operación de la prensa se puede emplear herramientas llamadas “botapines” los cuales se acoplan al vástago del cilindro, y tendrán los diámetros de los pines a extraer.



### 6.3. Selección de componentes del sistema de potencia hidráulica

Se tiene como sistema primordial de la máquina el de potencia hidráulica, por medio del cual se obtendrá la energía hidráulica necesaria para realizar el trabajo de extracción del pin. Partiendo de una fuerza de 50 toneladas para realizar esta operación, se procede a la revisión de diversos catálogos para la selección de los elementos que componen a este sistema.

**Tabla 3.**

*Bombas hidráulicas*

MODELO BOMBA	CARACTERÍSTICAS	PESO	CAPACIDAD DE ACEITE
 Power Team P55	Bomba de simple efecto de 10000 [psi]	7,2 [kg]	902 [cm <sup>3</sup> ]
 Power Team P59L	Bomba de simple efecto de 10000 [psi]	4,1 [kg]	1082 [cm <sup>3</sup> ]

 <p>Power Team P159</p>	Bomba de simple efecto de 10000 [psi]	11,8 [kg]	2245[cm <sup>3</sup> ]
 <p>Power Team P157</p>	Bomba para cilindros de simple efecto de 10000 [psi]	11,8 [kg]	2245[cm <sup>3</sup> ]

Nota. Fuente: Elaboración propia.

En la *Tabla 3* se muestran una serie de bombas de 10.000 [psi] sugeridas, se emplea este valor de presión debido a que esta es la presión estándar normalizada en la industria de las herramientas hidráulicas.

#### **Tabla 4**






tabla QFD bombas hidráulicas

MODELO BOMBA	POWER TEAM P55	POWER TEAM P59L	POWER TEAM P157	POWER TEAM P159
PESO	5	4	3	3
TAMAÑO	5	5	3	3
VOLUMEN DE ACEITE	1	2	5	5
PRECIO	4	3	3	1
FUNCIONAMIENTO	1	1	5	5
MANIPULACION	5	5	4	4
<b>TOTAL</b>	<b>21</b>	<b>20</b>	<b>23</b>	<b>21</b>
<b>El criterio para los valores es: 5 = perfecto; 4 = bueno; 3 = regular; 2 = malo; 1 = no cumple</b>				

Nota. Fuente: Elaboración propia.

A partir de los criterios para la selección establecidos en la *Tabla 4* se tomó la decisión de usar la bomba *Power Team P157* para la aplicación de la herramienta a diseñar.

**Tabla 5.***Pines a extraer Pines*

PINES	LONGITUD	DIÁMETRO	MODELOS COMPATIBLES
 PIN 1 62-4305	178 [mm]	33,5 [mm]	311C 311D 311F 312B 312C 312D 312D 312E 312F 312F 313B 313D 313F 314C 314D 314E 314F 315F 318F
 PIN 188-3066	243,7 [mm]	45,7 [mm]	325C 328D 330B 330C 330D 330D 336GC 336D 336E 336F 340DL 345CL 345D 349DL 335 340 336 336FL 336 MHPU
 PIN 152-8078	238,5 [mm]	38 [mm]	D5H D6M
 PIN 8M-2618	287,3 [mm]	50,8 [mm]	EXCAVADORA 235D 245 TRACTOR DE CADENAS D8H D8K
 PIN 9W-5217	290,5 [mm]	50,9 [mm]	D9L

Nota. Fuente: Elaboración propia.

En la *Tabla 5* se presentan los diferentes pines para maquinaria Caterpillar más comunes que se encuentran en la industria; en la tabla se encontrarán con los datos de diámetro y longitud, esto debido a que serán valores claves más adelante como requerimientos para el diseño de los botapines de la prensa, además de esto también se presenta la información relacionada a el modelo de la máquina en que se encuentran estos pines.

**Tabla 6.**

*Materiales para el diseño*

MATERIAL	LIMITE ELASTICO ( $S_y$ ) [Mpa]	LIMITE DE TRACCION ( $S_{ut}$ ) [Mpa]	DENSIDAD [g/m <sup>3</sup> ]
ACERO 1045	530	625	7850
ASTM A36	250	400	7850
FUNDICIÓN DE HIERRO DUCTIL	552	862	7100

*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

En la *Tabla 6* se tiene una lista de 3 materiales que se pueden conseguir en la industria y se caracterizan por ser materiales bastantes resistentes a la presión, el material seleccionado de los tres anteriores será del que se construirá el bastidor y las herramientas botapines; en la tabla nos muestra el límite elástico para realizar los cálculos de resistencia, el límite de tracción y la densidad con la cual se calculará el peso de los elementos.

#### **6.4. Diseño del extractor.**

Para el diseño del extractor se inició buscando cilindros que soporten y generen la fuerza de 490000[N], datos entregados por la empresa. Considerando el lugar y las condiciones de trabajo del dispositivo, se requiere que sea pequeño y liviano para facilitar su operación.

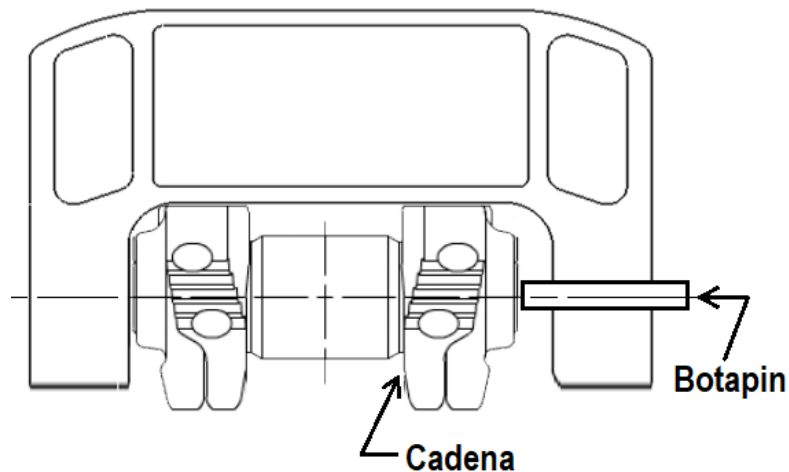
### 6.5. Diseño de la estructura en C

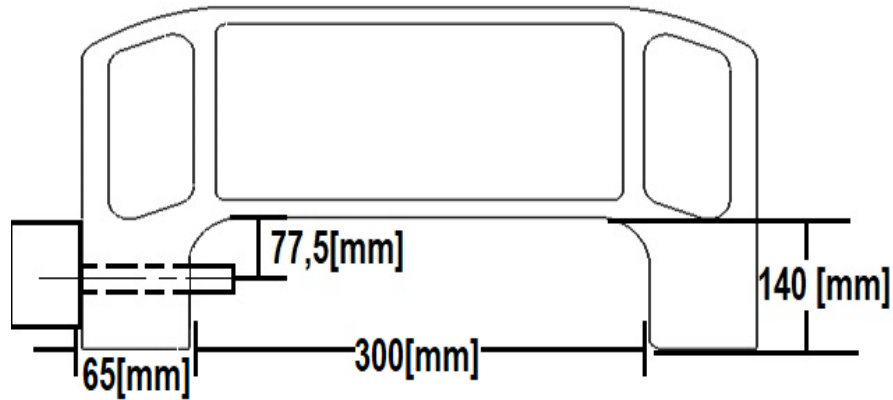
Para el diseño de la estructura, se eligió como material la *fundición dúctil*, también llamada *fundición nodular*. Esto debido a su alto límite elástico que oscila entre  $S_y = 551[MPa]$  y  $827 [MPa]$  , y también debido a las implicaciones de manufactura que representan la fuerza a la que se operará el dispositivo, ya que su elevado valor complica la aplicación de soldadura para un ensamblaje, pues aumenta significativamente el riesgo de falla en la soldadura.

Como primer paso se dan valores dimensionales a la parte interna de la estructura, en donde se posicionará la cadena de la oruga con su respectivo pin. Para esto se recurrió al *Anexo [1]* en donde se presentan las medidas de una cadena para un bulldozer CAT D8K. Se tomó esta cadena como referencia porque es una de las más grandes entre las máquinas a las que se realiza mantenimiento en All Machines S.A.S.

#### **Figura 10.**

*Dimensionamiento estructura con respecto a la cadena*



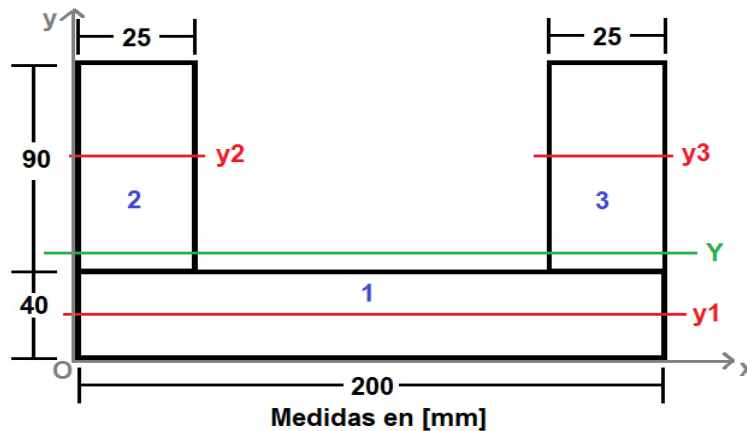


*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

Seguidamente, se procedió a realizar el dimensionamiento de la sección transversal, la cuál es de vital importancia, ya que se encargará de soportar las cargas axiales y flectoras que generará el funcionamiento de la prensa. Con las dimensiones definidas podremos conocer su momento de inercia  $I_x$ . Se seleccionó un perfil en forma de C invertida como se muestra en la siguiente figura:

**Figura 11.**

*Sección Transversal*



*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

Conociendo las medidas y teniendo definido un origen en  $O$  es posible calcular el momento de inercia de la sección transversal  $I_x$ . Para esto aplicamos el Teorema de Steiner para momentos de inercia respecto a un eje paralelo.

$$I_x = \sum_{i=0}^n (I_{ix} + A_i * d_i^2)$$

Siendo:

- $I_x$ : Momento de inercia de la sección transversal completa.
- $I_{ix}$ : Momento de inercia de cada figura que conforma la sección transversal.
- $A_i$ : Área de cada figura que conforma la sección.
- $d_i$ : Distancia en y desde el centroide (Y) hasta el centro geométrico de cada figura ( $y_i$ ).

Teniendo en cuenta que el momento de inercia de un rectángulo es:

$$I_{ix} = \frac{b * h^3}{12}$$

Y para determinar el centroide (Y):

$$Y = \sum_{i=0}^n \frac{A_i * y_i}{A_i}$$

Entonces:

### **Figura 12.**

#### *Momento de Inercia*

Figura	Base [mm]	Altura [mm]	Área [mm <sup>2</sup> ]	$y_i$ [mm]	$y_i * A$	Y [mm]	d [mm]	$I_{ox}$ [mm <sup>4</sup> ]	$I_x$ [mm <sup>4</sup> ]
1	200	40	8000	20	160000	43,4	23,4	1066666,7	5447146,7
2	25	90	2250	85	191250		41,6	1518750	5412510
3	25	90	2250	85	191250		41,6	1518750	5412510
Total			12500	190	542500			$I_x\_TOTAL=$	16272166,7

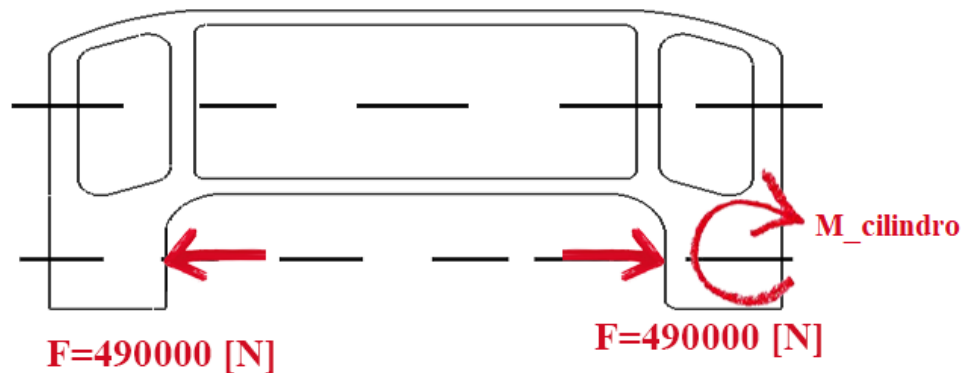
*Nota:* Elaboración propia

El valor del nuestro momento de inercia ( $I_x$ ) = 16272166,7[mm<sup>4</sup>], un centroide en (Y) = 43,4[mm] y un área de 12500[mm<sup>2</sup>].

A continuación, es necesario conocer las fuerzas aplicadas sobre la estructura, con el fin de posteriormente calcular los esfuerzos máximos y finalmente determinar los factores de seguridad mínimos en los elementos que la conforman. Sabiendo esto se procedió a realizar el DCL correspondiente a la estructura en C.

**Figura 13.**

*DCL de la estructura.*



*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

Se observa en el DCL de la estructura que está presente la fuerza de  $490000 \text{ [N]}$  (equivalentes a  $50 \text{ [T]}$ ) generada por el cilindro hidráulico, así como la reacción en sentido contrario que sentirá la estructura en contacto con la cadena. Así mismo se presenta un momento que corresponde al momento generado por el peso del cilindro. Siendo entonces

$$M_{cilindro} = W_{cilindro} \times D$$

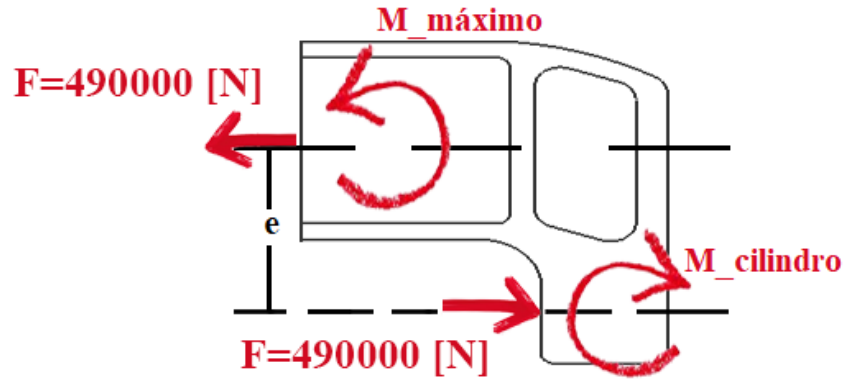
para una distancia ( $D$ ) desde el centro de la estructura hasta el centro del cilindro, y una masa  $M_{cilindro} = 44,7 \text{ [kg]}$  (peso del cilindro más grande encontrado en catálogos) y longitud de  $830 \text{ [mm]}$

$$M_{cilindro} = 44,7 \text{ [kg]} \times 9,81 \times \left( \frac{300 \text{ [mm]}}{2} + \frac{830 \text{ [mm]}}{2} + 65 \text{ [mm]} \right)$$

$$M_{cilindro} = 273787 \text{ [N} \times \text{mm]}$$

**Figura 14.**

DCL del corte de la estructura.



Nota. Fuente: Elaboración propia.

Si realizamos un corte justo en la mitad de la estructura como se muestra en la *Figura 14* se observan las cargas a las que está sometida la sección transversal de la parte superior de la C, en donde se tiene una fuerza en dirección axial a tensión, y un momento flector  $M_{max}$ . Este momento flector se obtiene a partir de la resta entre el momento generado por la fuerza del cilindro de 490000[N] y el  $M_{cilindro}$ . Entonces

$$\sum M_{\psi+} : M_{max} = ((490000[N] \times e[mm]) - (273787))[N \times mm]$$

Donde ( $e$ ) será la distancia desde el punto en que se aplica la fuerza hasta el centroide de la sección transversal.

Con esto procedemos a definir el brazo de la fuerza ( $e$ )

$$e = \left( \frac{\emptyset_{cilindro}}{2} + Y + 35[mm] \right)$$

En dónde

$\emptyset_{cilindro}$ : 42,5[mm] para el cilindro seleccionado y

Y: 43,4[mm]

Entonces

$$e = 77,5[mm] + 43,4[mm]$$

$$e = 120,9[mm]$$

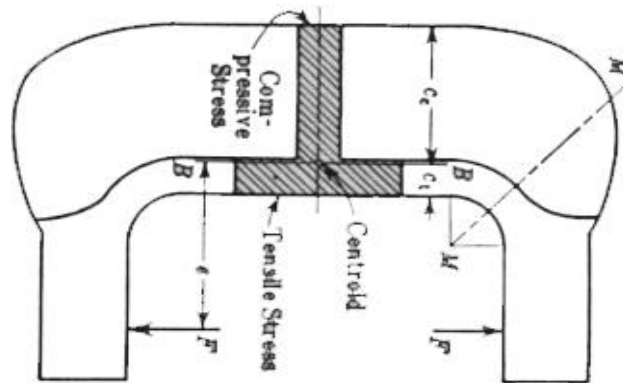
Finalmente

$$\sum M_{\psi+} : M_{max} = 5,730 * 10^7 [N \times mm]$$

Con el valor correspondiente al momento flector el siguiente paso es calcular los esfuerzos correspondientes para el bastidor. Como se mencionó anteriormente, la prensa se encuentra a carga combinada, presentando carga axial y momento flector. Esta carga axial en la parte inferior de la prensa genera tensión en las fibras de la sección transversal, y en la parte superior genera compresión (Faires, 1965).

**Figura 15.**

*Esfuerzos presentes en prensa C.*



*Nota.* Tomado de “*Design of machine elements*” (Faires, 1965, p. 225)

Para el esfuerzo a tensión tenemos:

$$\sigma_t = -\frac{F}{A} + \frac{M * Y}{I}$$

Y el esfuerzo a compresión está dado por:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} + \frac{M * (Y - h)}{I}$$

Dónde:

- h: es la altura de la sección transversal.
- A: Es el área de la sección transversal.

Entonces, para el esfuerzo a tensión tenemos

$$\sigma_t = \frac{490000[N]}{12500[mm^2]} + \frac{5,730 * 10^7 [N * mm ] * 43,4[mm^2]}{16272166,7[mm^4]}$$

$$\sigma_t = 219,9[MPa]$$

Y para el esfuerzo a compresión

$$\sigma_c = -\frac{490000[N]}{12500[mm^2]} + \frac{5,730 * 10^7 [N * mm ] * (130 - 43,4)[mm^2]}{16272166,7[mm^4]}$$

$$\sigma_c = 317,33[MPa]$$

Finalmente, con los valores de esfuerzos obtenidos se calcula el factor de seguridad correspondiente para la sección transversal. Para esto tenemos que:

$$N_t = \frac{S_y}{\sigma_t} ;$$

$$N_c = \frac{S_y}{\sigma_c}$$

Dónde

- $N_t$  y  $N_c$ : Factor de seguridad a tensión y compresión respectivamente.
- $S_y$ : Esfuerzo a la fluencia del hierro dúctil (550[MPa]).

Entonces:

$$N_t = \frac{550[MPa]}{219,9[MPa]} ;$$

$$N_t = 2,5$$

$$N_c = \frac{550[MPa]}{317,33[MPa]} ;$$

$$N_c = 1,75$$

Consideramos el valor de 1,75 aceptable para el caso de estudio, pues la relación de peso que nos entrega con este factor de seguridad es la buscada, y de igual manera sigue estando muy cercano al valor cercano de  $N \geq 2$ .

Luego de obtener el factor de seguridad mínimo se realizó una estimación del número de ciclos que soportará el bastidor. Para ello se aplicó:

$$\frac{S_{10^3} - S_e}{\log(10^6) - \log(10^3)} = \frac{S_{10^3} - \sigma_c}{\log(N_{ciclos}) - \log(10^3)}$$

Donde

$\sigma_c$ : Esfuerzo a compresión del bastidor.

$S_e = K_a * K_b * K_c * K_e * K_f * S_u'$ : Resistencia a la fatiga.

$S_{10^3}$ : Resistencia a la fatiga para  $10^3$  ciclos.

$N_{ciclos}$ : Número de ciclos que soportará el bastidor

Para la resolución de la ecuación se tomaron algunas consideraciones importantes como un factor  $q=0,2$  para la fundición de hierro, y un  $K_t = 1,55$  valores obtenidos de los libros de Diseño de Shigley y Concentradores de Esfuerzo de Peterson respectivamente.

Luego de obtener los valores requeridos para el cálculo se obtuvo la siguiente ecuación:

$$\frac{739,2[MPa] - 108,1[MPa]}{\log(10^6) - \log(10^3)} = \frac{739,2[MPa] - 317,33[MPa]}{\log(N_{ciclos}) - \log(10^3)}$$

Finalmente

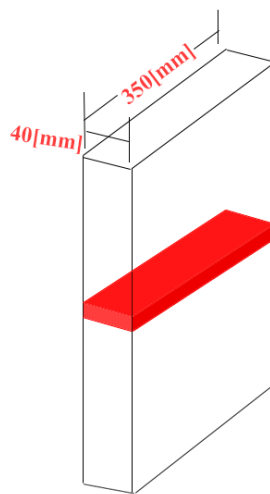
$$N_{ciclos} = 101269 \text{ ciclos.}$$

## 6.6. Diseño de las bridas

Las bridas servirán de unión entre la estructura y el cilindro, permitiendo su fácil acople y desacople. Este acople se realizará por medio de los pasadores que comprimirán las bridas para su correcta sujeción. Se hizo un análisis aproximado, tomando la brida como una viga empotrada con a la que se le aplica una carga de 490000[N], para esto se tomó la sección transversal que se muestra en la siguiente figura.

**Figura 16.**

*Medidas de la brida*



*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

Tomando las medidas de la sección transversal proporcionadas en la *Figura 16* se realizó el siguiente análisis de esfuerzos.

Esfuerzo a flexión,  $\sigma_f = \frac{M_{max} * c}{I}$  donde:

- Distancia entre los puntos de aplicación de la fuerza (distancia entre perno y perno).  
L= 84,43 [mm]
- Fuerza= 490000[N]

- Momento inercia de la sección transversal  $I = \frac{b \cdot e^3}{12} [mm^4]$
- Espesor de la brida  $e = 40 [mm]$
- Ancho de la brida  $b = 350 [mm]$
- $M = 2 * \left(\frac{F}{2} * \frac{L}{2}\right)$  (Ecuación obtenida por el diagrama de cortante y momentos).

Esfuerzo a compresión,  $\sigma_c = \frac{F}{A}$

Entonces

$$I = 1,86 * 10^6 [mm^4]$$

$$\sigma_f = \frac{2,07 * 10^7 [N \cdot mm] * 20 [mm]}{1,86 * 10^6 [mm^4]} [MPa]$$

$$\sigma_f = 221 [MPa] [MPa]$$

$$\sigma_c = \frac{490000 [N]}{350 * 40 [mm]} = 35 [MPa]$$

Luego, con un  $\sigma_y = 550 [MPa]$  tenemos que nuestro factor de seguridad es

$$N = \frac{\sigma_y}{\sigma_f + \sigma_c}$$

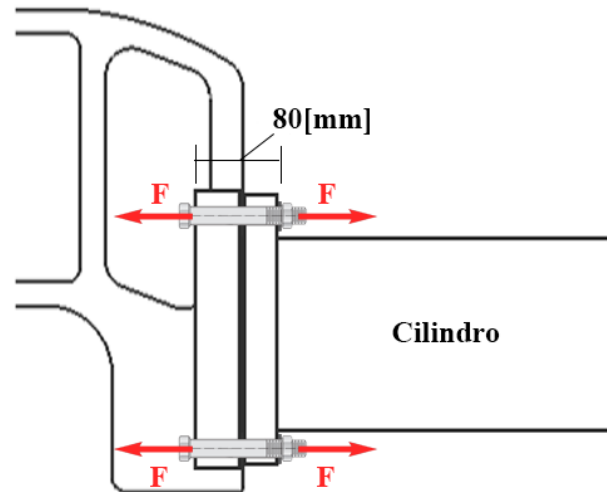
$$N = \frac{550 [MPa]}{221 [MPa] + 35 [MPa]} = 2,142, \text{ por lo tanto, las medidas de la brida son adecuadas.}$$

## 6.7. Diseño de los pasadores

Los pasadores cumplirán la función de sujetar la estructura en C con el cilindro hidráulico. Esto significa que dichos pasadores deben ser capaces de soportar las cargas de tensión generadas por la fuerza de extracción del pin. Para el diseño de los pasadores partiremos de que nuestro número de pasadores es 4 y el *grosor del material a sujetar* es de 80[mm].

**Figura 17.**

*Fuerza sobre los sujetadores.*



*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

Para tener un aproximado del diámetro nominal del tornillo primero se seleccionó la clase para nuestro sujetador, el cuál será clase 10.9, para el cuál según los datos mostrados corresponde un  $\sigma_y = 940 [MPa]$ . Entonces ya que los sujetadores se encuentran a tensión

$$\sigma_{pasadores} = \frac{F_{cilindro}}{n_{pasadores} * A}$$

Dónde

$$n_{pasadores} = 4$$

$$A_{pasador} = \frac{\pi * (d_{nominal})^2}{4}$$

A continuación

$$N = \frac{\sigma_y}{\sigma_{pasadores}}$$

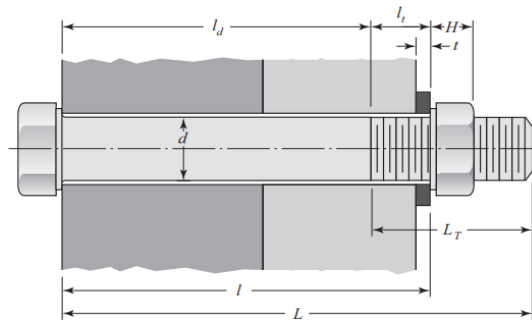
Resolviendo las ecuaciones anteriores para un  $N = 3,5$  tenemos que

$$d_{nominal} = 24,1 [mm]$$

Entonces, a partir de esto seleccionamos un sujetador **M30, clase 10.9**. Entonces, para el diseño a fatiga tendremos que dimensionar correctamente el pasador, para ello tenemos

**Figura 18.**

Medidas para el sujetador.



Nota. Tomado de Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley (Richard & J., 2018)

Donde

t: Espesor de la arandela. (Valores correspondientes en el **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**

- H: Espesor de la tuerca.
- l: Espesor de todo el material apretado (80 [mm])
- E: Modulo de elasticidad del sujetador: 207[GPa]
- L: Longitud del sujetador (L>H) (Redondear)
- $L_T$ : Longitud rosca =  $2d + 6$ [mm];  $L \leq 125$  mm,  $d \leq 48$  mm
- Área de la parte sin rosca  $A_d = \pi * \frac{d^2}{4}$
- Área de la parte rosca  $A_t$
- Rigidez del sujetador  $k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d}$
- Rigidez  $k_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 \ln \left( \frac{5 * 0.5774 * l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * d} \right)}$

A partir de nuestros parámetros revisamos los Anexos y realizando los cálculos correspondientes obtenemos que:

$$H = 25,6 [mm]$$

$$t = 5,6 [mm]$$

$$A_d = 706,9 [mm^2]$$

$$A_t = 561 [mm^2]$$

$$L = 160 [mm]$$

$$L_T = 72 [mm]$$

$$l_d = 88 [mm]$$

$$k_b = 1,733 * 10^6 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

$$k_m = 5,900 * 10^6 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

Luego, procedemos a realizar los cálculos relacionados con la carga externa, en dónde se introduce el concepto de precarga  $F_i$ , la cual representa a la fuerza de sujeción del perno, fuerza que evitará de apriete que mantiene correctamente unido los pernos con la junta.

- $F_i$  = Fuerza de sujeción o precarga.
- $P=F$  : carga externa de tensión
- $C = \frac{k_b}{k_b+k_m}$ : fracción de P soportada por el perno.
- $N_o = \frac{F_i}{F*(1-C)}$ : factor de seguridad contra la separación de la unión.

Definiendo un factor de seguridad contra la separación de la unión ( $N_o$ ) igual a 2, y teniendo nuestra fuerza  $F = \frac{490000}{4}$  [N] tenemos que nuestro valor de fuerza de precarga de

$$F_i = 189369 [N]$$

Finalmente se realiza el análisis de falla a fatiga, para el cuál se empleará el criterio de Goodman, el cual nos entregará el valor correspondiente para nuestro factor de seguridad a la fatiga. Para ello tenemos

$$N_{goodman} = S_e * \frac{S_{ut} - \sigma_i}{\sigma_a * (S_{ut} + S_e)}$$

Donde:

- $S_e = 162 [MPa]$ : Resistencia a la fatiga corregida para clase 10.9
- $\sigma_i = \frac{F_i}{A_t}$ : Esfuerzo generado por la precarga.
- $\sigma_a = \frac{(C*F)}{2*A_t}$ : Esfuerzo alternante
- $S_{ut} = 1040[MPa]$ : Esfuerzo mínimo a la tensión

Realizando los cálculos correspondientes con los valores definidos anteriormente obtenemos:

$$N_{goodman} = 162[MPa] * \frac{1040[MPa] - 339,9[MPa]}{24,44 [MPa] * (1040[MPa] + 162[MPa])}$$

$$N_{goodman} = 3,88$$

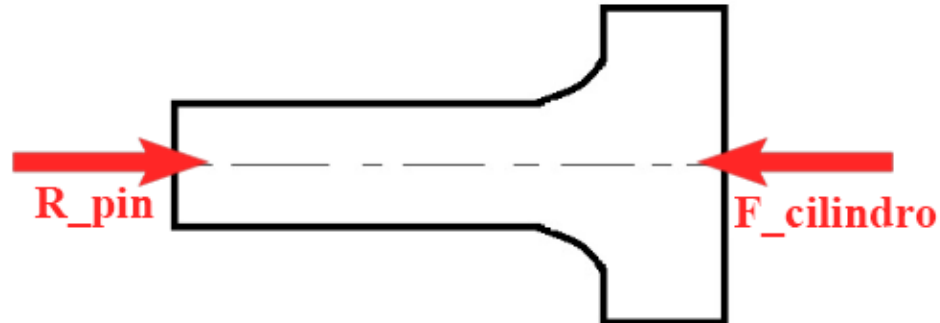
Basándonos en este valor para nuestro factor de seguridad, podemos afirmar que la elección del perno fue la correcta y que nuestros sujetadores no fallaran por fatiga.

### 6.8. Diseño de los botapines

Los botapines serán las herramientas que estarán en contacto directo con el pin y se encargarán de aplicar la fuerza suministrada por el vástago al pin, con el fin de retirar este último de la cadena. Esta herramienta estará sometida a un esfuerzo de compresión como se muestra en la siguiente figura.

**Figura 19.**

DCL botapines



Nota. Fuente: Elaboración propia.

Como primer paso se deberá calcular la fuerza crítica de pandeo ( $P_{cr}$ ) correspondiente a la herramienta. Para esto aplicamos la *fórmula de Euler para columnas*:

$$P_{cr} = \frac{C * \pi^2 * E * A}{(l/k)^2}$$

Dónde:

- E: Módulo de elasticidad del material, 169 [GPa]
- l: Longitud del botapín.
- k:  $\sqrt{I/A}$
- A:  $\frac{\pi * d^2}{4}$

C: Cte. de condición de extremos, 1.2 para empotrado y articulado)

Entonces, para el pin de menor diámetro correspondiente a 33 [mm] y una longitud de 178[mm] :

$$P_{cr} = \frac{1,2 * \pi^2 * 169000 [MPa] * 855,3 [mm^2]}{(198 [mm] / 8,25 [mm])^2};$$

$$P_{cr} = 2,97 * 10^6 [N] \text{ ó } 303 [ton].$$

Con el valor de la fuerza crítica  $P_{cr}$  tenemos que

$$N_{pandeo} = \frac{P_{cr}}{F_{m\acute{a}xima}}$$

Entonces, para nuestra fuerza máxima de 490000[N] o 50[ton]:

$$N_{pandeo} = \frac{303[ton]}{50[ton]},$$

$$N_{pandeo} = 6,06$$

$N_{pandeo}: 6,06 > 1$  por lo tanto el bota-pin no sufrirá pandeo.

Ahora, es necesario determinar el factor de seguridad para el diseño del botador sometido a carga fluctuante (fatiga). Para esto aplicamos el criterio de Goodman.

Criterio de Goodman:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e},$$

Donde:

- El esfuerzo medio  $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ ;
- El esfuerzo alternante  $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$ ;
- $\sigma_{max} = \frac{F_{m\acute{a}xima}}{A_{pin}}$
- $\sigma_{min} = 0[MPa]$  para nuestro caso de estudio.
- Límite a la resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso ( $S_e$ ) =  $K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$ .
- Factor de modificación por la condición superficial ( $K_a$ ) = 1. Valor correspondiente para una fundición, según Budynas y Nisbett (2012).
- Factor de modificación por el tamaño ( $K_b$ ) = 1 para carga axial.
- Factor de modificación por la carga ( $K_c$ ) = 0,85 para carga axial.

- Factor de modificación por la temperatura ( $K_d$ ) =  $0,975 + 0,432 * 10^{-3} * Tf - 0,115 * 10^{-5} * Tf^2 + 0,104 * 10^{-8} * Tf^3 - 0,595 * 10^{-12} * Tf^4$
- $K_d = 1,001$  para temperatura ambiente de  $24[^\circ\text{C}]$
- Factor de confiabilidad ( $K_e$ ) =  $0,814$  para un 99% de confiabilidad.
- Factor de concentración del esfuerzo por fatiga ( $K_f$ ) =  $1 + q * (K_t - 1)$
- $K_t = 3$
- Según Budynas y Nisbett (2012) para las fundiciones de hierro tomar el *factor de sensibilidad a la muesca*  $q = 0,2$ .
- $(S_e') = 0,5 * \sigma_{ut}$
- $\sigma_{ut} = 924[\text{MPa}]$  para fundición dúctil.

A continuación

Ya que el esfuerzo mínimo ( $\sigma_{min}$ ) es igual a 0,  $\sigma_m = \sigma_a$ , donde

$$\sigma_m = \frac{555,9[\text{MPa}] - 0}{2}$$

$$\sigma_m = 278 [\text{MPa}]$$

$$\sigma_a = 278[\text{MPa}]$$

Ya que  $(Se) = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S_e'$  tenemos que;

$$(Se) = 1 * 1 * 0,85 * 1,001 * 0,814 * 1,4 * 462[\text{MPa}]$$

$$(Se)=448,2[\text{MPa}]$$

Finalmente, aplicando el criterio de Goodman:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{ut}} + \frac{\sigma_a}{Se},$$

$$\frac{1}{N} = \frac{278[\text{MPa}]}{924[\text{MPa}]} + \frac{278[\text{MPa}]}{448,2[\text{MPa}]},$$

$$N = 1,1 > 1$$

Obtenemos un factor de seguridad bajo debido al área en el que es aplicada la fuerza, ya que esta área corresponde al diámetro del pin más pequeño, a pesar de esto es un valor aceptable para nuestro caso de estudio ya que se encuentra sobre el valor de 1 y estamos considerando un criterio a fatiga.

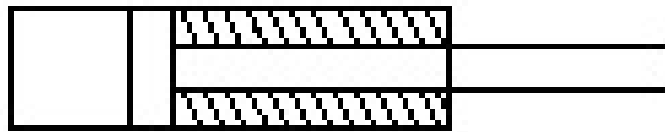
### 6.9. Diseño de cilindro hidráulico

Para el cilindro hidráulico se diseñará un cilindro de simple efecto con un resorte a compresión para el retroceso del vástago.

#### 6.9.1.1. Diseño del émbolo

##### *Figura 20.*

Bosquejo cilindro.



*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

Para iniciar con el diseño del cilindro hidráulico se hará con el émbolo para hallar el diámetro mínimo que debe tener sabiendo que la bomba hidráulica trabaja con una presión de 10000 psi.

Como primer paso se deberá calcular el área crítica de pandeo ( $A_{cr}$ ) correspondiente a la herramienta. Para esto aplicamos la *fórmula de Euler para columnas*:

$$A_{cr} = \frac{(l/k)^2 * P_{cr}}{(l/k)^2 C * \pi^2 * E}$$

Dónde:

- E: Módulo de elasticidad del material, 207 [GPa]

- $l$ : Longitud del vástago.
- $k: \sqrt{I/A}$
- $A: \frac{\pi \cdot d^2}{4}$

$C$ : Cte. de condición de extremos, 1.2 para empotrado y articulado)

Entonces, para el vástago se usara una fuerza critica de 3 veces la de trabajo y una longitud de 150[mm] :

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{(150 / \sqrt{(\frac{\pi \cdot D^4}{64} / \frac{\pi \cdot d^2}{4})})^2 \cdot 1470000}{(150 / \sqrt{(\frac{\pi \cdot D^4}{64} / \frac{\pi \cdot d^2}{4})})^2 \cdot 1.2 \cdot \pi^2 \cdot 207000}$$

$$D = 22.9 \text{ mm.}$$

Con un factor de seguridad de 3 por análisis de pandeo obtenemos un diámetro mínimo de 22.9 mm; ahora se calculará el diámetro por compresión.

$$F = P \cdot A_E$$

$$A_E = \frac{490000}{68.95} = 7106.6 \text{ mm}^2$$

$$7106.6 = \pi \cdot \frac{D_E^2}{4}$$

$$D_E = 95.12 \text{ mm}$$

Con los cálculos anteriores obtenemos el diámetro mínimo para el émbolo el cual se tomará del análisis de compresión ya que este es el que arroja el mayor diámetro mínimo del embolo.

Con el diámetro del embolo se seleccionará un cilindro de catalogo del cual tomaremos las medidas para que la empresa construya un cilindro con medidas estándar. El cilindro que se utilizará será un power team C556C el cual cuenta con las siguientes medidas principales:

- $D_E = 95.3 \text{ mm}$

- $D_v = 79.4 \text{ mm}$
- $D_c = 127 \text{ mm}$
- $\text{espesor} = 15.85 \text{ mm}$
- $L_c = 175.26$

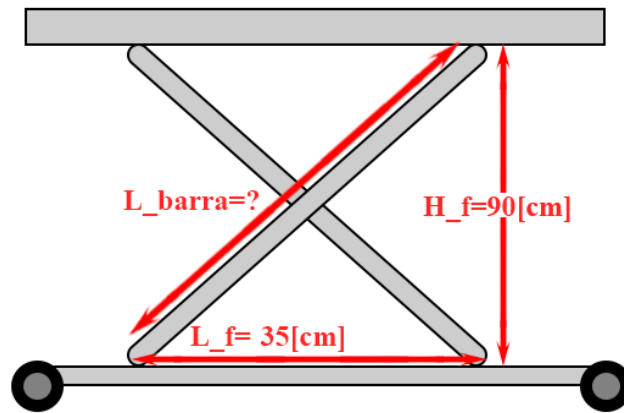
#### 6.10. Diseño de la mesa transportadora

Como uno de los requerimientos de la prensa se plantea que dicha prensa debe ser fácil de transportar. Anteriormente se determinó que la mejor forma para transportar el conjunto es por medio de una mesa elevadora por mecanismo de tijera. Como primer paso tendremos el dimensionamiento de la mesa, teniendo en cuenta parámetros de altura mínima ( $H_i$ ) y altura máxima ( $H_f$ ) que alcanzará la mesa.

- Altura mínima de la mesa,  $H_i = 45[\text{cm}]$ .
- Altura máxima alcanzada por la mesa,  $H_f = 90[\text{cm}]$
- Longitud de las barras  $L_{barras}$ .
- Distancia horizontal inicial (mesa retraída)  $L_i$ .
- Distancia horizontal final (mesa extendida)  $L_f = 35$

#### **Figura 21.**

*Dimensionamiento barras de la mesa.*



*Nota.* Fuente: Elaboración propia

Para hallar la longitud de las barras tenemos:

$$L_{barras} = \sqrt{H_f^2 + L_f^2}$$

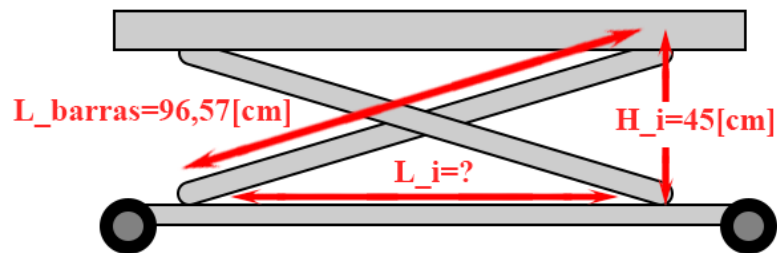
$$L_{barras} = \sqrt{90[cm]^2 + 35[cm]^2}$$

$$L_{barras} = 96,57[cm]$$

Conociendo la longitud de las barras, finalmente debemos determinar a qué distancia horizontal se desplazará cuando la mesa se encuentre retraída (posición más baja).

**Figura 22.**

*Longitud horizontal inicial.*



*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

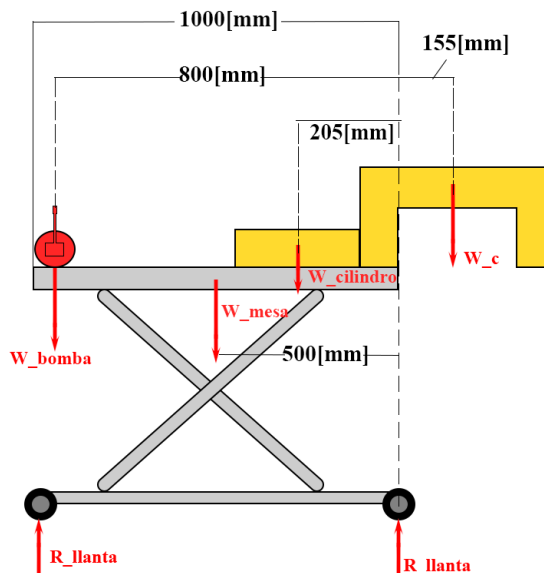
$$L_{barras} = \sqrt{96,57[cm]^2 - 45[cm]^2}$$

$$L_f = 85,44 [cm]$$

Luego de haber definido las medidas del mecanismo de elevación para nuestra mesa, debemos realizar un análisis de sumatoria de momentos que nos servirá para asegurar que nuestra mesa no vaya a tender a volcarse por el peso de la prensa en C ubicada a un extremo como se muestra en la siguiente figura

**Figura 23.DCL mesa**

*DCL mesa*



*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

Haciendo momentos en la llanta del extremo derecho, tenemos que para el momento en que el vuelco es inminente, la reacción en las llantas izquierdas será igual a cero, por lo tanto tendremos como resultado la siguiente ecuación:

$$\sum M_{o\psi+} = W_{bomba} * 800[mm] + W_{mesa} * 450[mm] + W_{cilindro} * (140 + 65)[mm] - W_c * (220 - 65) [mm]$$

Donde

- El peso de la bomba,  $W_{bomba} = 11,8[kg] * 9,81$

- El peso de la mesa,  $W_{\text{mesa}} = 58[\text{kg}] * 9,81$
- El peso del cilindro,  $W_{\text{cilindro}} = 27[\text{kg}] * 9,81$
- El peso de la prensa en C  $W_c = 63,75[\text{kg}] * 9,81$

De la cuál obtenemos un valor de  $\sum M_{oC+} = 76070[\text{N} - \text{mm}]$  ó  $76,07 [\text{N} - \text{m}]$ , dado el valor positivo del momento podemos decir que la mesa no sufre volcadura por el peso de la prensa.

## 7. Resultados

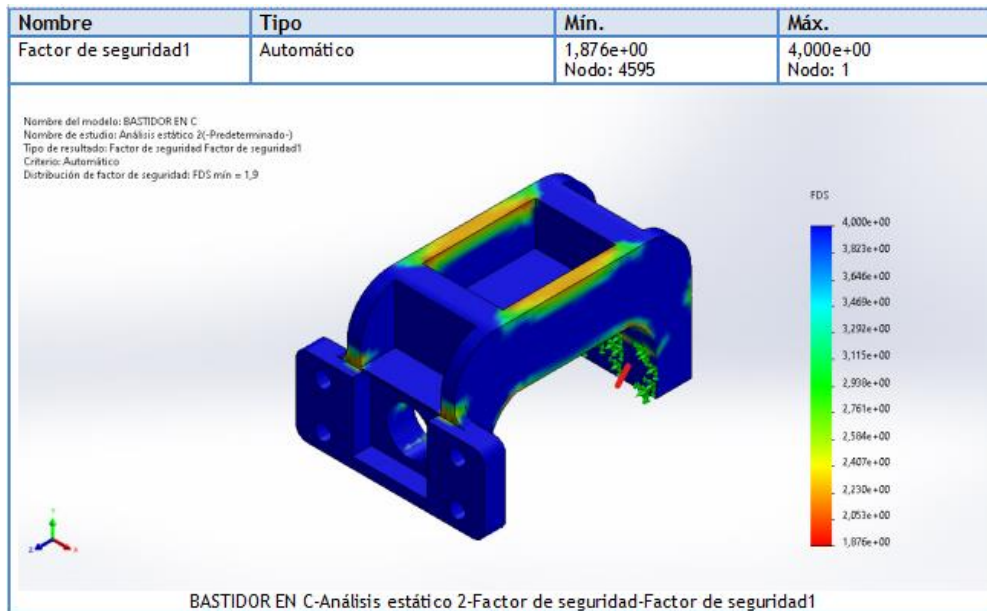
Con los cálculos realizados anteriormente se tiene un dimensionamiento de las piezas que conformaran el extractor hidráulico; ahora se procederá a realizar los sólidos en un software CAD (SolidWorks) con el fin de simularlos bajo los esfuerzos a los que serán sometidos y comparar con los datos obtenidos en los cálculos previamente hechos.

### 7.1. Estudio del bastidor

El primer elemento que se analizará es el bastidor en forma de C el cual se modelará en el software con las medidas obtenidas previamente para luego realizar un análisis estático a la estructura, posicionando las fuerzas y sujeciones según como esta pieza se encuentre posicionada al momento de ubicarla sobre la cadena para la extracción del pin. Los valores de limite elástico y límite de tracción serán los usados en los cálculos previos; estos valores se tomaron de la biblioteca de SolidWorks.

#### ***Figura 24.***

*Simulación estática bastidor en C*

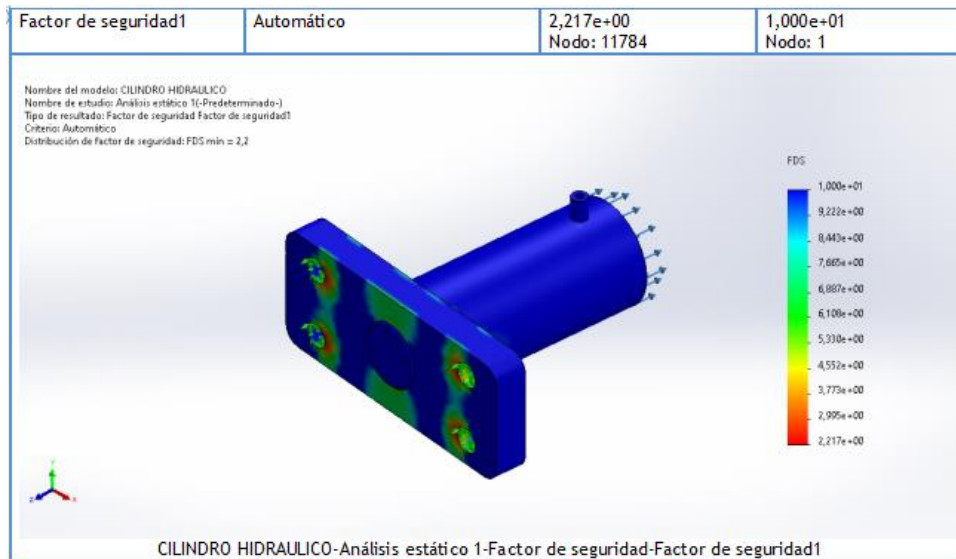


*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

En la *Figura 24* se podrá observar el factor de seguridad mínimo del bastidor el cual tiene un valor de 1.876 el cual es muy semejante al 1.8 obtenido en los cálculos previos además de esto se puede observar una gama de colores en el cual nos indica que tan crítica es esa zona de la pieza que para este caso es la parte superior siendo esta similar a la calculada previamente. Observando la gama de colores del resto de la pieza se puede concluir que es una pieza que será segura y soportará el trabajo al que someterá.

## 7.2. Estudio de cilindro hidráulico y brida

La siguiente pieza que se analizará es el cilindro hidráulico o actuador; este actuador será seleccionado de catálogo de Power team según el diámetro calculado anteriormente, por ende, lo que se diseñara es la brida que se acoplara para poder unirlo a el bastidor en “C”. se modelará la brida junto con el cilindro con las medidas de catalogo para el cilindro y las calculadas para la brida, luego de modelar se aplicará la fuerza sobre el pistón y la sujeción fija en los orificios de los pernos que sostendrán la brida y realizar la simulación estática.

**Figura 25.***Simulación estática cilindro hidráulico.*

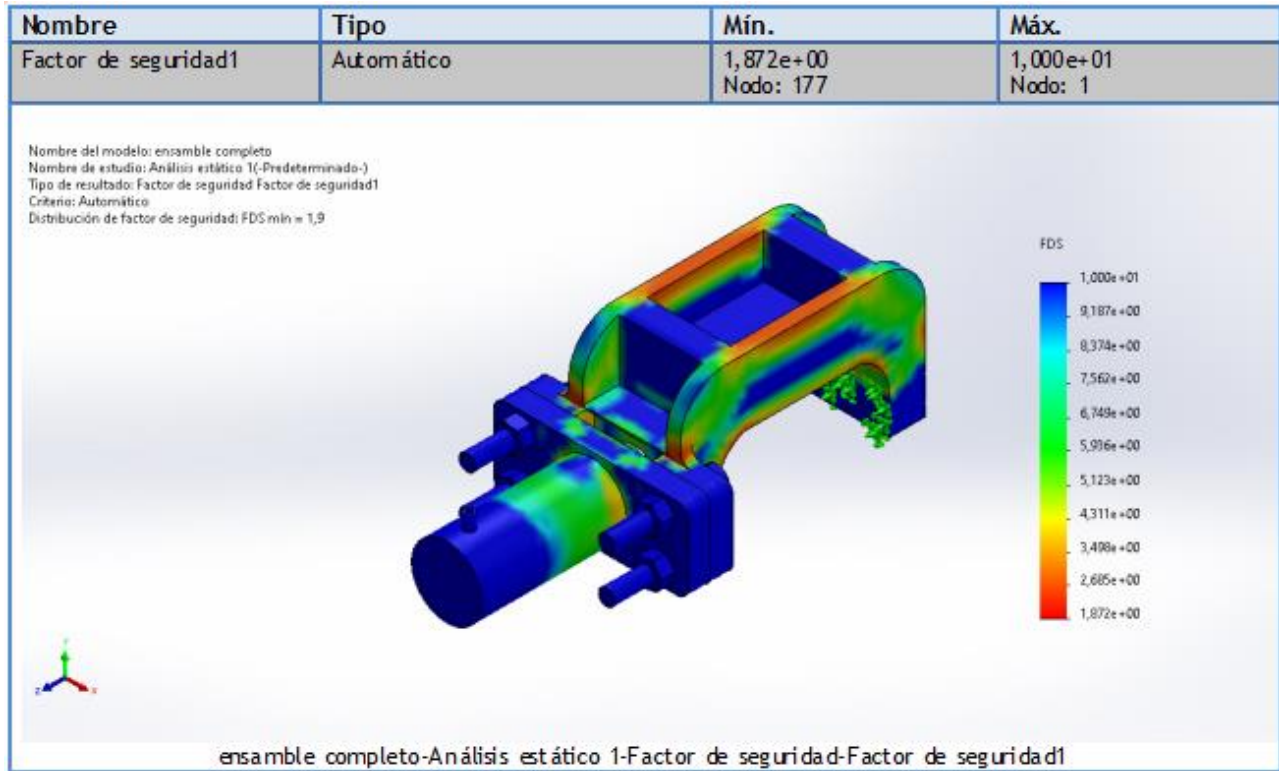
*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

La *Figura 25* muestra los datos obtenidos con la simulación, la cual arrojó que el factor de seguridad mínimo es de 2.2 ubicándose en la sujeción de la brida por medio de los pernos siendo este valor muy cercano al 2.146 obtenido con los cálculos realizados; el factor de seguridad junto con la gama de colores que nos muestra el CAD muestra que la pieza es segura y cumplirá con el trabajo requerido.

### 7.3. Estudio del extractor hidráulico

Luego del diseño y selección de las piezas se realiza el ensamble del extractor hidráulico para someterlo a la simulación de carga estática para evidenciar si al estar todas las piezas en conjunto presentan esfuerzos críticos elevados o corroborar que las piezas funcionaran de manera segura en el ensamble.

**Figura 26.***Simulación estática extractor*



*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

La *Figura 26* muestra el comportamiento del ensamble al someterlo a la fuerza de trabajo arrojando un factor de seguridad mínimo de 1.872 el cual se encontrará en las fibras superiores del bastidor en “C” lo cual se preveía luego del análisis del bastidor en solitario. Con este análisis del ensamble del extractor junto con los análisis previos de cada pieza se tendrá como evidencia la seguridad teórica del extractor hidráulico para operar bajo las condiciones y requerimientos dados por la empresa ALL MACHINES y validando el diseño presentado.

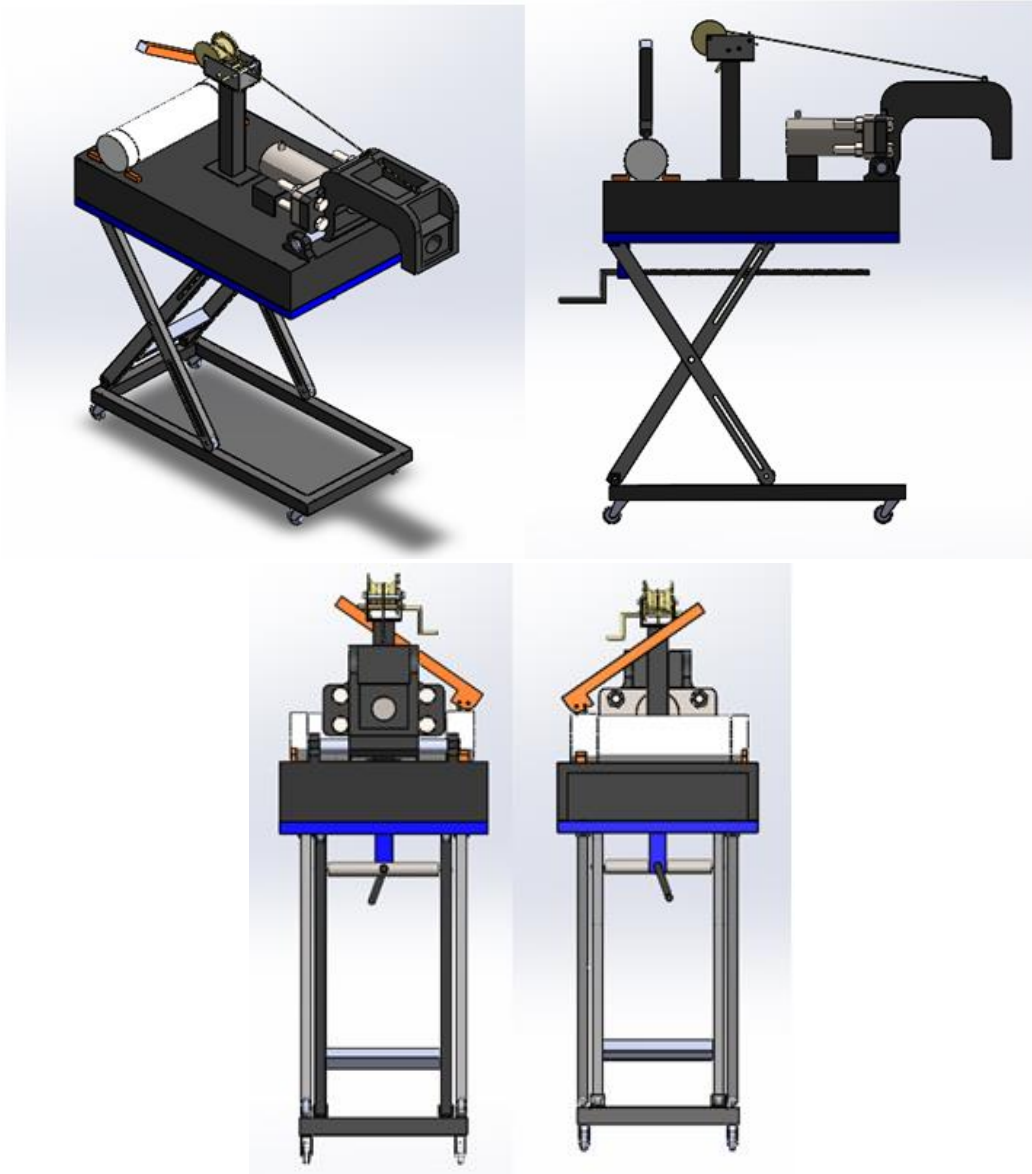
#### 7.4. Montaje final

Para finalizar este proyecto se realiza el montaje de todo el extractor en una mesa que se utilizara para transportarlo, esto se deberá a que el extractor en conjunto con bomba y cilindro pesara alrededor de 115 kg lo cual será un peso bastante elevado para que lo cargue un operario y

es por esto por lo que se optó por desarrollar la idea de una mesa elevadora de tijera la cual no solo ayudara a transportar sino también a montar el extractor sobre las cadenas de las orugas.

**Figura 27.**

*Montaje final.*



*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

### 8. Paso a paso de operación

Se entrega un manual paso a paso de montaje operación con los pasos básicos para la correcta aplicación de la prensa en la extracción de pines de maquinaria.

**Figura 28.**

<b>Manual paso a paso de operación</b>	
<b>Paso N°</b>	<b>Procedimiento</b>
1	Asegúrese de que todos los involucrados en la operación porten los elementos de seguridad adecuados (guantes, gafas de seguridad, casco).
2	Ubique el perno maestro sobre la rueda dentada, y proceda a retirar la zapata de la cadena.
3	Ubique la prensa junto a la cadena.
4	Acople el cilindro con la prensa y conéctelo con la bomba hidráulica.
5	Seleccione el botapin a usar e introdúzcalo en la herramienta.
6	Ajuste la altura de la mesa hasta que el punto de aplicación de la fuerza quede alineado con el pin a extraer.
7	Luego de asegurarse de que todo el conjunto está correctamente posicionado, inicie el acercamiento bombeando lentamente.
8	Incremente la fuerza gradualmente hasta que el pin ceda.
9	Continúe aplicando presión gradualmente hasta que el pin se haya retirado por completo. Si el largo del botapin no es suficiente, retraiga el vástago, agregue la herramienta de alargue y repita la operación hasta retirar el pin.
10	Con el pin ya retirado, retire la prensa de la cadena.
<p><b>Recomendaciones adicionales:</b> Asegúrese de que en ningún momento de la operación se apoyen o acerquen partes del cuerpo a la zona de trabajo. <b>Evite a toda costa operar la máquina si se evidencia cualquier tipo de fuga de aceite en ella.</b></p>	

*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

### 9. Análisis de viabilidad económica

Luego de obtener las medidas finales de la prensa se realiza un presupuesto con el cuál se puede sacar un estimado para una futura construcción. Se presenta la siguiente tabla con la cotización total para la fabricación de la herramienta.

**Tabla 7.**

*Presupuesto*


Proyecto prensa portátil en C	Concepto	Cotización
	Fundición dúctil	\$ 3.292.000
	Fabricación cilindro	\$ 2.631.748
	Herramientas botapines	\$ 350.000
	Bomba Power Team P157	\$ 4.224.979
	Accesorios hidráulicos (mangueras,acoples y manómetro) marca Power Team	\$ 294.590
	Mesa	\$ 810.280
	<b>TOTAL</b>	<b>\$ 11.603.597</b>

*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

Todos los valores detallados para cada uno de los elementos y materiales que componen a la prensa, así como las empresas en donde se realizaron las cotizaciones se pueden consultar en el *Apéndice A*. Teniendo el estimado para la fabricación de la herramienta se realizó un análisis de mercado en el cual se compararon precios de prensas ya existentes.

**Tabla 8.**

Análisis de mercado		
Modelo	Características	Precio
 <p>Gracomaq EP70</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fuerza: 40 a 70 toneladas</li> <li>• Peso de 150 [kg]</li> <li>• Diámetro de pines a extraer: 33-37[mm]</li> <li>•</li> </ul>	\$9'520.000 + Envío
 <p>Gracomaq EP100</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fuerza: 65 a 103 toneladas</li> <li>• Peso de 210[kg]</li> <li>• Diámetros de pines a extraer: 34-50,8 [mm].</li> </ul>	\$15'946.000+Envío
 <p>QK-120</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fuerza: 120 toneladas</li> <li>• Peso de 225 [kg]</li> <li>• Diámetros de pines a extraer:34 [mm]</li> </ul>	\$8'216.500+ Costos de importe.

 <p data-bbox="337 520 505 550">Doozer 150T</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fuerza: 150 toneladas</li> <li>• Peso de 250 [kg]</li> <li>• Longitudes de pines a extraer: 175-190 [mm]</li> </ul>	<p data-bbox="1052 342 1354 411">\$10'270.625+Costos de importe</p>
--	--	---

*Nota.* Fuente: Elaboración propia.

A partir de la *Tabla 8* se pudo observar que el diseño realizado se encuentra en un valor competitivo en el mercado (\$ 11.603.597), esto en conjunto con las características de la prensa que se obtuvieron en materia de transporte y peso, la convierten en una opción bastante atractiva para la industria, ya que permite realizar trabajos de reparación en sitios de difícil acceso en donde no se podría trasladar toda la indumentaria requerida para el montaje de alguna de las opciones presentadas en la tabla.

## 10. Conclusiones

La implementación de este extractor mejorará las condiciones de la actividad de extracción de pines haciéndola más segura y eficiente, acortando los tiempos en la operación de extracción y disminuyendo los riesgos de accidentes laborales a la hora de realizar esta actividad.

El diseño propuesto cumple con los todos los requerimientos técnicos dados por la empresa All Machines ,siendo aplicable a una variedad de máquinas del rango de pasadores de entre 33 [mm] de diámetro hasta 50,1 [mm] de diámetro y con longitudes de entre 150[mm] a 290[mm].

Se analizó el extractor por medio un software CAD, simulando sus componentes, sometiénolos a los esfuerzos de carga máxima de operación. Esta simulación arrojó resultados satisfactorios, con los que se pudo concluir que el diseño factible y viable para su construcción contando con un factor de seguridad mínimo de 1,872.

Con el análisis de mercado se pudo concluir que la herramienta no sólo es viable económicamente, si no que, además, por sus características tales como lo son su peso menor al de las prensas encontradas actualmente en el mercado, y su capacidad de ser transportada en lugares a dónde no se podría llevar el equipo necesario para el montaje de estas prensas, la convierte en una herramienta altamente atractiva y competitiva en la industria.

### **Referencias bibliográficas**

Barba, L. F., & Teran, O. (2011). Cálculo y diseño de una prensa hidráulica tipo “C” con capacidad de 20 toneladas. Instituto Politécnico Nacional.

Camposano Riofrio, Ramos Quintero, M. T., & Naranjo Vargas, E. M. (2022). Análisis y simulación de fuerzas en el trabajo de una prensa hidráulica a planchas de acero de distintos espesores aplicadas en perfiles estructurales angulares. *Polo del Conocimiento: Revista científico - profesional*, 7(2).

Carvajal, M., Rocha, J., Carrera, C., & Cepeda, W. (s/f). Diseño, construcción e implementación de una prensa hidráulica de 25 toneladas con accesorios para remoción de pines

de cadena de tren de rodaje; para la empresa Proyectos Mecánica KBM El Rastro. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

Caterpillar. (2021). *General Duty Undercarriage For Hydraulic Excavators*.  
<https://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/CM20170815-36434-21713>

de León, F. C. G. (1998). *Tecnología del mantenimiento industrial*. EDITUM.

Garzón Ramirez, & Villalobos Correa, D. E. (2012). Diseño de Prensa Hidráulica para Proceso de Brochado. *TECCIENCIA*, 7(13), 65–72.

Gómez, F. (2021). Diseño del soporte de un extractor para desmontaje de pines de cadenas de oruga en la empresa Aguara Ingenieros.

González, S. (2022, febrero 3). *¿Qué es el tren de rodaje en maquinaria pesada?* Blog Cadeco; Cadeco. <https://blog.cadeco.com.mx/index.php/que-es-el-tren-de-rodaje-en-maquinaria-pesada/>

Huzij, R., Spano, A., & Bennett, S. (2013). *Modern Diesel Technology: Heavy Equipment Systems* (2a ed.). Delmar Cengage Learning.

Mestre, C. (s/f). *EQUIPO PESADO 28007*. Blogspot.com. Recuperado el 11 de mayo de 2023, de <http://equipopesado28007.blogspot.com/2007/06/trenes-de-rodaje-cadenas-los-tractores.htm>

Niño Sanabria, D. E., & Sandoval Torres, D. A. (2016). Cálculo y diseño de una prensa hidráulica semiautomática tipo “H” de 100 toneladas para la empresa Sistemas Innovadores Moldeados y Arquitectónicos, SIMA S.A.S. Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia.

Palacios Guevara, G., & Murillo Reyes, E. (1997). *Diseño y construcción de una prensa hidráulica adaptando sistema hidráulico disponible*. Corporación Universitaria Autónoma de Occidente.

Rafael, D. (2017). Diseño de extractor hidráulico de pines para cadenas de carrilera en maquinaria pesada para la empresa Ferreyros Trujillo S.A.

Rosso Felipe, Resmini Melo, A., & Resmini Melo, C. (2012). Análise de um Sistema de Refrigeração de uma Prensa Hidráulica no Setor Cerâmico. *Revista Ciências Exatas e Naturais*, 14(1), 59–77. <https://doi.org/10.5777/RECEN.2012.01.04>

Torres Soler, L., & Bautista Herrera, N. S. (2016). Diseño de prensa hidráulica automática para 300 toneladas con dispositivo de extracción de rodamientos y mesa móvil. Fundación Universidad de América .

Toscano Pinto, J. (2018). Diseño y construcción de una prensa hidráulica para el achatado de tubos redondos de diámetro 1 pulgada de 2mm de espesor para la empresa CONSEG. Universidad Técnica de Ambato.

Wright, G., & Duffy, O. C. (2019). *Fundamentals of mobile heavy equipment*. Jones and Bartlett.

## Apéndices

### Apéndice A. Cotizaciones

Subconjunto	Elemento	Descripción	Empresa	Cotización
	Vástago y Émbolo	Vástago y émbolo del cilindro, mecanizado en acero AISI/SAE 1045.	CIA General de Acero	\$ 407.700
	O'rings	Kit de sellos el cilindro	FISA	\$ 356.048
	Resorte	Resorte para cilindro hidráulico.	Nacional de Resortes y Tornillos	\$ 68.000

	Camisa, bastidor y brida del cilindro	Fabricación componentes para cilindro hidráulico.	CIA General de Acero	\$ 1.550.000
	Ensamble del cilindro	Mano de obra para ensamble y pruebas del cilindro	CIA General de Acero	\$ 250.000
	Power Team P157	Bomba Hidráulica de simple efecto, 10000 [PSI].	FISA	\$ 4.224.979
	Manguera hidráulica Power Team	Manguera poliuretano 3/8"*1.8 [mts] 10000 [PSI]	FISA	\$ 294.590
	Adaptador nanómetro Power Team	Adaptador para manómetro entrada macho y salida hembra 3/8" + Puerto 1/4" NPTF	FISA	\$ 189.754
	Manómetro Power Team	Manómetro 10000 [PSI]	FISA	\$ 382.542
Bastidor	Bastidor fundido	Bastidor tipo C fundido en acero nodular AST 247. Industrias Lavco	Lavco	\$ 3.140.000
	Tornillería M30X100	Tornillería grado 10.9 con arandelas y tuerca .	Mundial de Tornillos	\$ 152.000
Mesa	Perfil rectangular de acero	Perfil de acero estructural 7[m]	Ferretería C y J	\$ 191.100
	Lamina para caja y superior	Plancha acero estructural 1220*2440 [mm]	Ferretería C y J	\$ 378.180
	Llantas giratorias X 2	Llantas giratorias para la mesa	Homecenter	\$ 25.000
	Llantas fijas X 2	Llantas fijas para la mesa	Homecenter	\$ 15.000
	Llantas sin armazón X 4	Llantas sin armazón para la mesa	Homecenter	\$ 20.000
	Varilla roscada	Varilla roscada para el tornillo de potencia.	Homecenter	\$ 109.000
	Pasadores	Pasadores x 12 unidades	Homecenter	\$ 60.000
	Rodamiento	Rodamiento para el sistema de potencia de la mesa	Ferretería C y J	\$ 12.000

Herramientas	Botapines	Botapines fundidos en hierro dúctil	Lavco	\$ 350.000
--------------	-----------	-------------------------------------	-------	---------------

*Nota.* Elaboración propia