



**Diseño de compactadora  
oleohidráulica con capacidad de  
10kg/h que permita la reducción del  
volumen de desechos orgánicos e  
inorgánicos para la planta de  
tratamiento de aguas residuales del  
Hospital Universitario Hernando  
Moncaleano Perdomo**

**Diego Mateo Mora Peña  
Carlos Andrés García Trilleras**

Universidad Antonio Nariño  
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica  
Neiva-Huila, Colombia  
2021

# **Diseño de compactadora oleohidráulica con capacidad de 10kg/h que permita la reducción del volumen de desechos orgánicos e inorgánicos para la planta de tratamiento de aguas residuales del Hospital Universitario Hernando Moncaleano Perdomo**

**Diego Mateo Mora Peña  
Carlos Andrés García Trilleras**

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

**Ingeniero Mecánico**

Línea de Investigación:

Materiales

Universidad Antonio Nariño  
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica  
Neiva-Huila, Colombia

2021

## *Dedicatoria*

*Dedico este proyecto a mi madre Ludibia Trilleras y mi padre Benjamín García, los cuales con esfuerzo y dedicación me han dado el apoyo económico y comprensión incondicional para terminar mi carrera profesional dejándome el mejor legado que es la educación, también a mi hermana, sobrina y novia que me han inspirado a cumplir mis metas y superarme día a día para buscar constantemente un mejor futuro.*

*Carlos García*

# Agradecimientos

Por medio de este proyecto agradezco a mis padres Ludibia Trilleras y Benjamín García por guiarme y alentarme a no rendirme en los obstáculos que nos encontramos en la vida, por darme su confianza y comprensión para culminar la carrera de Ingeniería Mecánica.

A todos los docentes de la Universidad Antonio Nariño que de una u otra manera nos ayudaron a cumplir esta meta, transmitiéndonos sus experiencias y conocimientos, contribuyendo a nuestra formación y desarrollo profesional para ser unos excelentes ingenieros.

A nuestra tutora la Ing. Martha Lucia Solano, por guiarnos y ayudarnos en la realización del proyecto, por brindarnos siempre su tiempo, apoyo y consejos para lograr nuestra meta.

Expresó de manera muy especial mis agradecimientos a todas las personas que directa e indirectamente aportaron en el desarrollo de este proyecto, quienes permitieron hacer posible alcanzar unas de mis metas como lo es ser Ingeniero Mecánico.

Carlos Andrés García Trilleras

## Resumen

El presente trabajo de investigación, se realizó el diseño de una compactadora para la reducción de volumen de desechos orgánicos e inorgánicos provenientes del sistema de tamizado de la Planta de tratamiento de aguas residuales (PTAR) del Hospital Universitario Hernando Moncaleano Perdomo de la ciudad de Neiva.

Este trabajo tiene como objetivo diseñar una compactadora para reducir el volumen y peso de los desechos, debido a que estos tienen un gran porcentaje de agua. con el fin de mejorar los procesos de recolección, almacenamiento y disminuir el costo de disposición, ya que la empresa encargada de realizar esta labor cobra por kg recolectado.

Se realizó una revisión bibliográfica la cual aportó de manera significativa la presente investigación. En principio se empleó el diagrama de caja negra y en sus requisitos, se plantearon los sistemas que conformarían la compactadora. Utilizando el método de lluvia de ideas se plantearon las opciones más adecuadas y mediante el árbol de objetivos se establecieron los criterios de decisión, finalmente se utilizó la matriz de selección donde se escogió la opción mejor evaluada.

Por medio de los cálculos se definieron los componentes, materiales, potencias, presiones, y fuerza de compactación requerida por la compactadora; Para la simulación estructural se utilizó el software SOLIDWORKS con la ayuda del complemento simulation donde se empleó un tipo de estudio estático y se obtuvo una deformación máxima de 0,92 mm, una tensión de Von Mises de  $153.355.488 \text{ N/m}^2$  y un factor de seguridad de 1,3.

**Palabras clave:** Diseño, Compactadora Oleohidráulica, Desechos sólidos, simulación, Aguas residuales.

## **Abstract**

The present research work, the design of a compactor was carried out to reduce the volume of organic and inorganic waste from the screening system of the Wastewater Treatment Plant (WWTP) of the Hernando Moncaleano Perdomo University Hospital in the city of Neiva.

The objective of this work is to design a compactor to reduce the volume and weight of waste, since it has a large percentage of water. In order to improve the collection and storage processes and reduce the cost of disposal, since the company in charge of carrying out this work charges per kg collected.

A bibliographic review was carried out which contributed significantly to the present investigation. In principle, the black box diagram was used and, in its requirements, the systems that made up the compactor were proposed. Using the brainstorming method, the most appropriate options were proposed and the decision criteria were established through the objective tree, finally the selection matrix was used where the best evaluated option was chosen.

Through the calculations, the components, materials, powers, pressures, and compaction force required by the compactor were defined; For the structural simulation, the SOLIDWORKS software was used with the help of the simulation complement where a type of static study was used and a maximum deformation of 0.92 mm was obtained, a Von Mises stress of  $153,355,488 \text{ N/m}^2$  and a safety factor of 1.3.

**Keywords: Design, Hydraulic oil Compactor, Solid waste, simulation, Wastewater.**

# Contenido

	Pág.
Contenido	
<b>Agradecimientos</b> .....	<b>IV</b>
<b>Resumen</b> .....	<b>V</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>VI</b>
<b>Lista de figuras</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Lista de tablas</b> .....	<b>9</b>
<b>Introducción</b> .....	<b>12</b>
<b>1. Revisión bibliográfica</b> .....	<b>16</b>
1.1 Antecedentes .....	16
1.2 Marco Teórico .....	21
<b>2. Diseño</b> .....	<b>26</b>
2.1 Diseño Conceptual .....	27
2.1.1 Lluvia de ideas.....	27
2.1.2 Arboles de objetivos y factores de peso.....	28
2.1.3 Matrices de Selección.....	36
2.2 Diseño de Detalle: Diseño de compactadora.....	39
2.2.1 Cálculos de Elementos del Sistema Oleohidráulico .....	40
2.2.2 Cálculos estructurales.....	54
<b>3. Simulación asistida por computadora</b> .....	<b>69</b>
<b>4. Conclusiones y recomendaciones</b> .....	<b>75</b>
4.1 Conclusiones.....	75
4.2 Recomendaciones.....	76
<b>B. Anexo: Cilindro oleohidráulico</b> .....	<b>78</b>
<b>C. Anexo: Manguera EN 853 1SN</b> .....	<b>79</b>
<b>D. Anexo: Bomba de paletas VC20</b> .....	<b>80</b>
<b>E. Anexo: Motor trifásico 2HP</b> .....	<b>81</b>
<b>F. Anexo: Electrodo E308L-16</b> .....	<b>82</b>
<b>G. Anexo: Sistema estructural</b> .....	<b>83</b>
<b>PLANOS</b> .....	<b>86</b>

## Lista de figuras

	<b>Pág.</b>
Figura 2-1 Diagrama de Caja Negra .....	26
Figura 2-2 Diagrama de los Sistema de la Compactadora .....	27
Figura 2-3 Ducto Cubico del Sistema de Alimentación.....	29
Figura 2-4 Tamiz Rotativo del Sistema de Alimentación .....	30
Figura 2-5 Componentes del Tamiz Rotativo .....	30
Figura 2-6 Árbol de objetivos del Sistema Almacenador .....	31
Figura 2-7 Árbol de objetivos del Sistema Dispensador .....	32
Figura 2-8 Árbol de objetivos del Sistema Compactador.....	33
Figura 2-9 Árbol de objetivos del Sistema Expulsor .....	34
Figura 2-10 Árbol de objetivos del Sistema Acumulador .....	35
Figura 2-11 Diagrama sinóptico de la Compactadora.....	39
Figura 2-12 Diseño propuesto.....	40
Figura 2-13 Área de un prisma rectangular .....	41
Figura 2-14 Diagrama de pandeo.....	43
Figura 2-15 Coeficiente k para cilindros de acuerdo al sistema de fijación adaptado .....	45
Figura 2-16 Solicitudes del Vástago según Euler .....	46
Figura 2-17 Medidas normalizadas de cilindros .....	47
Figura 2-18 Calculo del diámetro interno de la tubería .....	50
Figura 2-19 Marco Hiperestático .....	54
Figura 2-20 Cálculos para estructura .....	55
Figura 2-21 Esquema de Diagramas de cortantes y flectores .....	58
Figura 2-22 Tipo de conexiones para el diseño de una columna.....	61
Figura 2-23 Factores de geometría para el análisis de soldaduras .....	64
Figura 2-24 Triangulo de fuerzas .....	65
Figura 2-25 Ficha técnica Electrodo E-308L-16 .....	66
Figura 2-26 Propiedades Mecánicas de electrodo E308L-16 .....	67
Figura 2-27 Propiedades Mecánicas de electrodos para aceros .....	67
Figura 3-1 Simulación de la parte estructural de la compactadora oleohidráulica .....	69
Figura 3-2 Factor de seguridad de toda la compactadora .....	70
Figura 3-3 Esfuerzo máximo a la cual está sometida la compactadora oleohidráulica. ...	71
Figura 3-4 Diseño de compactadora bajo el software SOLIDWORKS.....	72
Figura 3-5 Lugar Establecido para la compactadora .....	73
Figura 3-6 Diseño compactadora vista isométrica.....	74
Figura 3-7 Compactadora propuesta vista lateral.....	74



## Lista de tablas

	<b>Pág.</b>
Tabla 2-1 Lluvia de ideas de los Sistemas de la Compactadora.....	28
Tabla 2-2 Factores de peso del Sistema Almacenador.....	31
Tabla 2-3 factores de peso del Sistema Dispensador.....	32
Tabla 2-4 Factores de peso del Sistema Compactador.....	33
Tabla 2-5 Factores de peso de del Sistema Expulsor.....	34
Tabla 2-6 Factores de peso del Sistema Acumulador.....	35
Tabla 2-7 Escala de puntos.....	36
Tabla 2-8 Matriz de selección del Sistema Almacenador.....	36
Tabla 2-9 Matriz de selección del Sistema Dispensador.....	37
Tabla 2-10 Matriz de selección del Sistema Compactador.....	37
Tabla 2-11 Matriz de selección del Sistema Expulsor.....	38
Tabla 2-12 Matriz de selección de Sistema Acumulador.....	38
Tabla 2-13 Densidad de materiales a compactar.....	42
Tabla 2-14 Características técnicas del Acero Inoxidable.....	44
Tabla 2-15 Medidas del Cilindro Oleohidráulico Seleccionado.....	47
Tabla 2-16 Presión Vs Velocidad en tubería.....	49
Tabla 2-17 Ficha técnica manguera oleohidráulica EN 853 1SN.....	50
Tabla 2-18 Propiedades del aceite ISO 68.....	52
Tabla 2-19 Características de bombas oleohidráulicas de paletas.....	53
Tabla 2-20 Tubos estructurales.....	57
Tabla 2-21 Tubos estructurales.....	60
Tabla 2-22 Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras.....	67
Tabla 2-23 Tamaños normalizados de electrodo.....	68

## Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolo	Término	Unidad	Definición
$A_{BRI}$	Área de la briqueta	$in^2$	Ec.(2-1)
$A_{BRI\text{superficial}}$	Área superficial de la briqueta	$in^2$	Ec.(2-2)
$Aa$	Área del émbolo	$in^2$	Ec.(2-3)
$F$	Fuerza	$lb$	Ec.(2-3)
$P$	Presión	$lb/in^2$	Ec.(2-3)
$D$	Diámetro	$in$	Ec.(2-4)
$Lc$	Longitud de carrera	$mm$	Ec.(2-6)
$Hmax$	Altura máxima que alcanza la placa móvil	$mm$	Ec.(2-6)
$Hmin$	Altura mínima que alcanza la placa móvil	$mm$	Ec.(2-6)
$K$	Coefficiente tipo de fijación		Figura 2-1
$E$	Módulo de elasticidad	$kg/mm^2$	Tabla 2-14
$L$	Longitud	$mm$	Ec.(2-7)
$I$	Momento de inercia	$mm^4$	Ec.(2-8)
$Le$	Longitud equivalente	$mm$	Ec.(2-9)
$ZJ$	Longitud cilindro	$mm$	Ec.(2-9)
$A$	Longitud vástago	$mm$	Ec.(2-9)
$C$	Carrera del cilindro	$mm$	Ec.(2-9)
$Ca$	Cilindro abierto	$mm$	Ec.(2-9)
$Va$	Volumen de avance	$cm^3$	Ec.(2-10)
$A_A$	Área de avance	$cm^2$	Ec.(2-12)
$Vr$	Volumen de retroceso	$cm^3$	Ec.(2-11)
$Ar$	Área de retroceso	$cm^2$	Ec.(2-13)
$Q$	Caudal de aceite	$lt/min$	Ec.(2-14)
$t$	Tiempo	$s$	Ec.(2-15)
$vt$	Velocidad tubería	$m/s$	Ec.(2-16)
$st$	Selección tubería	$cm$	Figura 2-18 Calculo del diámetro interno de la tubería
$Hp$	Potencia		Ec.(2-17)
$Pb$	Presión de la bomba	$psi$	Anexo A
$\rho$	Eficiencia de la bomba	$\%$	Ec.(2-17)
$Vt$	Volumen del tanque	$cm^3$	Ec.(2-19)

<b>Símbolo</b>	<b>Término</b>	<b>Unidad</b>	<b>Definición</b>
$L_t$	Longitud arista del tanque	<i>cm</i>	Ec.(2-20)
$S_y$	Esfuerzo a la fluencia	<i>MPa</i>	Tabla 2-14
$N$	Factor de seguridad		Ec.(2-21)
$R_a$	Reacción en a	<i>N</i>	Ec.(2-22)
$R_b$	Reacción en b	<i>N</i>	Ec.(2-22)
$V_a$	Cortante en a	<i>N</i>	Ec.(2-23)
$V_b$	Cortante en b	<i>N</i>	Ec.(2-24)
$M_a$	Momento en a	<i>N</i>	Ec.(2-25)
$M_b$	Momento en b	<i>N</i>	Ec.(2-25)
$M_c$	Momento en c	<i>N</i>	Ec.(2-26)
$M_{Max}$	Momento máximo	<i>Nm</i>	Ec.(2-27)
$S_{xx}$	Módulo de sección	<i>cm<sup>3</sup></i>	Ec.(2-27)
$y_{max}$	Deflexión máxima	<i>m</i>	Ec.(2-28)
$a$	Distancia viga a extremo	<i>m</i>	Figura 2-21
$k$	Factor de fijación de los extremos		Figura 2-22
$I_{min}$	Momento de inercia mínimo	<i>cm<sup>4</sup></i>	Ec.(2-37)
$r_{min}$	Radio de giro mínimo	<i>m</i>	Ec.(2-37)
$SR_{max}$	Esbeltez máxima		Ec.(2-38)
$c_c$	Constante de la columna		Ec.(2-39)
$P_{cr}$	Carga de pandeo crítica	<i>N</i>	Ec.(2-40)
$AW$	Dimensiones de la soldadura	<i>mm</i>	Ec.(2-41)
$Sw$	Factor geométrico a flexión	<i>m<sup>2</sup></i>	Ec.(2-42)
$f_s$	Fuerza cortante vertical	<i>lb/in</i>	Ec.(2-43)
$f_b$	Fuerza de flexión	<i>lb/in</i>	Ec.(2-43)
$M$	Momento máximo sobre la viga	<i>Nm</i>	Ec.(2-43)
$Fr$	Fuerza resultante	<i>lb/in</i>	Ec.(2-43)
$W$	Diámetro del electrodo	<i>mm</i>	Ec.(2-42)

### Símbolos con letras griegas

<b>Símbolo</b>	<b>Término</b>	<b>Unidad SI</b>	<b>Definición</b>
$\sigma_{A304}$	Esfuerzo a la tensión del acero	<i>MPa</i>	Ec.(2-21)

# Introducción

El Hospital Universitario Hernando Moncaleano Perdomo, es una unidad hospitalaria pública, que se ubica en la ciudad de Neiva y brinda servicios de salud hasta la alta complejidad. Ofreciendo el mejor servicio en salud del sur del país y es una entidad pública de categoría especial, descentralizada del Departamento del Huila. Cuenta con una planta de tratamiento de aguas residuales (PTAR), la cual consiste en una serie de procesos físicos, químicos y biológicos que tienen como fin eliminar los contaminantes presentes en el agua efluente del uso humano. Para dicho tratamiento se recolectan todas las aguas negras del hospital por medio de una red de alcantarillado que desembocan a las cajas de bombeo y posteriormente éstas pasan a un pozo principal, para luego ser trasladada a un sistema de tamizado y después ser tratados en el reactor biológico.

Las aguas residuales contienen residuos orgánicos e inorgánicos tales como: comida, plásticos, telas, compresas, papel, entre otros. Debido a que en el reactor biológico no pueden llegar estos tipos de desechos, ya que si estos no son retirados causarían daño los equipos y no habría una transmisión ideal del oxígeno disuelto, el cual es fundamental para los microorganismos existentes en el reactor biológico. Se cuenta, con un sistema de tamizado, el cual consiste en un cilindro rotativo filtrante, que tiene como función restringir el paso a los residuos sólidos mayores o igual a 0,75 mm de diámetro. Dichos desechos caen a un contenedor, para luego ser recolectados y tratados por una empresa de incineración, la cual cobra por Kg recaudado. Es de anotar que en el día se producen alrededor de 30Kg de desechos, por lo cual esta actividad diaria de separación de los residuos lleva a un peso aproximado de 210 kg semanal.

Por lo anterior el problema está en el peso que adquieren los residuos sólidos orgánicos e inorgánicos al absorber el agua residual; como es de conocimiento el peso de los residuos está directamente relacionado con la densidad y el volumen, teniendo presente que el agua como componente del residuo genera un valor adicional neto; paralelo a esto se pretende lograr disminuir el peso de los desechos contribuyendo de manera positiva a la mejora del

proceso y disminución de los costos de disposición. Este trabajo se encuentra enmarcado dentro de las líneas de investigación de Materiales.

Como referente de antecedentes para este trabajo se tendrá en cuenta los aportes realizados a nivel internacional por J. Jiménez, O. Rosas, 2009. Quienes realizaron el diseño de una maquina compactadora de chatarra de aluminio para producir pacas de 65 Kg, de la escuela politécnica Nacional, Quito, Ecuador. En donde realizan un diseño para dar solución a las pequeñas y medianas empresas recicladoras que buscan disminuir los costos de traslado, reduciendo el volumen y aumentando la cantidad transportada, generando un ahorro en la economía de las empresas. El diseño se construye a través de diversas áreas de aplicación como lo es el diseño mecánico, sistemas oleohidráulicos, mecánica de fluidos, entre otros. Gracias a esto fue posible llegar al diseño de la maquina cumpliendo con los objetivos planteados. El trabajo nombrado anteriormente tiene un aporte significativo respecto al estudio que se pretende realizar ya que se va a buscar disminuir costos reduciendo el volumen y aumentando la cantidad compactada.(Javier Patricio Jiménez Robalino & Alfredo Rosas Laverde, 2009)

Así mismo, se tendrá en cuenta el estudio realizado por G. Moreno, L. Santo, 2013, En la Universidad Técnica de Cotopaxi. El cual realizo el diseño de un prototipo de máquina compactadora para la recuperación de viruta de aluminio que se genera en la Corporación Ecuatoriana de Aluminio de la ciudad de Latacunga Cedal s.a., debido a la ausencia de las empresas que utilizan las virutas vieron la necesidad de diseñar esta máquina. Se logró la mayoría de los cálculos con base en la teoría de diseño mecánico. Lo que permitió entregar a la empresa los planos y guías del diseño oleohidráulico, eléctrico y mecánico, que facilitarán el desarrollo del prototipo cuando la empresa lo requiera. Este trabajo sirve como guía para los cálculos ya que la investigación del presente documento está limitada a diseño y simulación.(Cruz Moreno Romel Gustavo & Guillermo., 2013)

A nivel nacional el estudio realizado por O. Cruz, E. Garrido, 2017 de la Fundación Universidad América de Bogotá, Colombia. Los cuales realizaron el diseño de una máquina compactadora de carrocerías de carros y camionetas. Llevaron a cabo el diseño para dar solución al problema de ocupación de espacio. se utilizó el software nx9.0 para los caculos de diseño y selección de materiales para este equipo. donde se logró entregar al cliente un diseño con su respectivo costo de fabricación, operación y mantenimiento. Este trabajo presenta un gran aporte respecto al estudio que se va a realizar, ya que se

puede hacer uso el software nx9.0 para los cálculos de diseño y selección de materiales, con esto ya se tiene una base para comenzar el diseño y cálculos de la maquina compactadora.(Omar Andrés Cruz Roperó, 2017)

A continuación, se presentan los objetivos para lograr desarrollar el trabajo propuesto

OBJETIVOS:

#### OBJETIVO GENERAL

Diseñar una compactadora oleohidráulica para reducir el volumen y peso de los desechos sólidos orgánicos e inorgánicos de la PTAR del Hospital Universitario Hernando Moncaleano Perdomo.

#### OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar los elementos que formarán parte de la compactadora oleohidráulica para el proceso de compactación de residuos sólidos provenientes de las aguas residuales
- Seleccionar los componentes mecánicos y eléctricos para el diseño de compactadora oleohidráulica.
- Desarrollar una simulación estructural a través de un software de elementos finitos enfocado a tipo de estudio estático.

El diseño de la máquina compactadora para residuos orgánicos e inorgánicos de la PTAR del Hospital Universitario Hernando Moncaleano Perdomo, su principal labor estará destinada a solucionar el problema volumen y peso generado por la absorción de las aguas residuales. Haciendo que sea más manejable al momento de su disposición, y contribuyendo a la reducción de costos. Razón por la cual con ayuda de la compactadora oleohidráulica se pretende reducir el volumen en de acuerdo a lo sugerido por Rodríguez Velandia y Zuluaga Garzón, (2018) en el proyecto de grado de diseño de un sistema de compactación de papel y cartón para la empresa MAC Anillados y Acabados Impresos s.a.s. Donde se realizó un diseño similar en el cual se logró la reducción de un 40% del volumen inicial.

Se diseñará una compactadora oleohidráulica con una capacidad de 10 kg/h, en la cual se realizará una búsqueda bibliográfica respecto al tema donde se buscan nuevas tecnologías

de compactadoras para la selección apropiada de componentes y materiales que se adapten a las necesidades que se tienen en la PTAR del Hospital Universitario Hernando Moncaleano Perdomo. Se hará una caracterización del espacio seleccionado para determinar las condiciones medioambientales y de los desechos que se van a procesar y que se verá sometido el equipo. Por medio de los principios de resistencia de los materiales, mecánica de fluidos y diseño mecánico se harán los cálculos necesarios para la selección de componentes mecánicos, sistema oleohidráulico, y tipo de materiales para el diseño del equipo.

Según lo escrito en el trabajo de grado de (Ortigoza J, 2013) utiliza la siguiente metodología en la cual se pretende seguir en el trabajo de grado. (Ingeniería et al., 2013)

### 1. Revisión bibliográfica.

Revisar en artículos científicos de los últimos 10 años sobre diseños de compactadoras, para que nos permita con sus aportes construir el diseño propuesto en este documento.

### 2. Diseño

2.1 Diseño Conceptual: Aplicando el método de lluvia de ideas para el diseño y árbol de objetivos se obtendrán los factores ideales de peso para cada uno de los criterios de selección como Espacio vertical, Facilidad de apertura, Ergonomía, Fuerza para abrir, Complejidad de fabricación, Número de elementos de sujeción donde se obtendrá la alternativa mejor evaluada para la compactadora.

2.2 Diseño de detalle: Se realiza un estudio detallado en la solución que comprende desde los elementos de la compactadora oleohidráulica, desarrollo de los cálculos y parametrización de los elementos. De manera paralela se diseña la Máquina Compactadora para seleccionar la mejor configuración y ubicación de los elementos de cada sistema. En esta sección se presenta la selección de los materiales y de los elementos que conformaran cada uno de los sistemas. Finalmente se realiza los cálculos para saber la potencia que debe tener el motor de la Compactadora.

### 3. Simulación

Se realizará la simulación estructural a través del software SOLIDWORKS mediante el método elementos finitos (MEF) enfocado a tipo de estudio estático.

# 1.Revisión bibliográfica

## 1.1 Antecedentes

Como referente de antecedentes para este trabajo se tendrá en cuenta los aportes

Debido a que la cultura sobre el reciclaje de aluminio en México es escasa a comparación de otros países, Ortigoza J. (2013), Presenta el diseño de la maquina compactadoras de latas de aluminio vacías de 355 ml en el cual tienen en cuenta los principios de operación tales como neumáticos, mecánicos y automáticos los cuales brindaran referencias para así tener una percepción a partir de los requisitos y características. Utilizaron una metodología basada en el estudio del mercado, diseño conceptual, diseño de detalle y fabricación del prototipo. realizan una primera iteración de diseño en el cual se presentan fallas y por tal razón se hace un rediseño de los sistemas para corregir los problemas presentados. De este trabajo se puede apoyar de la metodología empleada la lluvia de ideas y la matriz de selección la cual es muy practica y eficaz a la hora de seleccionar los componentes esenciales para el diseño de la compactadora.(Ingeniería et al., 2013)

El trabajo de investigación de García Bosada, 2019, se enfocó en el diseño de una máquina para la compactación de plástico y papel que contribuya a la mejora en el reciclaje, almacenamiento y transporte de estos. Propusieron tres alternativas de diseño los cuales se evaluaron por medio del criterio de métodos ponderados para así seleccionar la opción más adecuada, en el apartado de modelamiento utilizaron el software SOLIDWORKS para tener una perspectiva geométrica de los elementos a utilizar; Se escogió un sistema de compactación que ejerce una fuerza máxima de 50 toneladas (TF), compuesta por un motor eléctrico de 5 hp. Mediante el software Sap 2000 se realizó la comprobación del marco hiperestático para el diseño. Finalmente, mediante un análisis de costos de la prensa se concluyó que la construcción de la compactadora será de \$847,77 encontrándose dentro del rango que las empresas recicladoras están dispuestas a pagar ya que anualmente invierten un valor aproximado de \$8000,00 anuales. Resaltamos dicho



estudio, el cual puede ser útil para la simulación del presente trabajo.(Bosada Germán Andrés, n.d.)

Con el fin de contribuir al desarrollo de la industria del reciclaje en la ciudad de Babahoyo (Ecuador) Tapia Lemos, 2018, lleva a cabo el diseño de una compactadora de plástico para la empresa REIPA, teniendo en cuenta los requerimientos de la empresa se estableció la capacidad de compactación mínima la cual sería de 2200 kg/semana, para obtener una paca de 75kg en 20min bajo dimensiones de 0,93m\*0,53m\*1m para cumplir con la demanda que se presenta en la ciudad, para realizar el diseño de la máquina se basaron en especificaciones técnicas, diseño conceptual y diseño de detalle. Finalmente cumplieron con el objetivo de satisfacer la demanda en la ciudad ya que la capacidad de compactación fue mayor a 110kg/h. El trabajo anterior tiene un aporte significativo en cuanto a la metodología utilizada en el diseño de la máquina.(Daniel & Lemos, 2018)

Con la finalidad de demostrar que se puede diseñar un compactador de envases con elementos de máquinas en desuso López Cascante, Bajaña Haro, (2016), llevaron a cabo la elaboración de la máquina la cual tuvo un costo bajo debido a que los elementos de desuso salen más rentables que adquirir uno nuevo. Para los cálculos de la maquina compactadora realizaron un ensayo con probetas para obtener la fuerza necesaria de compactación. Obteniendo como resultado una compactadora que produce lotes de 23kg junto con un motor eléctrico de 7hp a una presión de trabajo de 177161psi. Del presente trabajo se puede hacer uso de los datos recolectados en las pruebas realizadas con las probetas para hallar la fuerza máxima de trabajo.(Cintia et al., 2016)

En el trabajo de investigación realizado por Domínguez Peche, (2017). Tiene como objetivo el diseño de una Prensa hidráulica de 40 Toneladas de Capacidad para Procesos de Deformación Plástica, la investigación promete una solución para procesos de deformación plástica contribuyendo a la industria peruana. Utilizan conceptos que conforman la hidráulica, física y la resistencia de materiales con el objetivo de aplicar un estudio hidráulico y estructural. La principal ventaja de la prensa será la adaptabilidad ya que tiene un amplio campo de trabajo. El trabajo presenta una amplia investigación teórica práctica el cual sirve como guía para el diseño conceptual y de detalle para la actual investigación.(Peche, 2017)

Para evaluar la factibilidad de diseño de una máquina compactadora de chatarra, Águila Rucoba, (2018), realiza un estudio descriptivo el cual pretende reducir la cantidad de material chatarra que se desechan día a día, la cual afecta de manera directa a el medio ambiente, de esta manera se determina si esta máquina cumple con los requerimientos de reducción para que estos sean reciclados y reutilizados, por ende, la empresa Recicladora del Oriente SAC generaría una fuente de ingreso. La compactadora tendría una producción de paquetes de 70 kg con una fuerza de compactación de 25 toneladas (TF) a una presión de trabajo de 53,10 Mpa. Para diseñar la compactadora utilizaron metodología de ejecución procedimental la cual sirvió para cumplir con los objetivos planteados. El trabajo tiene una amplia revisión bibliográfica la cual sirve para complementar en el capítulo 1 de la investigación a realizar.(Del Aguila Rucoba, 2018)

En busca de mejorar el proceso de compactación actual de residuos de papel y cartón generados en la empresa Mac Anillados y Acabados Impresos SAS, Rodríguez, C., & Zuluaga, J. (2018), realizaron el diseño de una máquina compactadora para dichos materiales que cumplen con la capacidad y tecnología requerida para este trabajo. Se realizó un estudio exhaustivo junto con sus respectivos cálculos, utilizando el método analítico de diseño mecánico; con el fin de seleccionar los componentes más adecuados para la máquina, donde se escogió un sistema de compactación hidráulico que ejerce una fuerza máxima de 40 toneladas fuerza (TF), compuesta por un motor de eléctrico de 20 hp y con una caja compactadora de 1m<sup>3</sup> de capacidad. Se ejecuto una simulación por medio del método de elementos finitos (MEF) utilizando el software NX, para verificar los cálculos y el funcionamiento del equipo. Finalmente, se realizó un estudio donde se encontró la factibilidad y viabilidad financiera de la máquina compactadora diseñada, en lugar de comprar una máquina nacional o importada. Resaltamos dicho estudio, el cual puede ser útil para la justificación del proyecto ante el cliente.(CAMILO EDUARDO RODRÍGUEZ VELANDIA & JUAN KAMILO ZULUAGA GARZÓN, 2018)

Para la empresa Mega cuya labor es el reciclaje de chatarra, presenta un problema en el transporte del material (acero liviano), debido al espacio que este ocupa. Por lo que catalán, E. (2014) ha propuesto como meta disminuir el volumen de estos residuos sólidos que tiene como densidad 757,8 lb/m<sup>3</sup>, por lo cual ha diseñado un mecanismo de tres cilindros hidráulicos de doble efecto que generan una capacidad de compresión de 3500 psi; donde se seleccionaron los componentes para soportar esta misma presión. Debido

al tipo de material a compactar, se escogió un acero con las propiedades necesarias para evitar daños de abrasión en la cámara de compactación. De acuerdo a la necesidad de un motor de 170 hp, se optó por uno de combustión interna para lograr accionar la bomba hidráulica. Aunque el tipo de residuo a compactar es diferente al de la investigación a realizar, se resalta y aplica la importancia de seleccionar correctamente los materiales para la construcción de la caja compactadora y estructura general de la máquina para prolongar la vida útil del equipo.(Eddy Salvador Catalán García, 2014)

INGLEBY SAC es una empresa que está situada ubicada en el distrito de Motupe, Perú. realiza actividades de maquinado, diseños mecánicos y modelado 3D, donde se presenta una problemática con la viruta de los materiales trabajados, al momento de almacenarlos y posteriormente al disponer de ellos, debido a su volumen. Por lo cual Zúñiga, D. (2019), realizo el diseño de máquina compactadora de viruta metálica con capacidad de 20 kg/h, Se utilizo una matriz morfológica y la metodología VDI 225 para seleccionar la alternativa más adecuada. De esta manera se seleccionó el sistema hidráulico, el cual ejerce la fuerza de compactación necesaria. Por medio de cálculos se seleccionó un motor de 5.5 kW y un actuador hidráulico que opera a 200 bar de presión para hacer briquetas de 7 cm Ø y 5 cm de h (Altura). Por último, se apoyan en el software de simulación de SolidWorks para validar el diseño de sus componentes. De este proyecto podemos tomar como referencia la matriz y metodología para la selección de la mejor opción en cuanto a al sistema y componentes de la máquina.(Acosta et al., 2019)

Dentro del estudio realizado por Macías, O., & Cedeño, T. (2016), en el proyecto de diseño de una maquina compactadora de 30 TON para residuos PET y de cartón, se realizaron ensayos de compactación y se utilizó el software FluidSIM hydraulics donde se desarrolló la simulación para comprobar la duración de cada ciclo de operación de la compactadora, al mismo tiempo se corrobora la presión de trabajo del sistema hidráulico, arrojando 2334,3 psi y modifíco el ciclo de trabajo requerido. Para la realización de los planos esquemáticos y diseño estructural que utilizo el software inventor, así mismo para la simulación se utilizó el programa ANSYS, con el fin de validar los resultados que se tuvieron analíticamente. Del proyecto nombrado anteriormente tiene un aporte relevante en cuanto a la simulación de los componentes estructurales de la maquina donde se obtuvieron los desplazamientos, esfuerzos de tensiones y factor de seguridad, utilizando el programa ANSYS.(Macias Constante & Cedeno Quisphe, 2016)

## 20 Diseño de compactadora oleohidráulica con capacidad de 10kg/h que permita la reducción del volumen de desechos orgánicos e inorgánicos para la planta de tratamiento de aguas residuales del Hospital Universitario Hernando Moncaleano Perdomo

---

Con base en la investigación realizada por Alzamora, R (2017), donde busca reducir el volumen de residuos de chatarra metálica para facilitar la manipulación y acumulación de la misma, ya que contribuye significativamente al medio ambiente, puesto a que, al reciclar la chatarra, se disminuye la contaminación de agua y aire. Por lo cual, lleva a cabo el diseño de una compactadora con la que pretende aplicar fuerzas por medio de cilindros hidráulicos en los ejes X, Y y Z. Eligen una fuerza de compactación para el pistón 1 y 2 de 100 (TF), Para el cilindro de la placa compactadora se estiman 50 (TF) y se consideran 30 (TF) para la compuerta de expulsión y seguros. Seguido a esto se desarrollan los cálculos apoyado en las materias de mecánica de fluidos, resistencia de materiales, Diseño mecánico, entre otras, para la selección adecuada de los componentes de la central oleohidráulica y la parte estructural de la máquina. De este proyecto podemos tomar como referencia los documentos anexados tales como fichas técnicas, materiales, componentes, etc.(Alzamora Sánchez, 2017)

El incremento de la población ha generado un aumento de desechos originados en la vida cotidiana de las personas, contribuyendo a la problemática de los grandes volúmenes de acumulación de dichos residuos. Por lo cual, David, S. K., Biswal, N., Muduli, K., Peter, O., & Pumwa, J. (2020), realizan la investigación de Diseño y análisis de un compactador de basura hidráulico con la que se pretende disminuir el volumen de los desechos, aportando una mejora en el proceso de Transporte y clasificación de residuos. Realizaron una serie de investigaciones sobre qué sistema de compactación utilizar, donde tuvieron en cuenta al sistema neumático, manual e hidráulico, finalmente eligieron el sistema hidráulico debido a la alta eficiencia en cuanto potencia de compresión, lo que permite diseños compactos. En cuanto a la selección de materiales, mediante análisis de fatiga y relación de compresión se eligió un acero con bajo contenido de carbono. De esta investigación podemos tomar como referencia el sistema de compresión y la metodología de selección de materiales que utilizaron.(John Pumwa & Narayan Biswal, Kolawole David Somade, 2020)

## 1.2 Marco Teórico

### Desechos

Se define como desecho “todo tipo de material que sea producido por la actividad humana y que está destinado a ser desechado”. También se pueden definir como residuos o basura.(Flores, 2009)

### Tipos

Se pueden encontrar distintos tipos de residuos, tales como:

- **Desechos orgánicos:** son los residuos de origen biológico generados por los humanos y otros seres vivos.
- **Desechos Inorgánicos:** Aquellos residuos que no son de origen biológico, en otras palabras, provienen de la parte industrial, o de un determinado proceso no natural.
- **Residuos comerciales:** Estos son producidos en las áreas comerciales, tales como restaurantes, bares entre otros.
- **Residuos domésticos:** son los residuos generados en las zonas domiciliarias, o en su defecto en los hogares.
- **Residuos industriales:** son aquellos residuos producidos por el sector industrial, en sus procesos de manufactura, limpieza, mantenimiento, entre otros.
- **Residuos peligrosos:** Son residuos que contienen características físicas o químicas que generan un riesgo para el ecosistema.
- **Biorresiduos:** son residuos como su nombre lo indica biodegradables lo que quiere decir que se descomponen en el medio ambiente sin presentar ningún riesgo, provienen de parques, jardines, entre otros.(Recytrans, 2016)

### Compactadora

Es una máquina que logra reducir el volumen de los desechos o residuos por medio de la aplicación de fuerza sobre estos. Por lo general se utilizan sistemas hidráulicos para poder obtener las presiones requeridas para la compresión de desechos. Tiene como objetivo disminuir las dimensiones de los desechos para minimizar los costos de almacenamiento, y optimizar su disposición.

## Clasificación

**Compactadora vertical:** esta clase de máquinas se caracterizan por ocupar poco espacio por no generar contaminación auditiva y por su costo el cual es más accesible, sin embargo, cuenta con una menor capacidad por esta razón la productividad es baja. Por lo general cuenta con una sola etapa de compactación.

**Compactadora horizontal:** esta clase de compactadoras cuentan con un mayor tamaño si se comparan con las verticales, ofrecen una mayor productividad, se encuentran en máquinas estáticas con carga manual hasta máquinas de alimentación continua para artos volúmenes de procesado.(Acosta et al., 2019)

## Tipos de sistemas de compactación

**Sistema de compactación de tornillo:** Está compuesto por un motor eléctrico que aporta potencia al tornillo sin fin, utilizando un sistema de transmisión combinado por cadenas y un moto reductor, al realizar la rotación del tornillo sin fin se desplazan los desechos los cuales se compactan en el fondo de la cámara.

**Sistema de compactación hidráulico:** está compuesto por un motor eléctrico el cual suministra energía a la central hidráulica la cual utiliza como fluido el aceite, esta entrega la fuerza requerida para desplazar el actuador, cuyo trabajo es comprimir los desechos o residuos en una cámara compactadora.

**Sistema de compactación neumático:** Este tipo de sistema utiliza aire comprimido, el cual es generado por un compresor. El aire ingresa al pistón neumático generando un avance y al momento de salir este genera un retroceso el cual se libera por los huecos en los cabezales. Por otra parte las válvulas de accionamiento eléctrico, son las encargadas de controlar la dirección de flujo del aire, con la finalidad de manejar el desplazamiento del cilindro neumático.(CAMILO EDUARDO RODRÍGUEZ VELANDIA & JUAN KAMILO ZULUAGA GARZÓN, 2018)

## Sistemas principales que conforman una compactadora.

- **Sistema de Alimentación:** Es el encargado de conducir los desechos hasta el sistema de almacenamiento.

- **Sistema Almacenador:** Este sistema es responsable de admitir y acumular los desechos provenientes del sistema de alimentación.
- **Sistema Dispensador:** Es un sistema de control que regula el paso de desechos al sistema Compactador.
- **Sistema Compactador:** Sistema encargado de compactar los desechos con la finalidad de disminuir el volumen de estos.
- **Sistema Expulsor:** Es el Sistema encargado de remover las pacas de desechos, una vez realizado el proceso de compactación.
- **Sistema Acumulador:** Sistema responsable de almacenar las pacas de desechos compactadas una vez que se haya completado el ciclo de la máquina.

### **Componentes de compactadora hidráulica**

**Sistema hidráulico:** Es un sistema integrado por componentes que tienen como finalidad el transporte de fluidos incompresibles que aplican una transmisión de potencia en un actuador o cilindro. En este tipo de sistemas se controla el flujo de fluido, presión y caudal.

**Fluido hidráulico:** Actúa como vehículo transmisor de la energía del punto de transformación al punto de utilización de cualquier sistema hidráulico.

**Tanque hidráulico:** Presta el servicio de almacenamiento del fluido hidráulico que generalmente son aceites derivados del petróleo. Se encuentran alanceados en un recipiente cerrado herméticamente para restringir el ingreso de suciedad o humedad al tanque, donde son ventilados para retribuir la presión cuando esta incrementa debido a la temperatura o desnivel.

**Bomba hidráulica:** Este componente es el encargado de producir el desplazamiento del fluido hidráulico al interior de la unidad y transformarla en energía. Según el principio de Bernoulli cuando se eleva la energía del fluido aumenta su presión, su velocidad o su altura. Para realizar la selección correcta de la bomba se debe tener en cuenta el caudal y presión que necesite el sistema.

**Bombas rotativas:** El principio de funcionamiento de estas bombas son dos lóbulos o engranes que giran en sentido contrario aspirando el líquido al interior y posterior a esto lo bombean. Este tipo de bombas sirven para el transporte y elevación de fluidos, en el caso de una unidad hidráulica es empleada para aumentar la presión en bajos caudales. Para

ser accionadas necesitan de una energía la cual es suministrada por un motor eléctrico. compuesta

**Bombas hidráulicas de pistones:** Es utilizada para el transporte de fluidos incomprensibles y elevar su presión por medio de pistones que crean un vacío el cual aspira el líquido y transforman la energía mecánica en energía hidráulica. Con una mayor cantidad de pistones se produce un mayor cabezal de bombeo.

**Cilindro actuador:** Este componente transforma la energía de presión en energía mecánica lineal, generada comúnmente por sistemas hidráulicos y neumáticos, obteniendo como resultado un empuje de cargas, estos se clasifican en cilindros de simple efecto que ejerce la fuerza en una sola dirección y es devuelto a su inicio por medio de un muelle o resorte, por otro lado, los cilindros de doble efecto realizan el empuje en ambas direcciones gracias al intercambio de fluidos de una cámara a otra.

**Tubería hidráulica:** Son utilizadas para el transportar los fluidos hidráulicos que por lo general son aceites a alta presiones, debido a esto son fabricadas en aceros o cauchos de alta resistencia.

### Válvulas

Es un mecanismo que emplea para controlar el flujo del fluido a través del circuito hidráulico, a continuación, podemos ver su clasificación:

- **Válvulas de seguridad:** Como su nombre lo indica sirven para cuando un equipo o componente sobrepasa la presión de trabajo, esta se activa dando paso al fluido de regreso al tanque.
- **Válvulas de regulación:** Es las encargadas de regular el paso del fluido necesario que se mueve por el circuito.
- **Válvulas antirretornos:** Su tarea es restringir el paso del líquido o fluido en sentido contrario.
- **Válvulas distribuidoras:** Es la encargada de darle dirección el fluido, estas pueden ser activadas de forma manual o eléctrica.

**Carrera:** Se define la longitud que recorre el vástago de un extremo a otro.

**Caudal:** Se define como la cantidad de fluido, que se desplaza por un tubo por unidad de tiempo.



**Diseño mecánico.**

Se puede definir el diseño mecánico como la solución a una necesidad o problema los cuales necesitan de ingenio, además de tener conocimiento de la aplicación de la ciencia y las matemáticas. Los estudios que se deben considerar serían las dimensiones, tolerancias, unidades y cálculos. Por otro lado, el diseñador debe asociar su creatividad con su conocimiento de las ciencias. También debe cumplir con las siguientes requerimientos de que el diseño sea innovador, funcional, útil y sobre todo que confiable y seguro, además de esto que se pueda construir comercializar.(R. G. B. y. J. K. Nissbett, 2008).

**Simulación.**

Se basa en diseñar un modelo computarizado de un mecanismo, maquina o proceso para comprender su funcionamiento y predecir su comportamiento en la vida real de los componente o máquinas del sistema. Uno de los métodos empleados en la simulación es el análisis de elementos finitos con el que se obtiene las deformaciones lineales y no lineales, deformaciones plásticas, la fatiga y entre otros de un diseño.(R. E. Shannon, 1992)

**SolidWorks.**

Es un software que permite modelar planos técnicos, conjuntos, piezas, así como cualquier otro tipo de información requerida para la producción. El software opera en base a las nuevas técnicas de modelado en programa CAD. Representa el propósito del diseñador o el elemento/máquina que desea diseñar, gracias a que es un programa amigable con el cliente, tiene una interfaz comprensible y de sencilla extracción de planos.(*SolidWorks*, 2017)

## 2. Diseño

Para dar cumplimiento al objetivo planteado inicialmente, se realizó un diagrama de caja negra (ver la Figura 2-1), en el diagrama se define el punto de partida y a donde se quiere llegar al diseñar la Compactadora.

Figura 2-1 Diagrama de Caja Negra



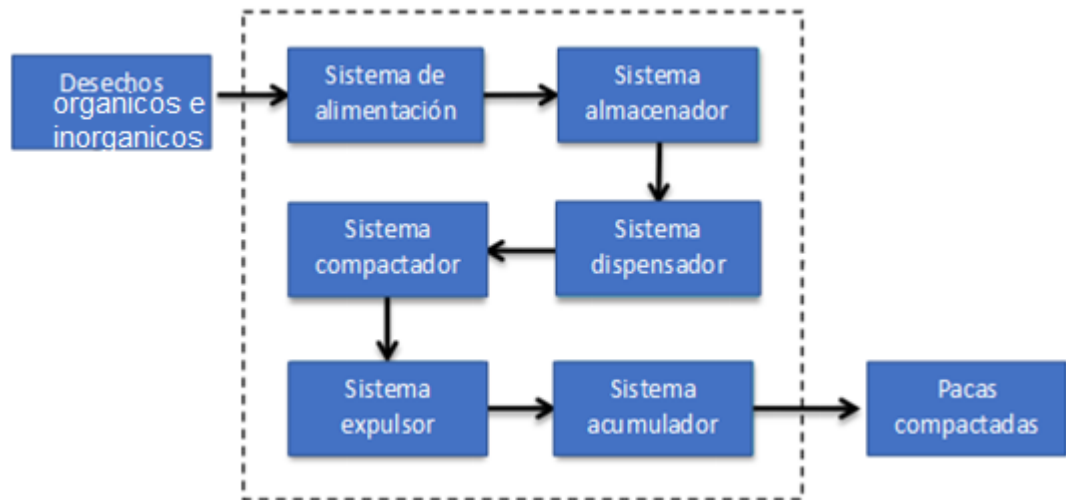
Fuente: Propia

Teniendo en cuenta los requisitos del diagrama de caja negra, se plantearon y se precisaron cada uno de los sistemas que harán parte de la Compactadora tal como se observa en la Figura 2-2 posteriormente se definen las funciones de los diferentes sistemas:

- Sistema de Alimentación: inicialmente los desechos presentes en el agua residual son retenidos por el tamiz rotativo el cual conducirá los desechos al ducto que cae por gravedad, quedando en el sistema de almacenamiento.
- Sistema Almacenador: este sistema es responsable de permitir el paso de desechos provenientes del tamiz rotativo y almacenarlos.
- Sistema Dispensador: Sistema de control manual que facilita el paso de determinada cantidad de desechos al sistema Compactador.
- Sistema Compactador: Este Sistema es el encargado de compactar los desechos con el fin de aminorar el volumen de estos.

- Sistema Expulsor: Sistema encargado de remover las pacas de desechos, una vez realizado el proceso de compactación.
- Sistema Acumulador: Sistema responsable de almacenar las pacas de desechos compactadas una vez que se haya completado el proceso de la compactadora.

Figura 2-2 Diagrama de los Sistema de la Compactadora



Fuente: Propia

## 2.1 Diseño Conceptual

A partir del concepto de cada sistemas que harán parte de la Compactadora de desechos se emplearon algunos métodos y técnicas para conseguir las alternativas más adecuadas para cada sistema.

### 2.1.1 Lluvia de ideas

Se empleo el método “Lluvia de Ideas” para cada sistema. Para realizarlo, cada integrante del proyecto propuso ideas respecto a cada uno de los sistemas.

En la Tabla 2-1 se observan las ideas propuestas para cada sistema de la compactadora

Tabla 2-1 Lluvia de ideas de los Sistemas de la Compactadora

LLUVIA DE IDEAS DE LOS SISTEMAS QUE CONFORMAN LA COMPACTADORA					
SISTEMA DE ALIMENTACION	SISTEMA DE ALMACENAMIENTO	SISTEMA DISPENSADOR	SISTEMA COMPACTADOR	SISTEMA EXPULSOR	SISTEMA ACUMULADOR
TAMIZ ROTATIVO	Contenedor	Dos puertas	Tornillo sin fin	Palanca	Bolsa
	Tolva	Que se abra con el pie	Oleohidráulico	Aire comprimido	Contenedor
	Balde	Corredizo	Neumático	Rampa	Recipiente
	Cilindro	Que gire la tapa	Laminadora	Polea	Cajón
	Embudo	Sensor de posicionamiento	Rodillos	Aspas	Container
	Caja	Cilindro con paletas	Cadenas	Pistón	Silo
	Sensor de peso	Embudo	Placas	Tornillo sin fin	Costal
	Silo	Tornillo sin fin	Pistón	Manual	Cubeta
	Tanque		Aplanadora		Canasta
	Recipiente		Resorte		Caja
			Piñón		
			Poleas		
			Leva		
			Gravedad		
			Fuerza centrífuga		
		Biela manivela corredera			

Fuente: Propia

### 2.1.2 Árboles de objetivos y factores de peso

Para llevar a cabo la realización de los árboles de objetivos se tomó como referencia el trabajo de grado de Ortigoza, J. (2013). Donde se tuvo en cuenta las pautas de diseño fundamentales para cada sistema, escogiendo de esta manera los sistemas de alimentación, almacenamiento, dispensador, compactador, expulsor y acumulador, luego con el equipo de trabajo del proyecto se le dio el valor a los criterios respecto a los requisitos que se tenían, para así conseguir los factores de peso de cada sistema haciendo uso del árbol de objetivos. cada factor de peso se obtuvo multiplicando cada nivel de los árboles por su respectiva bifurcación.

En el caso del sistema de alimentación no fue necesario realizar la selección de la opción más adecuada, haciendo uso de los árboles de objetivos y factor de peso, debido a que ya hay un sistema de alimentación presente en el área de trabajo. Por lo cual, el diseño de la compactadora se va a ajustar a este. Con el fin de detallar el sistema actual se dará un breve resumen de los equipos que la componen. En la Figura 2-3 se puede observar uno de los componentes importantes del sistema como lo es el ducto cubico fabricado un material galvanizado. En la Figura 2-4 se encuentra el tamiz rotativo donde ingresa el agua residual y por medio de un cilindro filtrante que gira atreves de un motorreductor Figura 2-5.

Figura 2-3 Ducto Cubico del Sistema de Alimentación



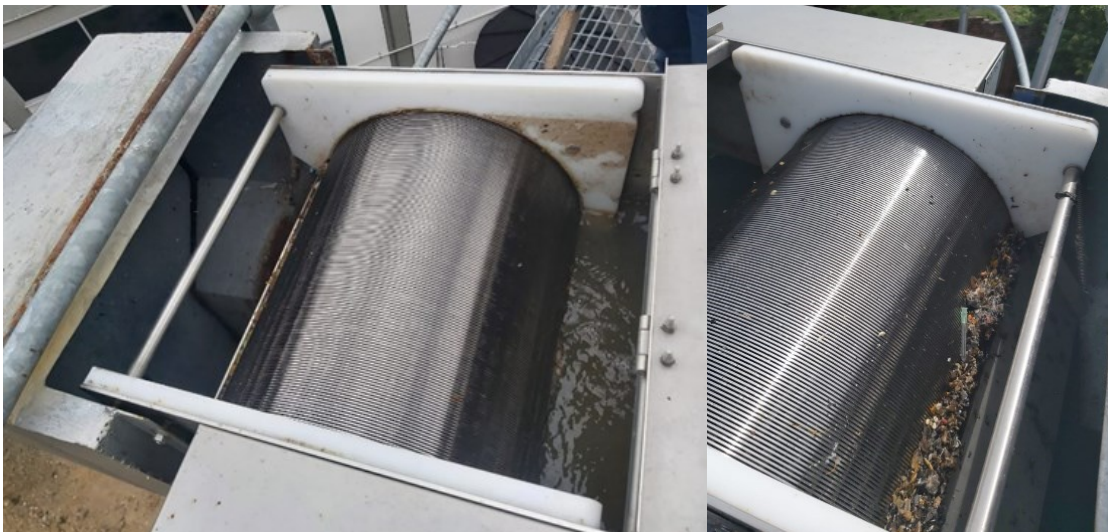
Fuente: Propia

Figura 2-4 Tamiz Rotativo del Sistema de Alimentación



Fuente: Propia

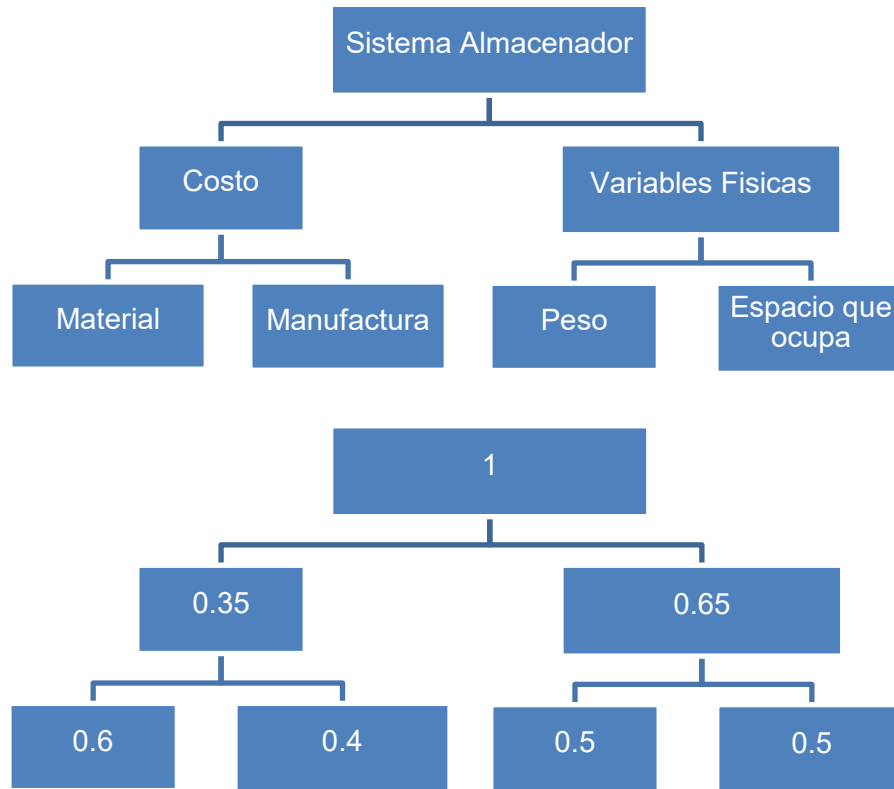
Figura 2-5 Componentes del Tamiz Rotativo



Fuente: Propia

En el árbol de objetivos para el Sistema Almacenador se tuvieron en cuenta los siguientes criterios de selección: costos y variables físicas tal como se observa en la Figura 2-6.

Figura 2-6 Árbol de objetivos del Sistema Almacenador



Fuente: Propia

En la Tabla 2-2 se observan los factores de peso que resultaron para cada uno de los criterios de selección mediante del árbol de objetivos de la Figura 2-6

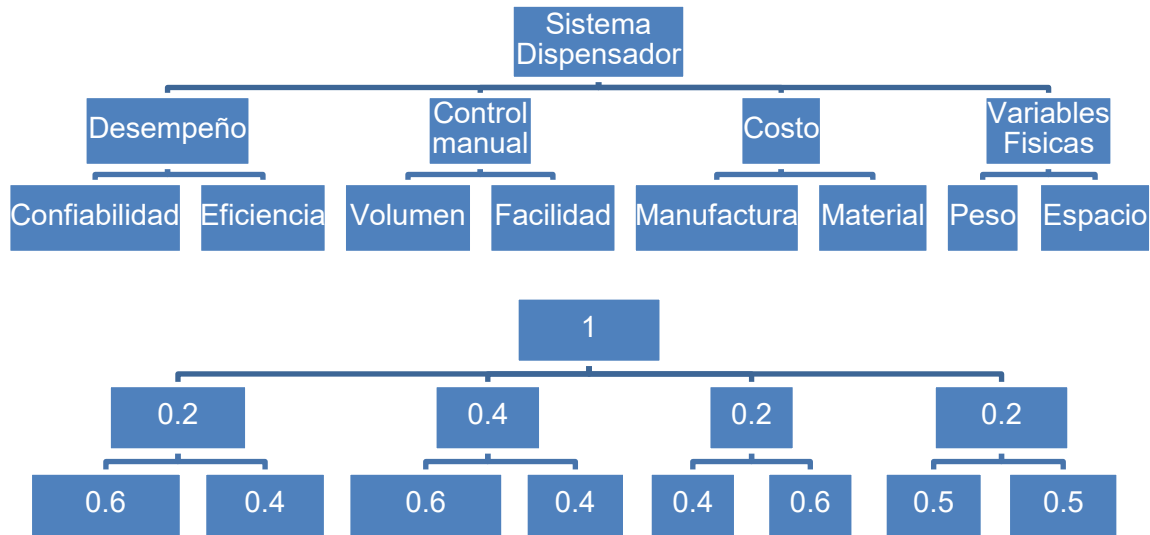
Tabla 2-2 Factores de peso del Sistema Almacenador

Criterio de Selección	Factor de Peso
Costo de material	0,21
Costo de manufactura	0,14
Peso	0,325
Altura que ocupa	0,325
	1,00

Fuente: Propia

En la Figura 2-7 se visualiza el árbol de objetivos del Sistema Dispensador, se tuvieron en cuenta los siguientes criterios de selección: desempeño, control manual, costo y algunas variables físicas.

Figura 2-7 Árbol de objetivos del Sistema Dispensador



Fuente: Propia

Del árbol de objetivos ponderado de la Figura 2-7 se obtuvieron los factores de peso para cada requerimiento planteado, los cuales se observan en la Tabla 2-3.

Tabla 2-3 factores de peso del Sistema Dispensador

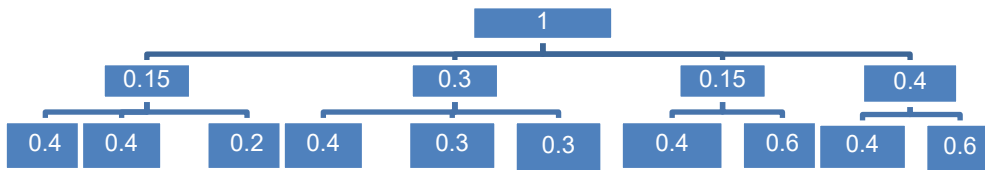
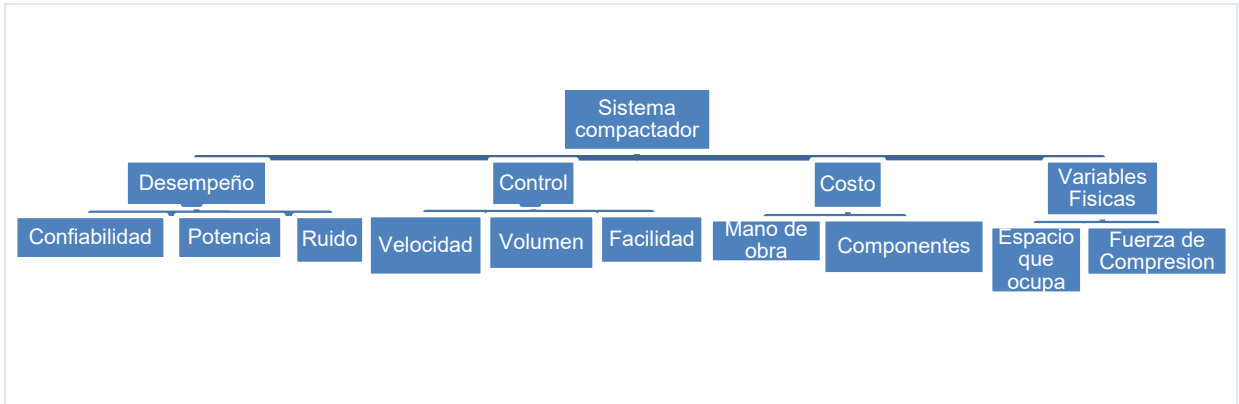
Criterio de selección	Factor de peso
Confiabilidad	0,12
Eficiencia	0,08
Control de volumen	0,24
Facilidad de control	0,16
Costo de manufactura	0,08
Costo de material	0,12
Peso	0,1
Espacio	0,1
	1,00

Fuente: Propia



En el árbol de objetivos del Sistema Compactador se tuvieron en cuenta los siguientes criterios de selección: control, desempeño, costo y algunas variables físicas como se observa en la Figura 2-8.

Figura 2-8 Árbol de objetivos del Sistema Compactador



Fuente: Propia

Con los resultados ponderados de la Figura 2-8 se consiguieron los factores de peso para cada requisito, los cuales se observan en la Tabla 2-4.

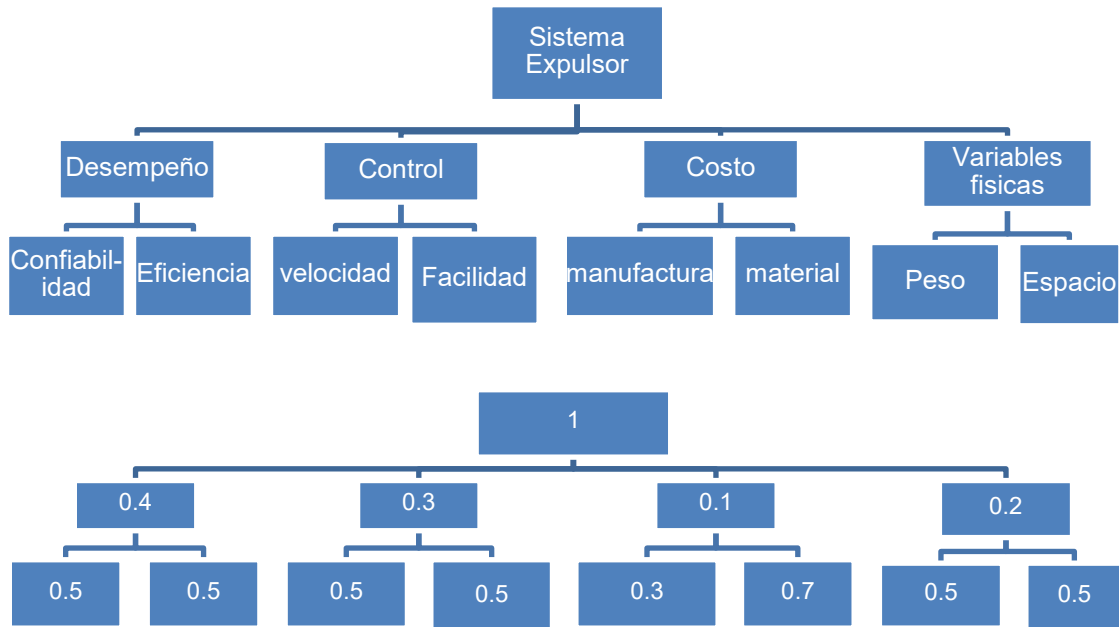
Tabla 2-4 Factores de peso del Sistema Compactador

Criterio de selección	Factor de peso
Confiabilidad	0,06
Potencia	0,06
Ruido	0,03
Control de peso	0,12
Control de volumen	0,09
Facilidad de control	0,09
Costo de mano de obra	0,06
Costo de componentes	0,09
Espacio que ocupa	0,16
Fuerza de compresión	0,24
	1,00

Fuente: Propia

En la Figura 2-9 se observa el árbol de objetivos para el Sistema Expulsor en el cual se tuvieron en cuenta los siguientes requisitos de elección: control, desempeño, costo y algunas variables físicas.

Figura 2-9 Árbol de objetivos del Sistema Expulsor



Fuente: Propia

Con los resultados ponderados de la Figura 2-9 se consiguieron los factores de peso para cada requisito, los cuales se observan en la Tabla 2-5.

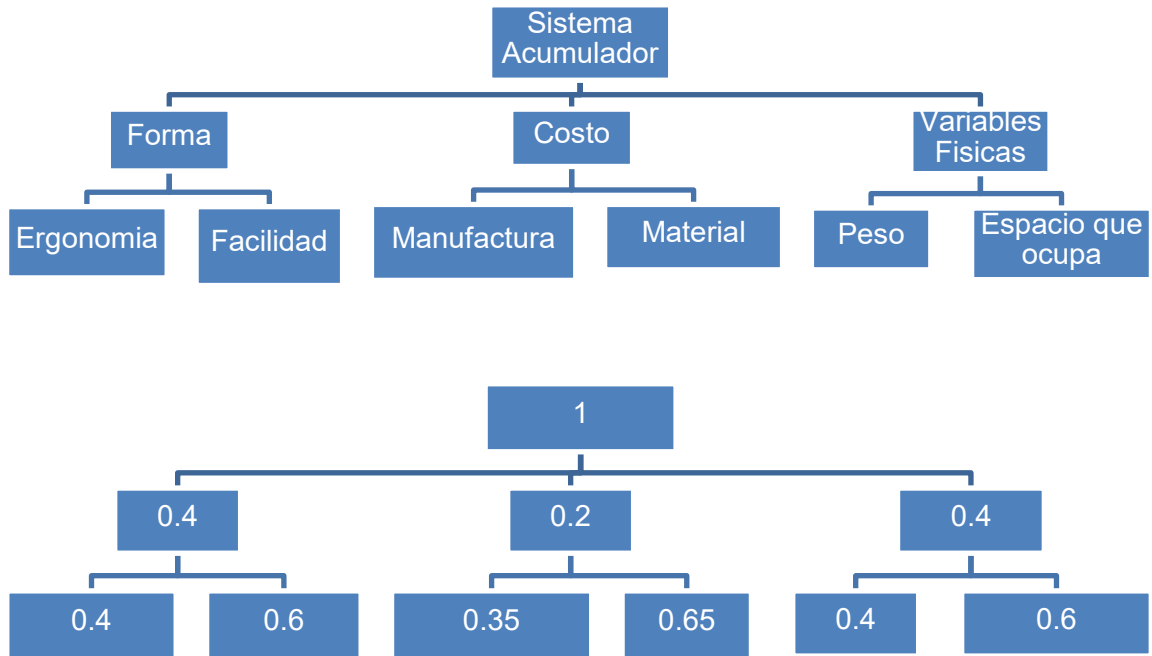
Tabla 2-5 Factores de peso de del Sistema Expulsor

Criterio de selección	Factor de peso
Confiabilidad	0,20
Eficiencia	0,20
Control de velocidad	0,15
Facilidad de control	0,15
Manufactura	0,03
Material	0,07
Peso	0,10
Espacio	0,10
	1,00

Fuente: Propia

El árbol de objetivos del Sistema Acumulador se tuvo en cuenta los siguientes criterios de selección: forma, costo y variables físicas como se muestra en la Figura 2-10.

Figura 2-10 Árbol de objetivos del Sistema Acumulador



Fuente: Propia

Con los resultados ponderados de la Figura 2-10. se consiguieron los factores de peso para cada requisito, los cuales se observan en la Tabla 2-6.

Tabla 2-6 Factores de peso del Sistema Acumulador

Criterio de selección	Factor de peso
Ergonomía	0,16
Facilidad de retiro	0,24
Costo de manufactura	0,07
Costo de material	0,13
Peso	0,16
Espacio que ocupa	0,24
	1,00

Fuente: Propia

### 2.1.3 Matrices de Selección

Las matrices de selección para cada sistema serán calificadas con base a una escala de 5 puntos siendo 1 deficiente y 5 sobresaliente. (ver Tabla 2-7).

Tabla 2-7 Escala de puntos

5 puntos	Descripción
1	Inadecuado
2	Débil
3	Satisfactorio
4	Bueno
5	Excelente

Fuente: Propia

Para evaluar cada criterio se multiplica el factor de peso por la calificación establecida. En la Tabla 2-8 se observa la evaluación de las tres propuestas que lograrían cumplir con el objetivo del Sistema de almacenamiento.

Tabla 2-8 Matriz de selección del Sistema Almacenador

Criterios de selección	Costo		Variables Físicas		
	\$ Material	\$ Manufactura	Peso	Espacio que ocupa	
<b>Factores de peso</b>	0,21	0,14	0,325	0,325	
<b>Tolva</b>	Calificación	3	4	3	4
	Evaluación	0,63	0,56	0,975	1,3
<b>Cilindro</b>	Calificación	3	3	3	3
	Evaluación	0,63	0,42	0,975	0,975
<b>Embudo</b>	Calificación	4	3	3	3
	Evaluación	0,84	0,42	0,975	0,975

Fuente: Propia

De la Tabla 2-8 resulta un valor de 0,866 el cual dice que la mejor alternativa para el Sistema almacenador es la tolva.

En la Tabla 2-9 se visualiza la evaluación de las opciones propuestas que lograrían satisfacer con el objetivo del Sistema Dispensador.

Tabla 2-9 Matriz de selección del Sistema Dispensador

Criterios de selección	Desempeño		Control manual		Costo		Variables Físicas		Factor de peso	
	Confiableza	Eficiencia	Control de volumen	Facilidad de control	\$ Manufactura	\$ Material	Peso	Espacio		
<b>Factores de peso</b>	0,12	0,08	0,24	0,16	0,08	0,12	0,1	0,1		
<b>Bandeja corrediza</b>	Calificación	3	4	4	4	4	4	4	5	
	Evaluación	0,36	0,32	0,96	0,64	0,32	0,48	0,4	0,5	0,4975
<b>Que se abra con el pie</b>	Calificación	3	3	3	3	2	3	4	3	
	Evaluación	0,36	0,24	0,72	0,48	0,16	0,36	0,4	0,3	0,3775
<b>Cilindro con paletas</b>	Calificación	3	3	4	4	3	3	4	3	
	Evaluación	0,36	0,24	0,96	0,64	0,24	0,36	0,4	0,3	0,4375

Fuente: Propia

De la Tabla 2-9 resulta un valor de 0,4975 lo cual corresponde a la bandeja corrediza siendo la opción mejor evaluada para el sistema dispensador.

Para la selección del Sistema Compactador se postularon las siguientes opciones que pudieran lograr cumplir con el objetivo del sistema como se observa en la Tabla 2-10.

Tabla 2-10 Matriz de selección del Sistema Compactador

Criterio de selección	Desempeño			Control			Costo		Variables físicas		Factor de peso
	Confiableza	Potencia	Ruido	Velocidad	Volumen	Facilidad	Mano de obra	Componentes	Espacio que ocupa	Fuerza de compresión	
<b>Factor de peso</b>	0,06	0,06	0,03	0,12	0,09	0,09	0,06	0,09	0,16	0,24	
<b>Tornillo sin Fin</b>	Calificación	2	3	3	3	3	2	2	2	2	2
	Evaluación	0,12	0,18	0,09	0,36	0,27	0,18	0,12	0,18	0,32	0,48
<b>Oleohidráulico</b>	Calificación	4	5	3	2	4	4	3	3	3	5
	Evaluación	0,24	0,30	0,09	0,24	0,36	0,36	0,18	0,27	0,48	1,20
<b>Neumático</b>	Calificación	3	3	3	3	4	3	3	2	3	4
	Evaluación	0,18	0,18	0,09	0,36	0,36	0,27	0,18	0,18	0,48	0,96

Fuente: Propia

En la Tabla 2-10 resulta un valor de 0,372 el cual corresponde al sistema oleohidráulico siendo así la opción más adecuada observa para el Sistema compactador.

En la Tabla 2-11 se postulan 3 elementos que pudieran llegar a cumplir con el objetivo del Sistema Expulsor.

Tabla 2-11 Matriz de selección del Sistema Expulsor

Criterio de selección	Desempeño		Control		Costo		Variables físicas		Factor de peso
	Confiabilidad	Eficiencia	Velocidad	Facilidad	Manufactura	Material	Peso	Espacio	
<b>Factor de peso</b>	0,20	0,20	0,15	0,15	0,03	0,07	0,10	0,10	
<b>Manual</b>	Calificación	4	4	3	4	3	4	3	4
	Evaluación	0,80	0,80	0,45	0,60	0,09	0,28	0,30	0,40
<b>Rampa</b>	Calificación	2	2	2	4	3	2	3	2
	Evaluación	0,40	0,40	0,30	0,60	0,09	0,14	0,30	0,20
<b>Pistón</b>	Calificación	4	4	3	3	2	2	2	3
	Evaluación	0,80	0,80	0,45	0,45	0,06	0,14	0,20	0,30

Fuente: Propia

De la Tabla 2-11 resulta un valor de 0,465 el cual corresponde al sistema manual como la opción más adecuada para el Sistema Expulsor.

En la matriz del sistema acumulador se postularon tres elementos que lograran cumplir con el objetivo del sistema como se observa en la Tabla 2-12.

Tabla 2-12 Matriz de selección de Sistema Acumulador

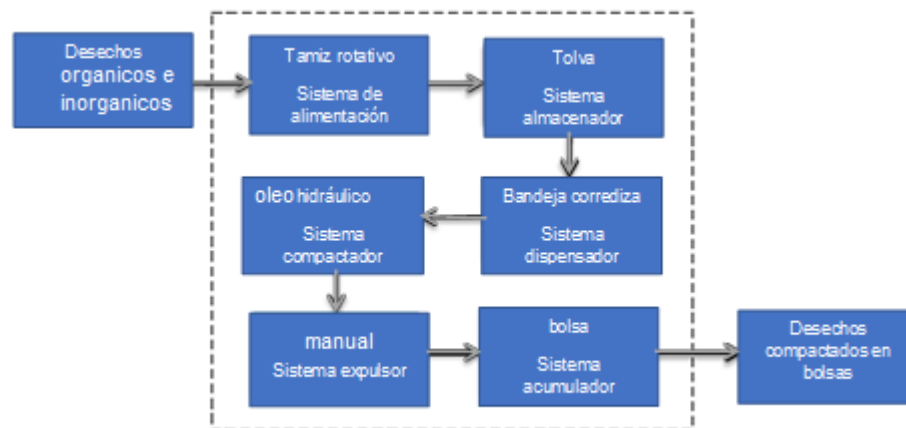
Criterios de selección	Forma		Costo		Variables Físicas		Factores de peso
	Ergonomía	Facilidad de retiro	\$ Manufactura	\$ Material	Peso	Espacio que ocupa	
<b>Factores de peso</b>	0,16	0,24	0,07	0,13	0,16	0,24	
<b>Bolsa</b>	Calificación	4	5	4	5	5	4
	Evaluación	0,64	1,2	0,28	0,65	0,8	0,96
<b>Contenedor</b>	Calificación	4	4	3	3	4	3
	Evaluación	0,64	0,96	0,21	0,39	0,64	0,72
<b>Cubeta</b>	Calificación	2	3	4	4	4	4
	Evaluación	0,32	0,72	0,28	0,52	0,64	0,96

Fuente: Propia

En la Tabla 2-12 resulta un valor de 0,755 siendo la bolsa la opción más adecuada para el Sistema Acumulador.

Luego de desarrollar las Matrices de selección para cada sistemas que conformara la Compactadora, se realizó un diagrama como el de la Figura 2-2 añadiendo los sistemas ya escogidos con las opciones mejor evaluadas en las matrices como se observa en la Figura 2-11. en el diagrama se observa las entradas y las salidas de cada sistema, junto con los elementos seleccionados.

Figura 2-11 Diagrama sinóptico de la Compactadora



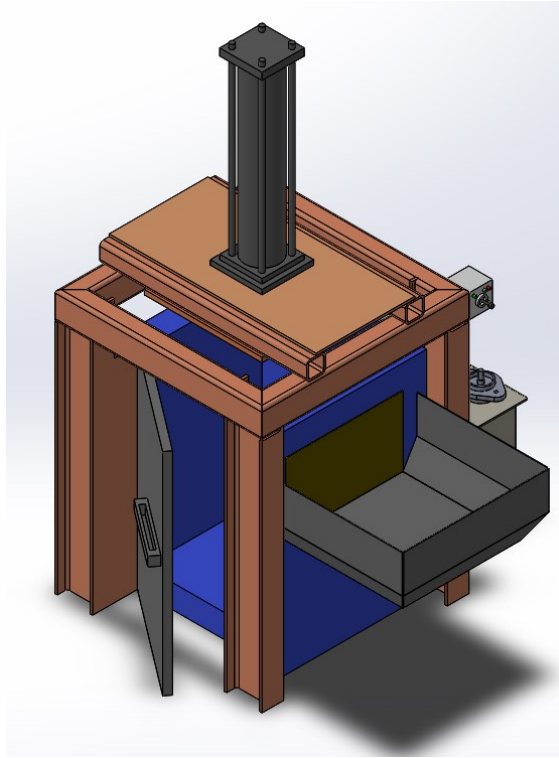
Fuente: Propia

## 2.2 Diseño de Detalle: Diseño de compactadora

En el presente capítulo se realizarán el diseño de los diferentes sistemas de acuerdo a la Figura 2-11.

En la Figura 2-12 se muestra el diseño propuesto inicialmente con sus respectivos sistemas que se diferencian por sus colores.

Figura 2-12 Diseño propuesto



Fuente: Propia

### 2.2.1 Cálculos de Elementos del Sistema Oleohidráulico

En este apartado se calcularán todos los elementos que conformarán el sistema oleohidráulico necesario para el funcionamiento de la compactadora oleohidráulica.

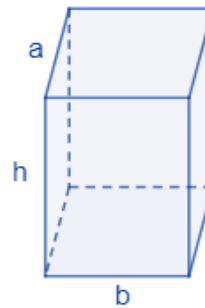
#### Geometría de briquetas

Con el fin de facilitar el proceso de compactación y disposición de los desechos se decidió fabricar pacas de sección rectangular, sus dimensiones son 250 *mm* de largo, 250 *mm* de ancho y 200 *mm* de alto según lo requerido por el personal operativo de la PTAR, el área de esta paca está dada por la siguiente ecuación:

$$A_{BRI}=2h(a + b) + 2ab \quad (2-1)$$



Figura 2-13 Área de un prisma rectangular



Fuente: Google imágenes

Donde;

$A_{BRI} = \text{Área de la briqueta } [m^2]$

$a = \text{Ancho } [m]$

$b = \text{Largo } [m]$

$h = \text{Alto } [m]$

$$A_{BRI} = 2 \times 0,20 (0,25 + 0,25) + 2 \times 0,25 \times 0,25 = 0,325 m^2 = 503,75 in^2$$

$$A_{BRI\text{superficial}} = a^2 \quad (2-2)$$

$$A_{BRI\text{superficial}} = (0,25m)^2 = 0,0625^2 = 96,88 in^2$$

### Fuerza de compactación

Los desechos que se pretenden compactar están compuestos por diferentes materiales, debido a esto se selecciona el material con mayor densidad para obtener la fuerza necesaria para ejecutar el trabajo. De acuerdo en la Tabla 2-13 el material más denso es el plástico.

Con base en el trabajo de grado de López, C., & Bajaña, J. (2016). Se tomó como referencia la fuerza máxima que hallaron por medio de probetas para el plástico, donde obtuvieron que para una masa de 0.06 Kg deben aplicar una fuerza de 14 KgF, mediante una regla de 3 se halló que para cada ciclo con una masa promedio de 10 Kg, Se necesitara una fuerza de 2333,33 Kgf como fuerza requerida para la acción de compactar los desechos.

Teniendo en cuenta la fuerza de compactación necesaria, se selecciona una compactadora con fuerza similar la cual nos arroja un valor de presión de trabajo de 90 Bar, este dato es tomado en cuenta bajo la referencia del Anexo A.

Tabla 2-13 Densidad de materiales a compactar

Materiales	Densidad (Kg/m3)
Papel	130
Cartón	80
Plástico	970
Icopor	35

Fuente: Propia

**Cálculo área del émbolo:** conociendo la fuerza y presión del cilindro, se realiza el calculo del área del émbolo con base a la siguiente ecuación;

$$A = \frac{F}{P} \quad (2-3)$$

Donde;

$F = \text{Fuerza}$

$P = \text{Presión}$

$A = \text{Área del émbolo}$

$$A = \frac{5144,11 \text{ lbf}}{1305,34 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} = 3,94 \text{ in}^2$$

hallada el área, se calcula el diámetro respecto a la siguiente ecuación;

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

Donde;

$D = \text{Diámetro del émbolo}$

$A = \text{Área del émbolo}$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times 3,94 \text{ in}^2}{\pi}} = 2,24 \text{ in}$$

De este resultado se consigue el diámetro  $D = 2,24 \text{ in}$  aproximándolo a  $2,5 \text{ in}$  el émbolo y se normaliza a una medida comercial que equivaldría a  $D = 6.3 \text{ cm}$ .

Para la presión de 1305,34 Psi la fuerza máxima que ejercerá el cilindro será;

$$F = P \times A \quad (2-5)$$

$$F = 1305,34 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \times \frac{\pi(2,5 \text{ in})^2}{4} = 6407,57 \text{ lbf} \times \frac{4,44 \times 10^{-3} \text{ kN}}{1 \text{ lbf}} = 28,45 \text{ kN} = 2,9 \text{ TF}$$

**Cálculo del vástago:** El vástago es una parte del cilindro que se encarga de transferir fuerza hidráulica a la lámina compactadora, mientras que esta ejerce presión en el material.

**Longitud de carrera:** Se halla acorde a los requerimientos de diseño de la máquina, se dice que para obtener una paca de 0,20 m de alto, hay que tener en cuenta que el tope vertical máximo que alcanzará la lámina compactadora, será dos veces la suma de la altura de la briqueta a compactar; y la altura inferior máxima a la que llegará la lámina compactadora, será la mitad del cubo a compactar, se utiliza la siguiente formula;

$$Lc = Hmax - Hmin \tag{2-6}$$

Donde;

*Lc = Longitud de carrera, es la distancia en la que se desplaza la placa móvil*

*Hmáx = Altura máxima que alcanza la placa móvil*

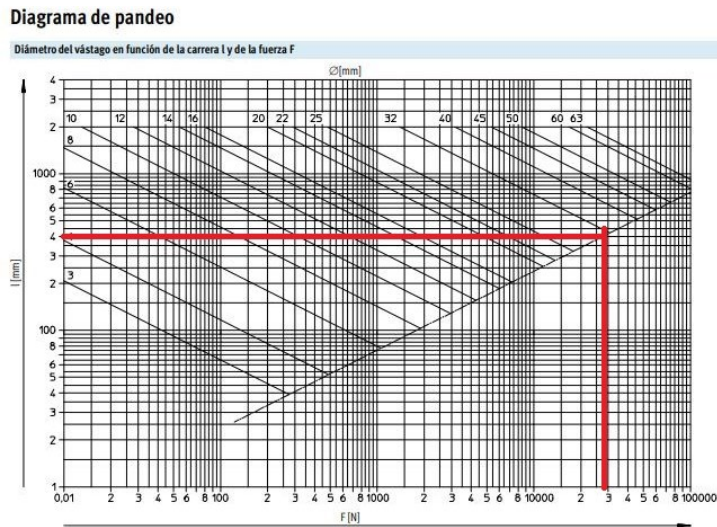
*Hmin = Altura mínima que alcanza la placa móvil*

$$Lc = 400 \text{ mm} - 100 \text{ mm} = 300 \text{ mm}$$

Llevándolo a medidas normalizada la longitud de carrera seria de 400mm

**Diámetro mínimo requerido para pandeo del vástago.** Se toma como referencia el resultado de la fuerza máxima de la maquina y la carrera (Lc) del vástago, teniendo en cuenta lo anterior obtenemos que la carrera será de 400 mm por requerimiento de diseño (largor regulada por tablas del cetop) ver (Figura 2-17).

Figura 2-14 Diagrama de pandeo



Fuente: Google imágenes

Al interpretar la gráfica anterior (ver Figura 2-14), se observa que el diámetro mínimo del vástago para evitar la flexión será de (32 mm), pero se toma valor (36 mm) como medida regulada y siguiente a esto se calcula el coeficiente k para cilindros.

**Carga admisible para el vástago.** El cálculo de esta carga se halla con la siguiente ecuación;

$$F = K \frac{\pi^2 \times I \times E}{L^2} \quad (2-7)$$

Donde;

*F = Fuerza máxima a soportar*

*I = Momento de inercia mínimo para secciones transversales*

*E = Módulo de elasticidad*

*L = Longitud sometida al pandeo*

*k = Coeficiente que depende según el tipo de fijación*

A continuación, se calcula el momento de inercia (I) mínimo para secciones transversales:

$$I = D^4 \frac{\pi}{64} \quad (2-8)$$

$$I = (36 \text{ mm})^4 \times \frac{\pi}{64} = 82447,96 \text{ mm}^4$$

Para hallar la fuerza máxima que puede soportar el vástago, se selecciona el acero inoxidable AISI 304 ya que presenta excelentes características como la procesabilidad, soldabilidad, resistencia a la corrosión frente a otros tipos de aceros inoxidables. tiene gran aplicación en el sector industrial y cumple con las necesidades presentes en el área de trabajo. tiene un módulo de elasticidad de 19.680,52 kg/mm<sup>2</sup> que se halla en la Tabla 2-14; acero inoxidable tipo ASTM (AISI) 304.

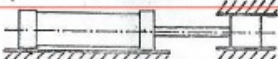

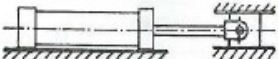
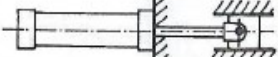
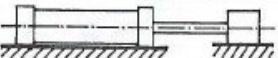
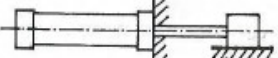
Tabla 2-14 Características técnicas del Acero Inoxidable

TABLA DE CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL ACERO INOXIDABLE		SERIE 300					
		Acero al Cromo Níquel					
DESIGNACIÓN	TIPO ASTM (AISI)	301	302	303	304	304 L	321
	COMPOSICIÓN QUÍMICA	C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 16,0018,00 Ni% 6,008,00	C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 17,0019,00 Ni% 8,0010,00	C% 0,15 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 17,0019,00 Ni% 8,0010,00 S% 0,15 Min,	C% 0,08 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 18,0020,00 Ni% 8,0010,50	C% 0,030 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 18,0020,00 Ni% 8,0012,00	C% 0,08 Máx. Mn% 2,00 Máx. Si% 1,00 Máx. Cr% 17,0019,00 Ni% 9,0012,00 Ti%>5xC%0,07
	PESO ESPECÍFICO (g/cm <sup>3</sup> )	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9
	MÓDULO DE ELASTICIDAD (N/mm <sup>2</sup> )	193.000	193.000	193.000	193.000	193.000	193.000
	ESTRUCTURA	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO	AUSTENÍTICO

Fuente: Tablas técnicas del Acero Inoxidable, (Irestal Group p.2)

La longitud equivalente cuando se somete al pandeo se halla calculando el coeficiente k de la Figura 2-15 y multiplicándolo por el largor total del cilindro, lo cual resulta un valor de 10 mm con el vástago afuera. (ver ecuación (2-9))

Figura 2-15 Coeficiente k para cilindros de acuerdo al sistema de fijación adaptado

CILINDROS HIDRÁULICOS			4
PANDEO DEL VÁSTAGO			107
8. COEFICIENTE k PARA CILINDROS DE ACUERDO AL SISTEMA DE FIJACIÓN ADOPTADO			
Fijación del cilindro	Representación esquemática de la aplicación	Fijación del extremo del vástago en la aplicación	k
Fijado delante y atrás.		Fijo y rígidamente guiado.	0,5
			
Brida frontal.		Articulado y rígidamente guiado.	0,7
			
		Soportado pero no rígidamente guiado.	2
			

Fuente: Roldan J. Prontuario de oleohidráulica industrial. 2.001.

Observando la Figura 2-15 se seleccionará el tipo de fijación que se implementará el cilindro el cual será (fijo rígidamente guiado con un coeficiente k=0,5), se aplica la formula tomada del libro Prontuario de oleohidráulica industrial de José Roldán Viloria.

Donde;

- Le* = Longitud equivalente
- Zj* = Longitud cilindro = 197 mm
- A* = Longitud vástago = 36 mm
- C* = Carrera del cilindro = 400 mm
- Ca* = Cilindro abierto = 400 mm

Se selecciono el Cilindro Glual KZ-63-36X400-A para más información ver (anexo B)

$$Le = Zj + A + C + Ca = Le \times k = Le \tag{2-9}$$

$$Le = 197 \text{ mm} + 36 \text{ mm} + 400\text{mm} + 400\text{mm} = 1033\text{mm} \times 0,5 = 516,5 \text{ mm}$$

Y el coeficiente S se halla con la Figura 2-16;

Figura 2-16 Solicitudes del Vástago según Euler

4		CILINDROS HIDRÁULICOS			
110		SOLICITUDES DEL VÁSTAGO, SEGÚN EULER			
		Caso 1	Caso 2 (básico)	Caso 3	Caso 4
Gráfico		Un extremo libre. Un extremo fijo	Dos extremos articulados	Un extremo articulado	Dos extremos fijos
Longitud libre de pandeo		$S = 2l$	$S = l$	$S = 0,7l$	$S = \frac{l}{2}$
Situación del montaje del cilindro					
				Gulado cuidadoso de la carga. Posible bloqueo.	Desfavorable. Gran posibilidad de bloqueo.

Fuente: Roldan J. Prontuario de oleohidráulica industrial. 2.001.

En el caso 4;  $S = 0.5$ . teniendo los valores necesarios para hallar la fuerza máxima se reemplazan en la siguiente formula;

$$F = k \frac{\pi^2 \times I \times E}{L^2} = 0.5 \times \frac{\pi^2 \times 82447,96 \text{ mm}^4 \times 19,680,52 \text{ kg/mm}^2}{(516,5 \text{ mm})^2} = 30015,5 \text{ kp} = 294,35 \text{ KN}$$

Conociendo la fuerza máxima que puede aguantar el vástago y la fuerza requerida para compactar (29.42 KN), según las exigencias de diseño se toma un factor de seguridad (NS) de 2; Con esto se dice que el diámetro del vástago elegido puede aguantarla fuerza a la que será sometida durante la operación. En algunos casos el factor de seguridad puede efectuar la operación haciendo uso de materiales diferentes del papel y cartón en caso de necesitarse.

**Medidas normalizadas de cilindros.** Son medidas estandarizadas comercialmente para los cilindros oleohidráulicos en el sector industrial (ver Figura 2-17)

Figura 2-17 Medidas normalizadas de cilindros

**Carreras normalizadas según Cetop**

25	50	80	125	400	500	600	800	1.000	1.250	1.500	2.000	2.500
----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-------	-------	-------	-------	-------

(mm)

Bajo demanda se fabrican cilindros con otras carreras.

**Diámetros de pistones (émbolos)**

25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400
----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

(mm)

Bajo demanda se fabrican cilindros con otros diámetros.

**Diámetros de los vástagos**

12	16	18	22	28	36	45	56	70	90	110	140	180	220	280
----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----

(mm)

Bajo demanda se fabrican cilindros con otros diámetros.

**Diámetro y rosca de las entradas de fluido al cilindro**

<b>Diámetro interior del cilindro (*)</b>	25	32	40	63	100	160	220	320
			50	80	125	200	250	360
							280	400
<b>Rosca para tubería alimentación</b>	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"
<b>Diámetro de paso</b>								
o mínimo	6	10	12	16	20	25	32	38
o normal	8	12	16	20	24	30	40	50

(\*) También corresponde al diámetro del émbolo.

Fuente: Roldan J. Prontuario de oleohidráulica industrial. 2.001.

Posteriormente, se enseñan las dimensiones normalizadas con las que se seleccionó el cilindro oleohidráulico, (ver Tabla 2-15)

Tabla 2-15 Medidas del Cilindro Oleohidráulico Seleccionado

Descripción	Medidas
Carrera	400 mm
Diámetro pistón (embolo)	63 mm
Diámetro vástago	36 mm

Fuente: Propia

### CÁLCULOS DE LA CENTRAL OLEOHIDRÁULICA

#### Cálculo volumen del cilindro.

Teniendo los tamaños del émbolo y el vástago (D1= 6,3 cm y D2=3,6 cm) y la longitud tomada de la Tabla 2-15; se calcula el volumen necesario para que el aceite accione el cilindro y así conseguir un el avance o retroceso de la placa compactadora. Se utilizan las siguientes formulas;

$$Va = A_A \times Lc \tag{2-10}$$

Donde;

*Va = Volumen de avance*

$A_A = \text{Área de avance}$

$L_c = \text{Longitud de carrera}$

$$V_r = A_r \times L_c \quad (2-11)$$

Donde;

$V_r = \text{Volumen de retroceso}$

$A_r = \text{Área de retroceso}$

$L_c = \text{Longitud de carrera}$

$$A_A = \pi \times \frac{D1^2}{4} \quad (2-12)$$

$$A_A = \pi \times \frac{(6,3 \text{ cm})^2}{4} = 31,17 \text{ cm}^2$$

$$A_r = \pi \times \frac{D1^2 - D2^2}{4} \quad (2-13)$$

$$A_r = \pi \times \frac{(6,3 \text{ cm})^2 - (3,6 \text{ cm})^2}{4} = 403,99 \text{ cm}^2$$

De esta forma se obtiene que;

$$V_A = A_A \times 40 \text{ cm} = 31,17 \text{ cm}^2 \times 40 \text{ cm} = 1246,8 \text{ cm}^3 = 0,33 \text{ gal}$$

$$V_r = A_r \times 40 \text{ cm} = 403,99 \text{ cm}^2 \times 40 \text{ cm} = 16159,6 \text{ cm}^3 = 4,27 \text{ gal}$$

**Cálculo de caudal de aceite.** Para hallar el caudal se debe conocer la velocidad a la que avanzara el émbolo, luego a esto se procede a reemplazar en la siguiente ecuación teniendo en cuenta el área superficial del cilindro;

$$Q = A_a \times V_a \quad (2-14)$$

Donde;

$Q = \text{Caudal de aceite}$

$V_a = \text{Velocidad de avance del pistón}$

$A_a = \text{Área de avance}$

La velocidad de salida escogida para el cilindro oleohidráulico es de 0,04 m/s, por lo que se ubica dentro de los rangos establecidos respecto a las características del cilindro. Por otra parte, al ser un sistema compactador se entiende que no va a requerir una velocidad mayor y además no habrá limitación de velocidad para el cilindro, por lo tanto, se opta por usar esta velocidad.;

$$Q_s = 31,17 \text{ cm}^2 \times \frac{4 \text{ cm}}{\text{s}} \times \frac{0,001 \text{ l}}{1 \text{ cm}^3} = \frac{0,13 \text{ L}}{\text{s}} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 7,49 \text{ l/min}$$

**Tiempo de salida del cilindro.** Sera el tiempo que tardara el vástago en realizar el desplazamiento de un extremo al otro, se halla con la siguiente formula;



$$t = \frac{lc}{va} \quad (2-15)$$

Donde;

$t$  = Tiempo

$lc$  = Longitud de carrea

$va$  = Velocidad de avance

$$t = \frac{400 \text{ mm}}{40 \text{ mm/s}} = 10 \text{ s}$$

**Selección de mangueras.** En cuanto a la elección de mangueras se debe realizar una serie de pasos, como primera medida se debe observar la Tabla 2-16 para conocer la velocidad del fluido en la tubería, y como segunda medida se debe observar la Figura 2-18 la cual dará el diámetro mínimo interno que debe tener la manguera. Para conocer el diámetro interno de la tubería, primero se debe tener el valor del caudal del sistema y la velocidad de flujo, teniendo los siguientes valores para caudal (7,49 L / min o 1.97 Gpm), a una presión de 1305.34 psi, los valores obtenidos anteriormente se deben ubicar en la Figura 2-18 trazando una línea entre estos puntos formando una diagonal y llevándola hasta la escala de diámetros interno para la tubería se halla el valor tal como se visualiza en la Figura 2-18.

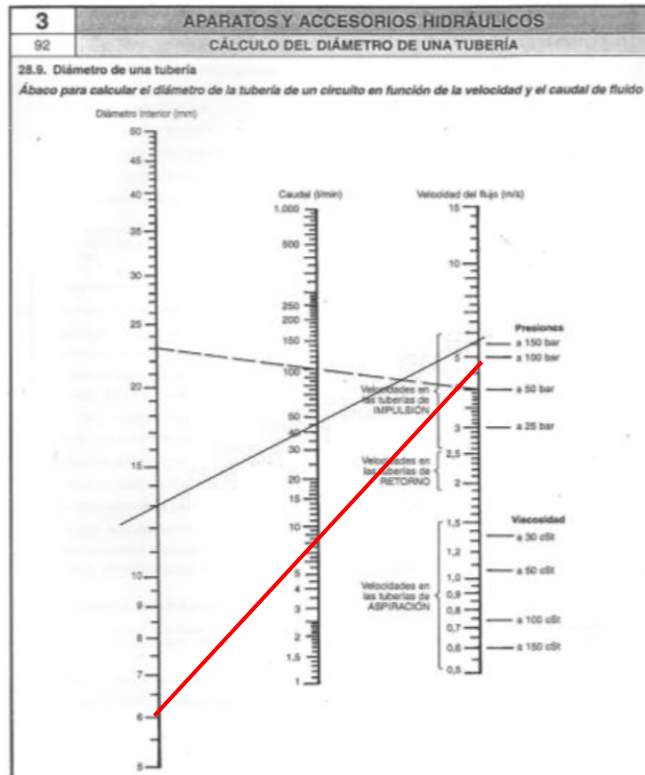
Para conocer la velocidad de la tubería se debe ir a la Tabla 2-16 la cual está relacionada con la presión de operación, ya que nuestra presión será de 90 Bar que es equivalente a 91,77 kg/cm<sup>2</sup> se obtiene que la velocidad de la tubería será de 4,5 m/s.

Tabla 2-16 Presión Vs Velocidad en tubería

Presión en kg/cm <sup>2</sup>	0 a 10	10 a 25	25 a 50	50 a 100	100 a 150	150 a 200	>200
Velocidad en m/s	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6

Fuente: Roldan J. Prontuario de oleohidráulica industrial. 2.001.

Figura 2-18 Calculo del diámetro interno de la tubería



Fuente: Roldan J. Prontuario de oleohidráulica industrial. 2.001.

Se obtiene como resultado 6 mm de diámetro interno de la manguera, a una presión de 1305.34 psi.

Tabla 2-17 Ficha técnica manguera oleohidráulica EN 853 1SN

Diámetro interior (in) (mm)	Diámetro sobre malla (in) (mm)	Diámetro exterior (in) (mm)	Máxima presión trabajo (psi) (bar)	Mínima presión rotura (psi) (bar)	Radio curvatura (in) (mm)	Peso (kg/mtr)	
3/16	4,3	0,370 9,4	0,476 12,1	3625 250	14500 1000	3,5 90	0,17
1/4	6,3	0,437 11,1	0,547 13,9	3260 225	13050 900	4,0 100	0,23
5/16	8,0	0,500 12,7	0,610 15,5	3115 215	12325 850	4,5 115	0,27
3/8	9,5	0,594 15,1	0,701 17,8	2610 180	10440 720	5,0 130	0,35
1/2	12,7	0,720 18,3	0,827 21,0	2320 160	9280 640	7,0 180	0,44
5/8	15,9	0,843 21,4	0,953 24,2	1885 130	7540 520	8,0 200	0,51
3/4	19,0	1,000 25,4	1,106 28,1	1520 105	6090 420	9,5 240	0,66
1	25,4	1,311 33,3	1,417 36,0	1275 88	5075 350	12,5 300	1,00
1 1/4	31,8	1,594 40,5	1,744 44,3	910 63	3625 250	16,5 420	1,36
1 1/2	38,1	1,843 46,8	2,012 51,1	725 50	2900 200	19,5 500	1,56
2	50,8	2,374 60,3	2,543 64,6	580 40	2320 160	25,0 630	2,21

Fuente: Catalogo de mangueras hidráulicas

Ya que comercialmente no existen mangueras de 6 mm de diámetro interior, se elige una manguera de 6,3 mm (pulgadas 1/4"), la cual soporta una presión máxima de trabajo de 3260 psi, Siendo una manguera optima ya que nuestra presión máxima de trabajo será de 1305,34 psi (ver Tabla 2-17). Detalles de la manguera en el (Anexo C)

**Cálculo de velocidad del fluido en la tubería.** Para calcular la velocidad en la tubería se usa la siguiente ecuación;

$$vt = \frac{Q}{St} \quad (2-16)$$

Donde;

$Q$  = Caudal de aceite

$vt$  = Velocidad tubería

$St$  = Selección tubería

A continuación, se halla la velocidad del fluido en la tubería a la salida del vástago, para esto se toma el caudal del aceite (0,13 l/s) hallado en la ecuación (2-14) y el diámetro de la tubería elegida (0,63 cm) en la Tabla 2-17, estos datos se reemplazan en la siguiente ecuación;

$$Q = \frac{0,13l}{s} \times \frac{1cm^3}{0,001l} = 130cm^3/s$$

$$vt = \frac{130cm^3/s}{\frac{\pi(0,63cm)^2}{4}} = 417,03 cm/s \times \frac{0,01 m/s}{1 cm/s} = 4,17 m/s$$

**Selección del aceite.** La vida útil de una maquina se basa en su lubricación con esto se puede llegar a prolongar su vida útil, tiene muchos beneficios entre estos se encuentran que una buena lubricación periódica reduce los costos de mantenimiento, limpieza o repuestos, lo que se debe considerar son las cargas, temperaturas, ambiente en el que se desempeñara el equipo para poder elegir apropiadamente el aceite para una máquina de sector industrial.

Para elegir el aceite se especificará que será de normativa ISO, se debe conocer la temperatura a la que operará el aceite en la maquina y por ende se debe conocer la temperatura recomendada por el fabricante. Comúnmente estos sistemas funcionan en un rango de 55°C a 65°C, en este caso particular para la compactadora oleohidráulica diseñada operara a una temperatura que fluctúa entre 20 y 80 °C; cabe resaltar que el fluido no debe sobrepasar los 80°C para así evitar el daños en los retenedores y la comúnmente oxidación del aceite.

Se eligió el aceite ISO 6824, ya que opera en un rango de temperaturas de 54 a 75°C con un grado ideal de 65°C, propiedades del aceite ISO 68 en la Tabla 2-18

Tabla 2-18 Propiedades del aceite ISO 68

CARACTERÍSTICAS TÍPICAS		
PRUEBAS	MÉTODO ASTM	RESULTADOS
Grado ISO	D-2422	68
Color ASTM	D-1500	3.5
Temperatura de inflamación, °C	D-92	230
Temperatura de escurrimiento, °C	D-97	-6
Densidad @ 20 °C, g/ml	D-1250	0.8850
Viscosidad cinemática @ 40 °C, cSt.	D-445	68.00
Índice de viscosidad	D-2270	95
Desmulsibilidad @ 54 °C, ml, aceite-agua-emulsión (30 minutos)	D-1401	39-38-3 (30')
Espumación secuencia II, ml	D-892	75/0

Fuente: Especificaciones, Aprobaciones y Propiedades Típicas. Gulf Oleohidráulico ISO 68

### Selección de la bomba.

Conociendo los valores de caudal y presión del sistema, se puede proceder a calcular la potencia necesaria que el motor debe proveer a la bomba para A partir de los datos de caudal y presión del sistema, es posible hallar la potencia necesaria que el motor va a suministrar a la bomba para activar el sistema oleohidráulico. Posteriormente se calculará la eficiencia de la bomba con la siguiente ecuación;

$$Hp = \frac{Q \times Pb}{1.724 \times \rho} \quad (2-17)$$

Donde;

$Hp$  = Potencia (no se usan unidades por que 1.714 es un factor de conversión)

$Q$  = Caudal de la bomba en Gpm calculado en la ecuacion (2-14)

$Pb$  = Presión de la bomba

$\rho$  = Eficiencia de la bomba

$$Gpm = 0,13 \text{ l/s} \times \frac{15,85 Gpm}{1 \text{ l/s}} = 2,06 \text{ Gpm}$$

$$Hp = \frac{2,06 \text{ Gpm} \times 1305,34 \text{ psi}}{1714 \times 0,85} = 1,85 Hp$$

Con los valores anteriormente calculados, se puede hallar el caudal de la bomba, calculado en la ecuación (2-14) el cual fue de 0,13 L/s. La presión común de operación de la bomba elegida para los cálculos de la compactadora es de 1305,34 psi. Teniendo estos datos se opta por una la bomba de paletas marca Vickers modelo VC20, las características se muestran en la Tabla 2-19, para más información consultar (Anexo D)

Tabla 2-19 Características de bombas oleohidráulicas de paletas

TIPO	CAUDALES			VELOCIDADES (rpm)		PRESIONES (Bar)		Potencia nominal (3)	CONEXIONES		PESO (Kgs.)
	Lts. a 1000 rpm	Gal. a 1200 rpm	Reducción (2)	Min.	Máx.	Contin.	Intermit.		Aspiración	Presión	
VC10	3	1	0,8	600	4800	155	177	0,7	(4)	(4)	4,5
	6	2	0,9		4500						
	9	3	1,2		4000						
	13	4	1,6		3400						
	16	5	1,7		3200						
	19	6	1,8		3000						
	22	7	1,9		2800						
VC20	19	6	2,8	600	3400	155	177	3,9	(4)	(4)	7,3
	22	7	4,2		3000						
	26	8	4,5		2800						
	29	9	4,8		2800						
	36	11	4,8		2500						
	39	12	5,4		2400						
	42	13	6,0		2400						

Fuente: BOMBAS HIDRAULICA DE PALETAS -Tipos BHP, VK, VS y VQ (p.11)

Se escogió una bomba de paletas ya que estas tienen una larga vida útil, su mantenimiento es sencillo y rápido, facilidad para transportar productos de alta viscosidad y sumado a esto no requiere de un espacio amplio gracias a su tamaño.

**Potencia del motor.** Para la selección del motor eléctrico se debe tener en cuenta la potencia oleohidráulica, calculada en la ecuación (2-17) y la eficiencia que va a tener el motor, la eficiencia de motores trifásicos está en un rango de 0,7-0.9. de acuerdo a lo anterior se elige una eficiencia de 0.9 y se desarrolla en la ecuación (2-18);

$$Pot. motor electrico = \frac{pot. hidr\acute{a}ulica}{eficiencia el\acute{e}ctrica} \tag{2-18}$$

$$Pot. motor electrico = \frac{1,85 Hp}{0,9} = 2,0 Hp$$

Da como resultado un motor trifásico de elevada eficiencia, completamente cerrado con una potencia de 2 Hp; para más detalles ver (Anexo E).

**Selección del tanque.** En este apartado se procederá a calcular el volumen del tanque o depósito oleohidráulico, se necesita saber el caudal con el va a operar la bomba, una vez hallado este valor se reemplazará en la siguiente ecuación:

$$Vt = Q \times 4 \tag{2-19}$$

Donde;

$Vt =$  Volumen del tanque

$Q =$  Caudal de la bomba

$$Vt = 2,06 Gpm \times 4 = 8,24 Gal \approx 31191,79 cm^3$$

Conociendo el valor del volumen del tanque se procede a definir sus dimensiones, con base en requerimientos de diseño se opta por un tanque de geometría cubica, por consiguiente, se desarrolla la siguiente ecuación:

$$L = \sqrt[3]{V_t} \quad (2-20)$$

Donde;

$L$  = Longitud arista del tanque

$V_t$  = Volumen del tanque

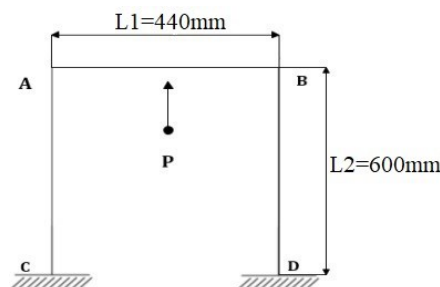
$$L = \sqrt[3]{31191,79 \text{ cm}^3} = 31,47 \text{ cm} \approx 32 \text{ cm}$$

## 2.2.2 Cálculos estructurales

El cálculo estructural es determinante al momento de seleccionar los materiales óptimos para que la estructura no vaya a sufrir de fenómenos físicos como torsión, pandeo, flexión entre otros. El área de resistencia de materiales es fundamental en esta sección. Los cálculos se hallarán por medio del marco hiperestático donde la fuerza de compactación será de 29,42kN.

El marco hiperestático es definido por lo requerido en el área de trabajo, como se observa en la Figura 2-3 donde vemos la existencia del sistema de alimentación, el cual se compone por un tamiz rotativo que se encarga de extraer los desechos orgánicos e inorgánicos de las aguas residuales donde luego caerán por el ducto cubico que presenta una distancia de 600mm del final del ducto hasta el piso. Su ancho está definido por las dimensiones de las briquetas, y en base a la estructura.

Figura 2-19 Marco Hiperestático



Fuente: Propia

Como el tema principal del presente proyecto se centra en el diseño de una compactadora oleohidráulica, se inicia con la definición del marco hiperestático para luego descomponerlo en 3 secciones equivalentes ya que será un marco estructural simétrico, el punto AB es semejante al punto CD. Las fuerzas de momentos serán las mismas, pero de sentido

contrario, esto es fundamental para conocer los momentos y resolver este tipo de marcos hiperestáticos ya que en un inicio por sumatorio de fuerzas y sumatoria de momentos no se pueden resolver. Se inicia calculando los momentos flectores luego la deformación máxima y por último los cortantes, hallando el momento máximo de la viga se selecciona el perfil semejante conociendo que el material seleccionado será el acero inoxidable AISI 304 debido al entorno corrosivo y su esfuerzo a la fluencia es de 205 MPa, el factor de seguridad (FS) es uno de los requisitos más importantes, el cual ayudara a evitar fallas estructurales y reducir indecisiones a la hora de realizar el diseño. Robert Mott en su libro diseño de máquinas 4th edición dice que el factor de seguridad debe estar en el rango de 1,25 a 2,5. Para el presente diseño se elige un facto de seguridad de fs=2 ya que será una estructura bajo cargas estáticas se requiere un grado de confianza encima de 1.25.

Datos;

$\sigma_{A304}$ : Esfuerzo a la tension del acero

$S_y$ : Esfuerzo a la fluencia del A304

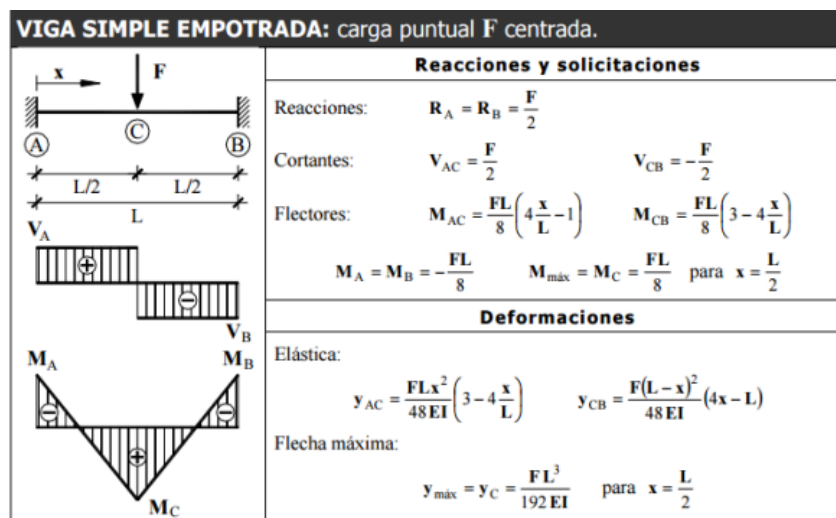
$N$ : factor de seguridad

$$\sigma_{A304} = \frac{S_y}{N} \tag{2-21}$$

$$\sigma_{A304} = \frac{205 \text{ MPa}}{2} = 102.5 \text{ MPa}$$

La siguiente figura se observan una serie de cálculos de reacciones y deformaciones la cuales son cruciales para seleccionar el perfil apropiado. El prontuario de Anejo se utilizará como referencia para los cálculos de la estructura.

Figura 2-20 Cálculos para estructura



Fuente: Prontuario de vigas

Para esta sección se tomará el prontuario de vigas como referente. la fuerza que se tendrá en cuenta será de 29419,95 N como van a ser dos soportes de perfiles estructurales que estarán conectados al marco hiperestático la fuerza será dividida en 2.

Las viga esta con una carga puntual en dirección negativa por lo que el cilindro oleohidráulico estará ubicado en la parte alta de la estructura, esta ejercerá una fuerza de compactación hacia abajo y las fuerzas que reaccionarán serán en dirección positiva.

Datos;

$$F = 14709,97 \text{ N}$$

$$L = 0,44 \text{ m}$$

### Reacciones

Donde;

$R_a =$  reacción en a

$R_b =$  reacción en b

$F =$  Fuerza

$$R_a = R_b = F/2 \quad (2-22)$$

$$R_a = R_b = \frac{14709,97 \text{ N}}{2} = 7354,98 \text{ N}$$

### Cortantes:

Donde;

$V_a =$  Cortante en a

$V_b =$  Cortante en b

$F =$  Fuerza

$$V_a = \frac{F}{2} \quad (2-23)$$

$$V_a = \frac{14709,97 \text{ N}}{2} = 7354,98 \text{ N}$$

$$V_b = -\frac{F}{2} \quad (2-24)$$

$$V_b = \frac{14709,97 \text{ N}}{2} = -7354,98 \text{ N}$$

### Momentos:

Donde;

$M_a =$  Momento en a

$M_b =$  Momento en b

$M_c =$  Momento en c

$F =$  Fuerza



$L = \text{Longitud}$

$$Ma = Mb = -\frac{FL}{8} \tag{2-25}$$

$$Ma = Mb = -\frac{7354,98 \text{ N} (0,44 \text{ m})}{8} = -404,52 \text{ Nm}$$

$$Mc = \frac{FL}{8} \tag{2-26}$$

$$Mc = 404,52 \text{ Nm}$$

A continuación, se procede a calcular el módulo de sección de la viga haciendo uso del momento máximo de la viga sobre el esfuerzo a la tensión del acero.

Datos:

$$M_{Max} = 404,52 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{A304} = 102,5 \text{ MPa} = 1,025 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

Donde;

$S_{xx} = \text{Módulo de sección}$

$M_{Max} = \text{Momento máximo}$

$\sigma_{A304} = \text{Esfuerzo a la tensión del acero}$

$$S_{XX} = \frac{M_{Max}}{\sigma_{A304}} \tag{2-27}$$

$$S_{XX} = \frac{404,52 \text{ Nm}}{1,025 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 3,94 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 3,94 \text{ cm}^3$$

Se selecciona el tubo cuadrado 40x40x4,0 ya que tiene un módulo de sección de  $6,07 \text{ cm}^3$ . Luego se calcula la deflexión límite de la viga sin olvidar el módulo de elasticidad del acero inoxidable AISI304 el cual es de 193Gpa y el momento de inercia es de  $12,1 \text{ cm}^4$ . (ver Tabla 2-20)

Tabla 2-20 Tubos estructurales

TUBOS ESTRUCTURALES DE SECCIÓN CUADRADA LAMINADOS EN CALIENTE											Y	R
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 Jv (cm <sup>4</sup> ) Wv (cm <sup>3</sup> )		Área superficial por metro lineal m <sup>2</sup> / m	Largo (*) aprox. port (m)	
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	
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	7,42	0,153	274	
	4,0	4,39	5,68	12,1	1,46	6,07	7,61	19,5	8,56	0,151	225	

Fuente: Catalogo técnico tubos estructurales, manisipre S.p.A (p.8)

Datos:

$$F = 14709,97 \text{ N}$$

$$L = 0,44 \text{ m}$$

$$E = 193 \text{ Gpa} = 1,93 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$I = 12,1 \text{ cm}^4$$

Donde;

$y_{max}$  = Deflexión máxima

$F$  = Fuerza

$L$  = Longitud

$E$  = Módulo de elasticidad

$I$  = Momento de inercia

$$y_{max} = \frac{FL^3}{192EI} \quad (2-28)$$

$$y_{max} = \frac{14709,97 \text{ N} \times (0,44\text{m})^3}{192 \left( 1,93 \times 10^{11} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right) \left( 12,1 \text{ cm}^4 \times \frac{1 \text{ m}^4}{100 \text{ cm}^4} \right)} = 2,79 \times 10^{-10} \text{ m}$$

$$y_{max} = 2,79 \times 10^{-10} \text{ m} = 0,000000279 \text{ mm}$$

Las distancia entre fuerzas obtenidas por el marco hiperestático fueron de 170 mm = 0,17 m con un largo de 0,44 m.

Datos:

$$F = 14709,97 \text{ N}$$

$$L = 0,44 \text{ m}$$

$$a = 0,135 \text{ m}$$

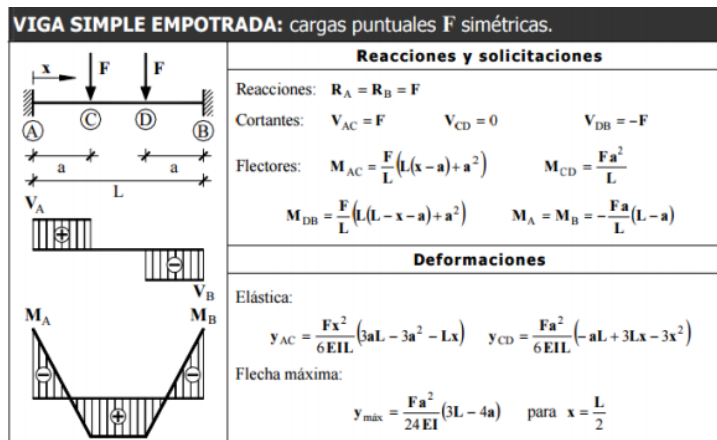
Donde;

$F$  = Fuerza

$L$  = Longitud

$a$  = Distancia a extremo

Figura 2-21 Esquema de Diagramas de cortantes y flectores



Fuente: Prontuario de vigas

**Reacciones**

Donde;

$R_a =$  reacción en  $a$

$R_b =$  reacción en  $b$

$F =$  Fuerza

$$R_a = R_b = F \quad (2-29)$$

$$R_a = R_b = 7354,98 \text{ N}$$

**Cortantes:**

Donde;

$V_a =$  Cortante en  $a$

$V_b =$  Cortante en  $b$

$$V_a = F \quad (2-30)$$

$$V_a = 7354,98 \text{ N}$$

$$V_b = -F \quad (2-31)$$

$$V_b = -7354,98 \text{ N}$$

**Momentos:**

Donde;

$M_a =$  Momento en  $a$

$M_b =$  Momento en  $b$

$M_c =$  Momento en  $c$

$F =$  Fuerza

$a =$  Distancia de carga a viga

$$M_a = M_b - \frac{Fa(L - a)}{L} \quad (2-32)$$

$$M_a = M_b = - \frac{7354,98 \text{ N} (0,135 \text{ m}) \times (0,44 \text{ m} - 0,135 \text{ m})}{0,44 \text{ m}} = - 688,27 \text{ Nm}$$

$$M_c = \frac{Fa^2}{L} \quad (2-33)$$

$$M_c = \frac{7354,98 \text{ N} (0,135 \text{ m})^2}{0,44 \text{ m}} = 304,65 \text{ Nm}$$

Se calcula el módulo de sección de la viga para poder hallar un perfil apropiado. Al igual que anteriormente se debe dividir el momento máximo de la viga entre el esfuerzo a la tensión del acero.

Datos:

$$M_{Max} = 304,65 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{A304} = 102,5 \text{ MPa} = 1,025 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

Donde;

$S_{XX}$  = Módulo de sección

$M_{Max}$  = Momento máximo

$\sigma_{A304}$  = Esfuerzo a la tensión del acero

$$S_{XX} = \frac{M_{Max}}{\sigma_{A304}} \quad (2-34)$$

$$S_{XX} = \frac{304,65 \text{ Nm}}{1,025 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 2,97 \times 10^{-6} \text{ m}^3 = 2,97 \text{ cm}^3$$

Se selecciona el tubo hueco rectangular 60x40x3,2 ya que tiene un módulo de sección de  $9,44 \text{ cm}^3$ . Se hallara la deflexión máxima de la viga sin olvidar el módulo de elasticidad del acero inoxidable AISI 304 es de 193 Gpa y el momento de inercia de la sección (y) será de  $14,8 \text{ cm}^4$  (ver Tabla 2-21)

Tabla 2-21 Tubos estructurales

TUBOS ESTRUCTURALES DE SECCIÓN RECTANGULAR 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		Radio de giro I		Módulo de flexión elástico W		Módulo de flexión plástico Wp		Constantes de torsión		Área superficial por metro lineal m <sup>2</sup> /m	Largo (*)/ aprox por t (m)
				x - x cm <sup>4</sup>	y - y cm <sup>4</sup>	x - x cm	y - y cm	x - x cm <sup>3</sup>	y - y cm <sup>3</sup>	x - x cm <sup>3</sup>	y - y cm <sup>3</sup>	Jv cm <sup>4</sup>	Wv cm <sup>3</sup>		
50x25	2,5	2,69	3,47	10,5	3,44	1,75	1,00	4,25	2,75	5,41	3,25	8,41	4,62	0,145	368
	3,0	3,17	4,10	12,2	3,89	1,73	0,98	4,88	3,11	6,30	3,77	9,64	5,21	0,144	311
	3,2	3,36	4,34	12,8	4,05	1,72	0,97	5,11	3,24	6,64	3,96	10,1	5,42	0,143	294
60x40	2,5	3,68	4,72	23,1	12,2	2,21	1,61	7,71	6,10	9,43	7,09	25,0	9,74	0,195	270
	3,0	4,35	5,60	26,9	14,1	2,19	1,59	8,96	7,04	11,1	8,29	29,2	11,2	0,194	228
	3,2	4,62	5,94	28,3	14,8	2,18	1,58	9,44	7,39	11,7	8,75	30,8	11,8	0,193	215
	4,0	5,64	7,28	33,6	17,3	2,15	1,54	11,2	8,67	14,1	10,5	36,6	13,7	0,191	175
	5,0	6,85	8,88	39,2	20,0	2,10	1,50	13,1	10,0	16,8	12,4	43,0	15,8	0,189	143
	5,6	7,54	9,61	40,7	20,7	2,06	1,47	13,6	10,4	17,8	13,1	46,2	16,7	0,186	—
	6,3	8,31	10,8	45,1	22,6	2,04	1,45	15,0	11,3	19,9	14,6	49,7	17,7	0,186	118
	7,1	9,14	11,6	45,9	22,9	1,98	1,40	15,3	11,5	20,7	15,2	52,7	18,5	0,182	—
	8,0	10,0	12,8	47,9	23,7	1,94	1,36	16,0	11,9	22,1	16,1	55,4	19,2	0,179	—

Fuente: Catalogo técnico tubos estructurales, mannisipre S.p.A (p.10)

Datos:

$$F = 14709,97 \text{ N}$$

$$L = 0,44 \text{ m}$$

$$a = 0,135 \text{ m}$$

$$E = 193 \text{ GPa} = 1,93 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$I = 14,8 \text{ cm}^4$$

Donde;

$y_{max}$  = Deflexión máxima

$F$  = Fuerza

$L$  = Longitud

$E$  = Módulo de elasticidad

$I$  = Momento de inercia

$a$  = Distancia de carga a viga

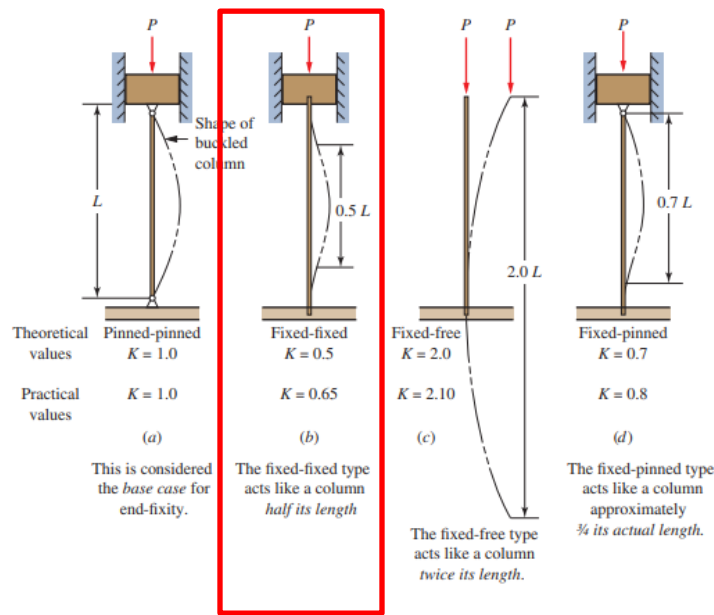
$$y_{max} = \frac{Fa^2}{24EI} (3L - 4a) \tag{2-35}$$

$$y_{max} = \frac{14709,97 \text{ N} \times (0,135 \text{ m})^2}{24 \left(1,93 \times 10^{11} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) \left(14,8 \text{ cm}^4 \times \frac{1 \text{ m}^4}{100 \text{ cm}^4}\right)} (3 \times (0,44 \text{ m}) - 4 (0,135 \text{ m}))$$

$$y_{max} = 3,05 \times 10^{-10} \text{ m} = 0,000000305 \text{ mm}$$

**Cálculo de Columnas:** Se tendrá en cuenta el libro de Roberth Mort (resistencia de materiales) para el diseño de columnas del marco de la compactadora oleohidráulica.

Figura 2-22 Tipo de conexiones para el diseño de una columna



Fuente: Resistencia de materiales, Roberth Mort

Se halló el factor de fijación en los bordes K, observando la conexión de las columnas a sus apoyos visualizando la Figura 2-22.

Datos:

$$L = 0,6 \text{ m}$$

$$K = 0,65$$

Donde;

$L_e =$  Longitud equivalente

$L =$  Longitud

$K =$  Factor de fijación de los extremos

$$L_e = KL \quad (2-36)$$

$$L_e = 0,65 (0,6 m) = 0,39 m$$

Para las columnas que conformaran la estructura se elige el perfil IPE 80 debido a que son perfiles económicos que se adaptan a toda clase de necesidades estructurales. Son usados principalmente en el sector industrial, el comercio y la construcción.

Para realizar el estudio se determinó el momento de inercia y el área de una viga IPE 80, esto con el objetivo de conocer el radio de giro de la sección transversal.

Datos:

$$I_{min} = 8,49 cm^4$$

$$A = 7,64 cm^2$$

Donde;

$I_{min}$  = Momento de inercia mimimo

$A$  = Area de la sección

$$r_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \quad (2-37)$$

$$r_{min} = \sqrt{\frac{8,49 cm^4}{7,64 cm^2}} = 1,05 cm = 0,0105 m$$

A continuación, se hallará la relación de esbeltez máxima para continuar al cálculo de la carga crítica que puede tolerar la viga o columna.

Datos:

$$L_e = 0,39 m$$

$$r_{min} = 1,05 cm = 0,0105 m$$

Donde;

$SR_{max}$  = Esbeltez máxima

$I_{min}$  = Momento de inercia mimimo

$L_e$  = Longitud equivalente

$$SR_{max} = \frac{L_e}{r_{min}} \quad (2-38)$$

$$SR_{max} = \frac{0,39 m}{0,0105 m} = 37,14$$

Con los resultados del módulo de elasticidad y la resistencia a la cedencia  $S_y$  del acero, se procede a calcular la constante de la columna.

Datos:

$$S_y = 205 \text{ MPa} = 2,05 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$E = 193 \text{ GPa} = 193 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

Donde;

$c$  = Constante de la columna.

$S_y$  = Resistencia a la cedencia

$E$  = Módulo de elasticidad

$$c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (2-39)$$

$$c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \left(1,93 \times 10^{11} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}{\left(2,05 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}} = 136,32$$

Si el valor  $SR$  da por debajo de la constante de la columna se utiliza la ecuación de Jhonson para el cálculo de la carga de pandeo crítica.

Datos:

$$S_y = 205 \text{ MPa} = 2,05 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

$$E = 193 \text{ GPa} = 1,93 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$SR_{max} = 37,14$$

$$A = 7,64 \text{ cm}^2$$

Donde;

$P_{cr}$  = carga de pandeo crítica

$A$  = Area de la sección

$S_y$  = Resistencia a la cedencia

$SR_{max}$  = Esbeltez máxima

$E$  = Módulo de elasticidad

$$P_{cr} = A S_y \left(1 - \frac{S_y S_R^2}{4\pi^2 E}\right) \quad (2-40)$$

$$P_{cr} = \left(7,64 \text{ cm}^2 \times \frac{1 \text{ m}^2}{(100 \text{ cm}^2)}\right) \left(2,05 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) \left[1 - \frac{\left(2,05 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) (37,14)^2}{4\pi^2 \left(1,93 \times 10^{11} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right)}\right]$$

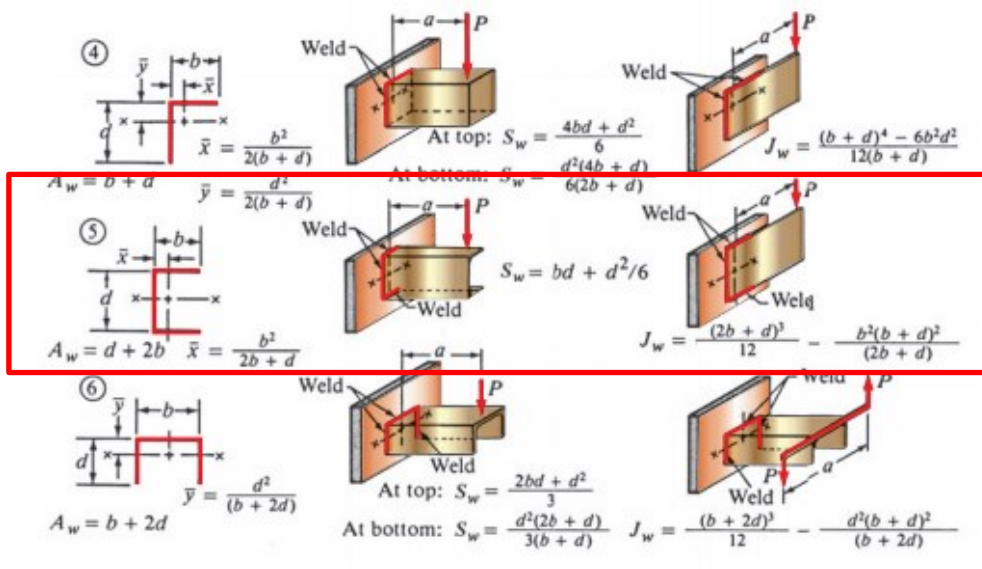
$$P_{cr} = 15080743,48 \text{ N}$$

El valor critico de pandeo obtenido es de 15080743,48 N considerando que las columnas estarán sometidas a una carga de 29419,19 N.

## SOLDADURA

El sistema estructural de la compactadora está conformado por vigas, columnas y placas de acero AISI304, esto con el fin de disminuir los esfuerzos que se presentan sobre los perfiles que soportaran el cilindro oleohidráulico. Esta partes deberán ir sujetadas por medio de uniones soldadas. Dicho lo anterior, se procede a calcular el punto de la estructura que va a soportar el mayor esfuerzo. Para poder realizar el cálculo de la soldadura se tiene que observar la Figura 2-23 e identificar el tipo de soldadura a emplear.

Figura 2-23 Factores de geometría para el análisis de soldaduras



Fuente: Robert L. Mott, Edward M, Jyhwen Wang. Machine elements in mechanical design.

Como primera medida se define el factor de geometría en base a la sección del cordón:

$$A_w = d + 2b \quad (2-41)$$

Donde;

$A_w$  = Dimensiones de la soldadura

$d = b$  = Dimensiones del area a soldar (40 mm) (40 mm) respectivamente

$$A_w = 40 \text{ mm} + 2 (40 \text{ mm}) = 120 \text{ mm}$$

$$A_w = 120 \text{ mm} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 0,12 \text{ m}$$

Seguidamente se calculará la ecuación de flexión para la geometría del tubo seleccionado;



$$S_W = bd + \frac{d^2}{6} \quad (2-42)$$

Donde;

$S_W$  = Factor geométrico a flexión

$d = b$  = Dimensiones del perfil seleccionado (40 mm) (40 mm) respectivamente

$$S_W = 40 \text{ mm} \times 40 \text{ mm} + \frac{(40 \text{ mm})^2}{6} = 1866,67 \text{ mm}^2$$

$$S_W = 1866,67 \text{ mm} \times \frac{1}{1000} = 1,87 \text{ m}^2$$

Teniendo los resultados de los factores de geometría, se calcula el factor de esfuerzo cortante y el de esfuerzo de flexión que será sometida la soldadura;

$$f_s = \frac{V}{A_W} \quad (2-43)$$

Donde;

$f_s$  = Fuerza cortante vertical

$A_W$  = Dimensiones de la soldadura

$$f_s = \frac{7354,98 \text{ N}}{0,12 \text{ m}} = 61291,5 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times \left( \frac{1 \text{ lb}}{4,4482 \text{ N}} \right) \times \left( \frac{1 \text{ m}}{39,3701 \text{ in}} \right) = 349,98 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

En la siguiente ecuación se propone el factor de esfuerzo a flexión;

$$f_b = \frac{M}{S_W} \quad (2-44)$$

Donde;

$f_b$  = Fuerza de flexión

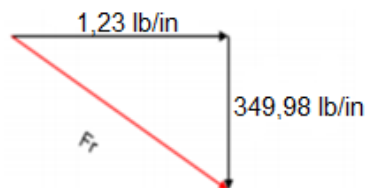
$M$  = Momento máximo sobre la viga

$S_W$  = Factor geométrico a flexión

$$f_b = \frac{404,52 \text{ Nm}}{1,87 \text{ m}^2} = 216,32 \frac{\text{N}}{\text{m}} \times \left( \frac{1 \text{ lb}}{4,4482 \text{ N}} \right) \times \left( \frac{1 \text{ m}}{39,3701 \text{ in}} \right) = 1,23 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Conociendo las fuerzas que accionan sobre la soldadura, se inicia el análisis de fuerzas, conforme a lo estipulado por Robert Mott, se busca la fuerza resultante (FR) como se visualiza en el triángulo de fuerzas y por esta forma hallar el diámetro del electrodo (W).

Figura 2-24 Triangulo de fuerzas



Fuente: Propia

$$Fr = \sqrt{f_b^2 + f_s^2} \quad (2-45)$$

$$Fr = \sqrt{\left(1,23 \frac{lb}{in}\right)^2 + \left(349,98 \frac{lb}{in}\right)^2} = 349,98 \frac{lb}{in}$$

Con el resultado de Fr (fuerza resultante) se puede elegir el tipo de electrodo que se utilizara para unir la estructura de la compactadora. Se hará uso del electrodo E-308L-16 que cuenta con una resistencia a la tensión de 520 MPa y un límite elástico de 320 MPa, tal como se observa en la Figura 2-25. Para más detalles (ver Anexo F).

Dentro de las aplicaciones del electro E308L-16 está el uso para soldar tanques, usado en el sector de plomería para soldar tuberías y reactores de acero inoxidable tipo AISI304. Puede trabajarse con la técnica de arrastre. Las perdidas por salpicadura son mínimas gracias al arco que produce. La remoción de la escoria es sencilla. Las propiedades de este electrodo son de bajo carbono, por lo que su depósito presenta buena resistencia a la corrosión la cual es un elemento definitivo en el momento de elegir el electrodo ya que el entorno será corrosivo.

Figura 2-25 Ficha técnica Electrodo E-308L-16

APLICACIONES TÍPICAS				
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Electrodo para soldadura de aceros inoxidables de tipo rutilico.</li> <li>• Pueden soldar aceros de tipo AISI 304 y 304L, pudiendo también con aceros AISI 204, 301, 302, 308 y 308L.</li> </ul>				
COMPOSICIÓN QUÍMICA (% EN PESO)				
C	Si	Mn	S	Ni
0,030	0,55	0,87	0,011	9,63
Mo	Cr	Cu		
0,22	19,86	0,12		
PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS, SOBRE EL METAL DEPOSITADO				
	R. Tensión (mpa)	Lím. Elástico (mpa)	Elongación (%)	Resistencia al impacto
Standard	≥ 520	≥ 320	≥ 35	--
Valores típicos	557	440	39	70






Fuente: Ficha técnica Electrodo revestido E308L-16, Jet Arco (España).

Debido a que no se encontró datos de esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras para electrodos de acero inoxidable, se realizó una comparación de las propiedades mecánicas con uno que contara con los datos anteriormente mencionados, donde el electrodo E70 tiene una similitud cercana.

Figura 2-26 Propiedades Mecánicas de electrodo E308L-16

Electrodos para aceros inoxidables

INDURA: 308-L
AWS: E 308L-16

Electrodo de acero inoxidable extra bajo carbono (0,03% máx.). Especial para soldadura en plantas químicas, en soldaduras de acero tipo 302, 304, 304L, 321, 347. El bajo contenido de carbono previene la formación de carburos de cromo en límites de grano.

Amperajes Recomendados:		
Diámetro		Amps.
Pulg.	mm.	
3/32"	2,4	60 - 90
1/8"	3,2	80 - 120
5/32"	4,0	120 - 150
3/16"	4,8	150 - 190

\* Se fabrica a pedido.  
Consulte cantidades mínimas y plazo de entrega.

CA, CC (+). Toda posición.

Resistencia a la tracción : 92.700 lb/pulg<sup>2</sup> (691 MPa)

Límite de fluencia : 67.900 lb/pulg<sup>2</sup> (425 MPa)

Alargamiento en 50 mm. : 44%

Composición Química (Típica):

C: 0,03%	Mn: 0,9%	P: 0,02%	S: 0,02%	Si: 0,5%
Cr: 19,0%	Ni: 9,9%			

Fuente: Electrodos para soldar, INDURA.

Figura 2-27 Propiedades Mecánicas de electrodos para aceros

Clasificación AWS	Valores mínimos	
	Resistencia a la tensión (lb/pulg <sup>2</sup> )	Límite de cedencia (lb/pulg <sup>2</sup> )
E60XX	62,000	50,000
E70XX	70,000	57,000
E80XX	80,000	67,000
E90XX	90,000	77,000
E100XX	100,000	87,000
E110XX <sup>a</sup>	110,000	95,000
E120XX <sup>a</sup>	120,000	107,000

a. En este tipo de electrodos se utiliza recubrimiento tipo bajo hidrógeno únicamente

Fuente: Soldadura al Arco, Escuela Industrial Ernesto Bertelsen Temple.

Tabla 2-22 Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
<b>Estructuras de edificios:</b>			
A36, A441	E60	13 600 psi	9600 lb/pulg
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 lb/pulg
<b>Estructuras de puentes</b>			
A36	E60	12 400 psi	8800 lb/pulg
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 lb/pulg

Fuente: Fuente: Robert L. Mott. Diseño de elementos de máquinas. 2.006.

Donde;

$f_r$  = Fuerza resultante

$W$  = Diámetro del electrodo

$$W = \frac{F_r}{\text{Fuerza admisible del electrodo}}$$

$$W = \frac{349,98 \text{ lb/in}}{11200 \text{ lb/in} * \text{in}} = 0,031 \text{ in}$$

$$W = 0,031 \text{ in} \times \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} = 0,79 \text{ mm}$$

Conociendo el diámetro del electrodo requerido para realizar las uniones, debe normalizarse respecto al espesor del tubo cuadrado que es donde se presentan mayores esfuerzos, para determinar el diámetro del electrodo se tiene en cuenta la Tabla 2-23

Tabla 2-23 Tamaños normalizados de electrodo

Espesor en Gauge	Espesor en pulg.	Espesor en mm.	Ø Electrodo en mm.	Amperajes en C.C.	Voltaje en C.C.	Velocidad avance m/min.	Gas en PCH.	Litros por min.
22		0,77	0,8	35 - 60	16 - 17,5	0,50	15 - 20	7 - 9
20		0,92	0,8	40 - 70	17 - 18	0,70	15 - 20	8 - 9
8		1,25	0,9	70 - 90	18 - 19	0,50 - 0,70	15 - 20	8 - 9
14	5/64	2,1	0,9	120 - 130	20 - 21	40 - 0,50	20 - 25	9 - 12
11	1/8	3,17	1,2	120 - 180	20 - 23	0,37 - 0,50	20 - 25	9 - 13
7	3/16	4,76	1,2	190 - 200	21 - 22	0,60 - 0,70	25 - 30	12 - 14

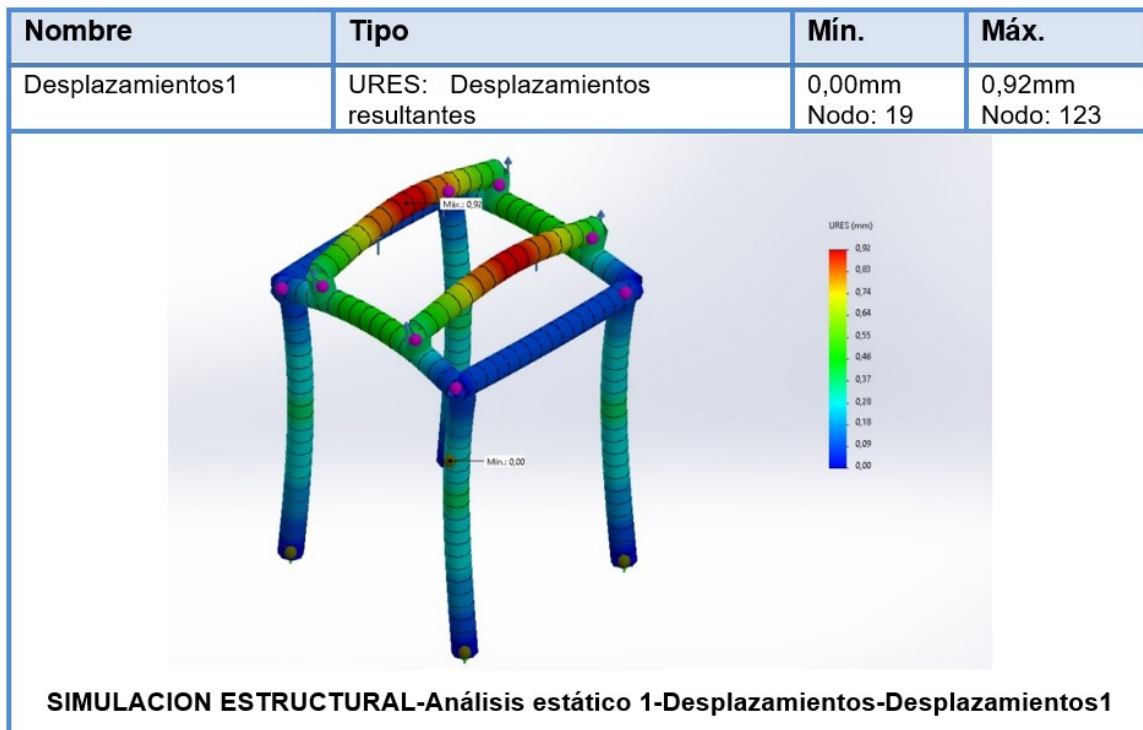
Fuente: LARRY JEFFUS. Welding and Metal Fabrication.

Observando la Tabla 2-23, se infiere que el diámetro del electrodo deberá ser de 1,2 mm debido al espesor de la placa está por encima de los 3 mm.

### 3. Simulación asistida por computadora

Basado en la innovaciones que ofrece el programa SolidWorks, se logra realizar una simulación estructural mediante el método de elementos finitos (MEF) con enfoque a un tipo de estudio estático para comprobar los cálculos estructurales obtenidos. Como primera instancia, se realizará un diseño en 3D (representación tridimensional) con las dimensiones anteriormente encontradas. El cuerpo de la compactadora oleohidráulica la cual será la parte estructural, está definida por una fuerza de 3TON ubicada en la parte superior esto para reflejar cuanto será el pandeo que sufrirá la estructura verticalmente y así conocer la viabilidad para poder fabricar este tipo de estructura.

Figura 3-1 Simulación de la parte estructural de la compactadora oleohidráulica

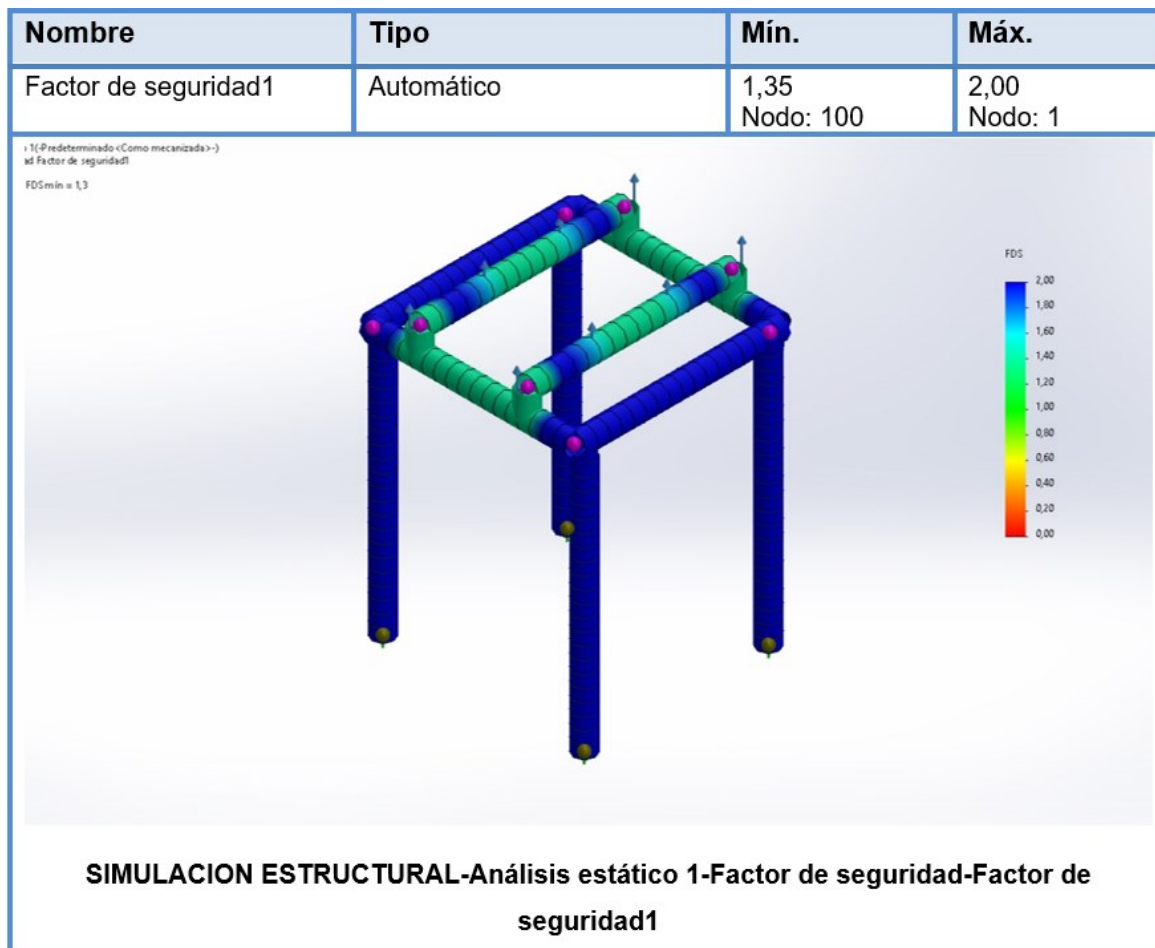


Fuente: Propia

En la Como primera instancia, se realizará un diseño en 3D (representación tridimensional) con las dimensiones anteriormente encontradas. El cuerpo de la compactadora oleohidráulica la cual será la parte estructural, está definida por una fuerza de 3TON ubicada en la parte superior esto para reflejar cuanto será el pandeo que sufrirá la estructura verticalmente y así conocer la viabilidad para poder fabricar este tipo de estructura.

Figura 3-1 se observa que la deformación más alta que va a sufrir la estructura será de 0,92 mm y se ubica en la parte superior en el tubo de sección cuadrada donde va a estar asentado el cilindro oleohidráulico.

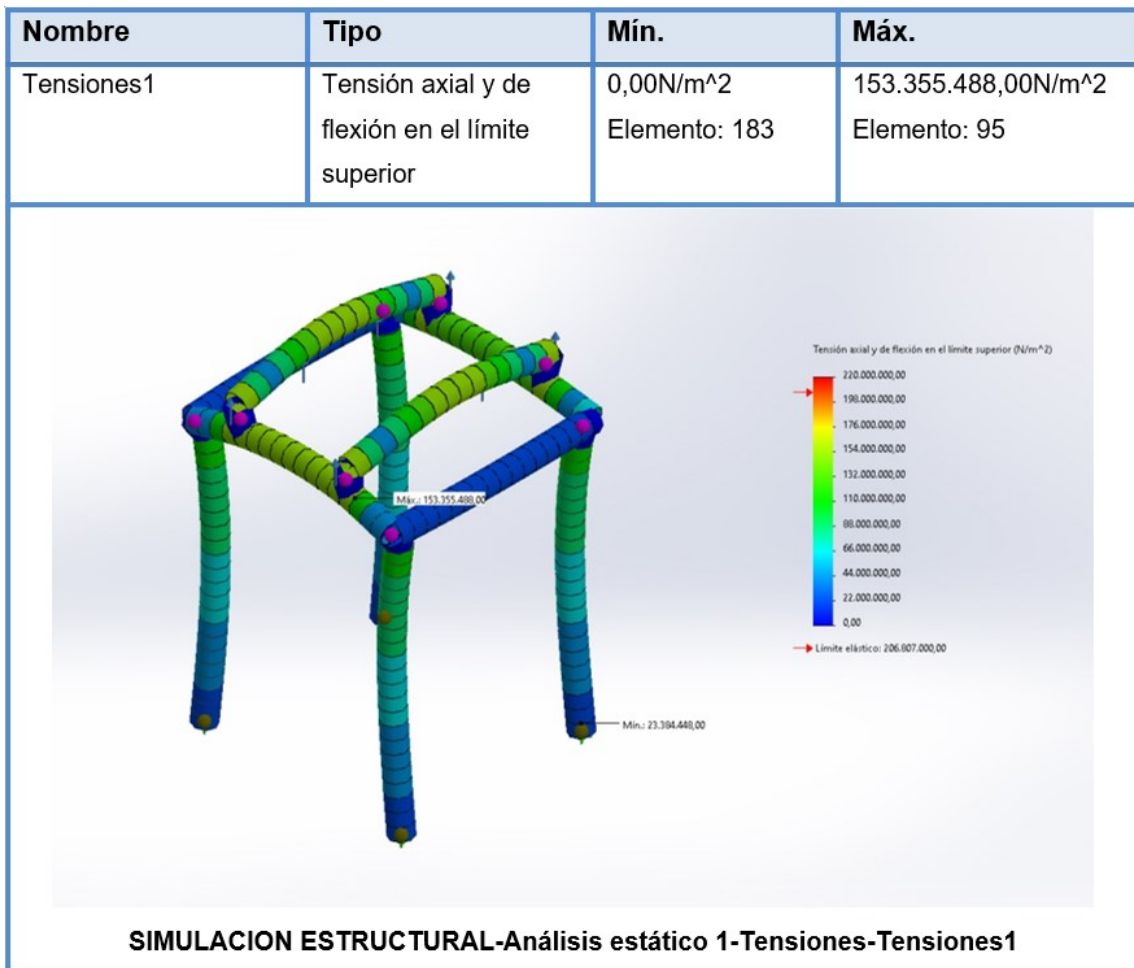
Figura 3-2 Factor de seguridad de toda la compactadora



Fuente: Propia

En la Figura 3-2 se halla el factor de seguridad arrojando un valor de 1,3 para el sistema estructural de la compactadora oleohidráulica con esto se asegura la confiabilidad del diseño para la estructura ya que esta estructura que soportara 1,3 veces la fuerza aplicada. Según Robert L. Mott en su libro Diseño de elementos de máquinas establece un rango de factor de seguridad el cual va de 1.25 a 2.0 para el diseño de estructuras bajo cargas estáticas.

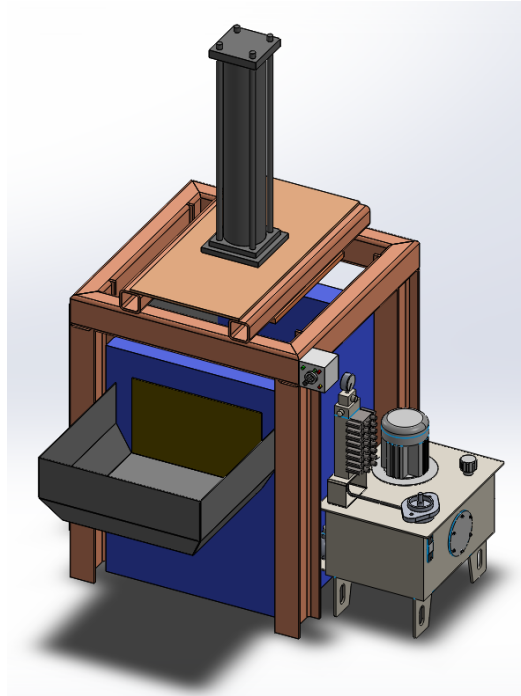
Figura 3-3 Esfuerzo máximo a la cual está sometida la compactadora oleohidráulica.



Fuente: Propia

En la Figura 3-3 se tomó la fuerza de trabajo de 3TON para simular un caso donde se requiera la máxima potencia de la compactadora, obtenemos el valor de tensión y flexión el cual valor máximo será de 153.355.488  $N/m^2$  ubicándose por debajo del límite del material seleccionado (AISI A304) ya que el material tiene un límite elástico de 206.807.000  $N/m^2$ . Ver estructura en el anexo G.

Figura 3-4 Diseño de compactadora bajo el software SOLIDWORKS



Fuente: Propia

en caso de llegarse a implementar la compactadora oleohidráulica se explica su funcionamiento de manera breve.

Deberá seguir una secuencia de pasos a largo de la operación de la máquina que serán apropiados para que el operario o persona encargada desarrolle una habilidad que lo lleve a usufructuar o sacar el supremo provecho de la máquina.

Para iniciar el operario deberá oprimir el botón de arranque o encendido con esto el aceite oleohidráulico se desviará por una válvula direccionada al tanque. Luego el encargado dará para a los desechos solamente deslizando la bandeja corrediza y dejará pasar la cantidad de desechos que sea necesaria para llenar la cámara de compactación.

Estando cerradas las puertas de la compactadora, se iniciará la operación de compactación por medio del sistema de control accionando la palanca hacia abajo, el sistema de control se ubica en la parte superior derecha cuando el operario se encuentra en la parte frontal de la compactadora, cuando el ciclo es completado el pistón se detendrá e indicara que ha finalizado el proceso de compactación.



Para retirar las briquetas de desechos, el operario deberá accionar de manera manual la puerta lateral para expulsar las pacas. Una vez hecho esto se procederá al proceso de acumulación, con el cual saldrá desde la máquina hacia una bolsa de basura. Se reinicia el ciclo operativo una vez terminado el proceso de compactación.

### **Solución propuesta**

Luego de realizar los respectivos cálculos y elegir los componentes, se ha determinado que el diseño de la compactadora oleohidráulica posee sus características propias.

En caso de implementar la compactadora se obtiene una provisión de desechos sin transportar gracias a el sistema de alimentación existente en el área de trabajo que es el tamiz rotativo junto con el ducto cubico que se observa en rojo en la Figura 3-5 y lo enmarcado en blanco sería el lugar destinado en caso de implementar la compactadora.

Figura 3-5 Lugar Establecido para la compactadora

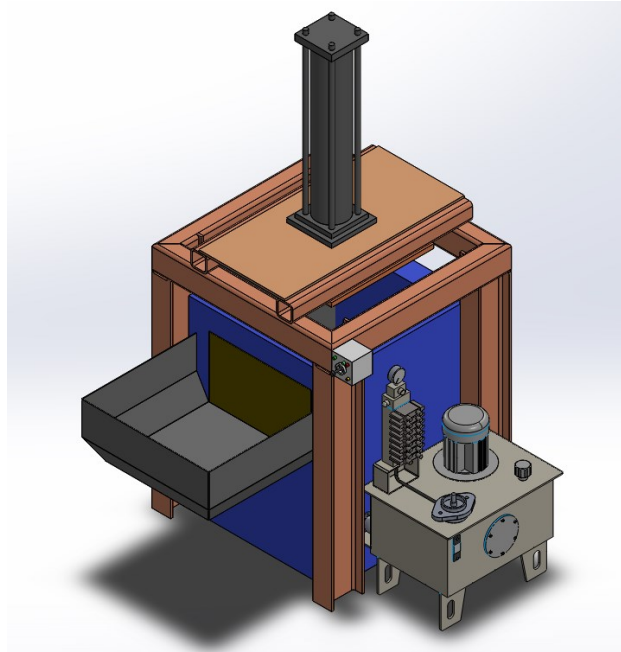


Fuente: Propia

El estudio de movimiento de la compactadora oleohidráulica se realizó gracias a la herramienta motion SOLIDOWRKS y se puede observar en el siguiente link: <https://www.youtube.com/watch?v=MLK2sjszA-I>

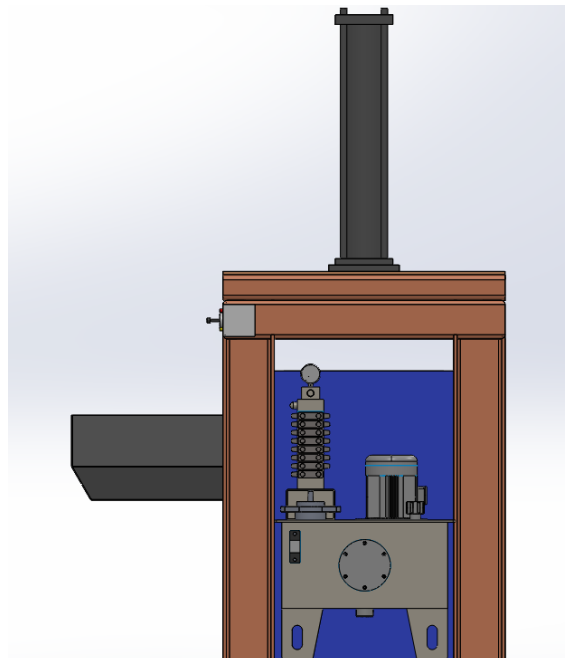
Ver Figura 3-6y Figura 3-7 para observar el diseño final propuesto.

Figura 3-6 Diseño compactadora vista isométrica



Fuente: Propia

Figura 3-7 Compactadora propuesta vista lateral



Fuente: Propia

## 4. Conclusiones y recomendaciones

### 4.1 Conclusiones

- Se identificó los sistemas que harán parte de la compactadora, empleándose para ello el diagrama de caja negra. Para los componentes se utilizó el método lluvias de ideas donde se escogieron las alternativas más adecuadas para los sistemas. Por medio del árbol de objetivos se establecieron los criterios de evaluación y se determinó el factor de peso para cada uno. Finalmente, mediante la matriz de selección se obtuvo las alternativas mejor evaluadas. De lo anterior se halló los siguientes resultados: Para el caso del sistema de alimentación no fue necesario realizar la selección de la opción más adecuada, debido a que ya hay un sistema de alimentación presente en el área de trabajo el cual, es un tamiz rotativo, para el sistema de almacenamiento se seleccionó una tolva, en el sistema dispensador se escogió una bandeja corrediza, el sistema compactador seleccionado fue el oleohidráulico, el sistema expulsor se accionara de manera manual y por último el sistema acumulador seleccionado será una bolsa.
- Para el diseño de la máquina tanto la selección de componentes mecánicos, oleohidráulicos y eléctricos que hacen parte de la compactadora se realizaron los respectivos cálculos de acuerdo a la necesidad exigida por la fuerza de compactación que es de 3 TON. Los componentes seleccionados para la compactadora son los siguientes: cilindro oleohidráulico Glual KZ-63-36X400-A con capacidad de 3TON, mangueras EN 853 1SN que soporta una presión máxima de trabajo de 3260 psi, aceite de la central oleohidráulica ISO 6824 que trabaja en un rango de temperaturas de 53°C a 76°C, un tanque de almacenamiento de aceite con un volumen de 31191,76  $cm^3$ , una bomba de paletas VC20 que soporta presiones que oscilan entre los 140 Bar a 155 Bar,

motor trifásico de alta eficiencia jaula de ardilla de 2 Hp totalmente cerrado, sistema estructural de acero A304 con factor de seguridad de 1,3 compuesto por 2 tubos cuadrados de medidas (40x40x4) donde ira soportado el cilindro oleohidráulico, 4 tubos rectangulares de medidas (60x40x3,2) donde se apoyaran los soportes antes mencionado, 4 columnas IPE80 y electrodo E308L-16 especial para aceros inoxidables. los planos de los sistemas se pueden observar al final del documento.

- Con base en los resultados obtenidos en la simulación estructural realizada en el software SOLIDWORKS, se verifico mediante el método de elementos finitos (MEF) con enfoque de tipo de estudio estático que la máquina no presentara fallas estructurales y trabajará con un factor de seguridad de 1,3. Dentro de los resultados obtenidos se encuentra una deformación máxima que sufrirá la estructura, la cual es de 0,92 mm y una tensión de Von Mises de 153.355.488  $N/m^2$ , ubicándose por debajo del límite del material seleccionado. Gracias al Motion Solidworks y mediante la relación de posición se pudo realizar la animación del estudio de movimiento el cual se puede observar en el siguiente link: <https://www.youtube.com/watch?v=MLK2sjszA-I>.

## 4.2 Recomendaciones

- El diseño de la compactadora está pensado para las condiciones existentes en la PTAR del Hospital Universitario Hernando Moncaleano Perdomo de Neiva, en caso de implementar el estudio se recomienda tener en cuenta los factores y condiciones con las que fueron diseñadas dado que se pueden presentar modificaciones en la infraestructura del hospital.

## A. Anexo: Compactadora MG 3 ECO



### MG 3 ECO

Compattatrice oleodinamica verticale a fianchi chiusi con legatura a porte chiuse, per la riduzione volumetrica di materiali riciclabili come: carta e cartone, materie plastiche, termoretraibile, nylon, rifiuti in genere. E' dotata di carrello per movimentazione delle balle, porta bobine, due bobine di reggia per la legatura e relativo ago passa reggia.  
PRATICA - FACILE DA USARE - ECONOMICA.

Vertical closed-side hydraulic compactor with closed-door binding, for the compaction of recyclable material such as: paper and cardboard, plastics, shrink wraps, nylon, waste in general. Equipped with trolley for handling bales, reel holder, two of strapping reels and needle to run the strap.  
PRACTICAL - EASY TO USE - ECONOMIC.

Potenza di spinta / Compaction force . . . . .	3 Tonnellate / 3 Tons
Spinta di pressatura sul materiale / Compacting pressure . . . . .	0,90 Kg. /cm <sup>2</sup>
Pressione di lavoro / Working pressure . . . . .	90 bar
Peso balla / Bale weight . . . . .	30 / 80 Kg.
Dimensione balla / Bale size . . . . .	700 x 700 x 500h mm
Camera di pressatura / Compacting chamber . . . . .	700 x 500 x 1320h mm
Portello di carico / Loading door . . . . .	700 x 481h mm
Corsa compattatore / Compactor stroke . . . . .	700 mm
Ciclo di compattazione / Compaction cycle . . . . .	Semiautomatico a leva / Semiautomatic lever-operated
Tempo di ciclo / Cycle time . . . . .	.25 sec.
Legature manuali / Manual bindings . . . . .	Nr.2
Tipo di legatura / Kind of binding . . . . .	Con reggia plastica / With plastic strapping
Espulsione balla / Bale ejection . . . . .	Manuale con carrello / Manual with trolley
Centralina oleodinamica / Hydraulic power unit . . . . .	Incorporata / Incorporated
Forza motrice / Power . . . . .	1.5 kW - 2 Hp
Tensione di alimentazione / Voltage supply . . . . .	220 - 400V - 50 Hz
Dimensioni di ingombro / Overall dimensions . . . . .	1140 x 790 x 2350h mm
Peso compattatrice/ Compactor weight . . . . .	300 Kg.

Fuente: FICHA TEC COMP MG 3 ECO, AUSONIA.

## B. Anexo: Cilindro oleohidráulico

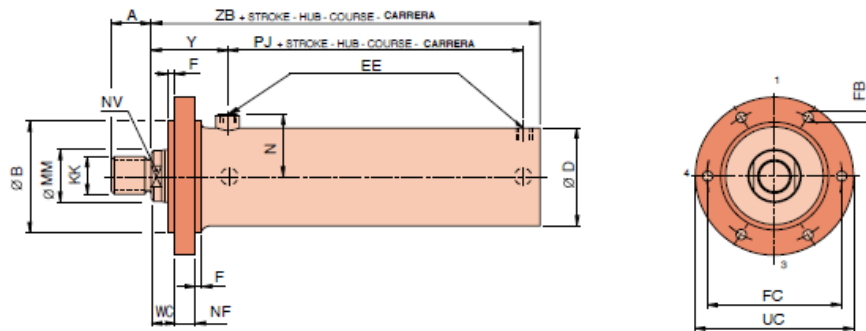
**GLUAL**  
HIDRAULICA

**KZ**  
ISO 3320  
DIN 24334

**A**  
ISO MF 3

Front round flange mounting  
Runder Kopfflansch  
Bride ronde avant  
BRIDA DELANTERA

Nominal pressure  
Nenndruck  
Pression nominale  
Presión nominal **200 bar**



Location of cushioning-screws, side 2 - Lage der Dämpfungs-schrauben, Seite 2 - Position des vis de réglage d'amortissement, face 2 - Posición regulador amortiguación, lado 2

Base Ø Körper Ø Alésage Ø Pistón Ø	40	50	63	80	100	125	140	160	180																
MM	18 22 28	22 28 36	28 36 45	36 45 56	45 56 70	56 70 90	70 90 100	70 90 110	90 110 125																
A	18 22 28	22 28 36	28 36 45	36 45 56	45 56 63	56 63 75	63 75 85	63 85 85	85 85 95																
B <sub>tot</sub>	70	90	110	125	150	190	200	220	250																
D	55	60	73	95	115	145	165	185	210																
EE	1/2"G	1/2"G	3/4"G	3/4"G	1"G	1 1/4"G	1 1/4"G	1 1/2"G	1 1/2"G																
F	5	5	5	5	5	5	5	5	5																
FB <sub>112</sub>	6 x 11Ø	6 x 11Ø	6 x 13Ø	6 x 13Ø	6 x 17Ø	6 x 21Ø	6 x 21Ø	6 x 28Ø	6 x 31Ø																
FC <sub>10,2</sub>	95	110	135	150	180	225	235	275	320																
KK	M14 x1,5	M16 x1,5	M20 x1,5	M16 x1,5	M20 x1,5	M27 x2	M20 x1,5	M27 x2	M33 x2	M27 x2	M33 x2	M42 x2	M33 x2	M42 x2	M48 x2	M42 x2	M56 x2	M48 x2	M64 x3	M48 x2	M64 x3	M72 x3	M64 x3	M72 x3	M80 x3
N	46	48	58	69	80	98	108	122	135																
NF	20	25	30	35	40	45	50	50	55																
NV	15 18 22	18 22 30	22 30 39	30 39 48	39 48 60	48 60 80	60 80 85	60 80 100	80 100 115																
PJ	64	74	79	83	98	108	115	125	130																
UC	120	140	165	180	220	275	285	335	380																
WC	23	23	27	25	35	37	40	45	45																
Y	74	80	97	100	117	129	140	155	155																
ZB	158	173	197	205	240	267	285	315	320																

Fuente: Catalogo de cilindros oleohidráulicos, GLUAL HIDRAULICA (p.22)

## C. Anexo: Manguera EN 853 1SN

### EN 853 1SN

EXCEDE SAE 100R1AT

#### Manguera una malla metálica

**Descripción:** Manguera hidráulica de una malla metálica media presión.

**Tubo interior:** Negro, goma sintética resistente al aceite.

**Recubrimiento:** Negro, goma sintética resistente al aceite, agua, ozono.

**Refuerzo:** 1 malla acero.

**Temperatura:** -40°C a +100°C intermitente hasta 125°C para fluidos basados en petróleo.

-40°C a +70°C para fluidos basados en agua.

**Aplicaciones:** Sistemas hidráulicos con fluidos basados en petróleo o agua/glycol y para aceites y lubricantes.

**Terminal:** PF-xxxx

**Casquillo:** PF-30xx; PF-10xx



Diámetro interior (in) (mm)		Diámetro sobre malla (in) (mm)		Diámetro exterior (in) (mm)		Máxima presión trabajo (psi) (bar)		Mínima presión rotura (psi) (bar)		Radio curvatura (in) (mm)		Peso (kg/mtr)
3/16	4,3	0,370	9,4	0,476	12,1	3625	250	14500	1000	3,5	90	0,17
1/4	6,3	0,437	11,1	0,547	13,9	3260	225	13050	900	4,0	100	0,23
5/16	8,0	0,500	12,7	0,610	15,5	3115	215	12325	850	4,5	115	0,27
3/8	9,5	0,594	15,1	0,701	17,8	2610	180	10440	720	5,0	130	0,35
1/2	12,7	0,720	18,3	0,827	21,0	2320	160	9280	640	7,0	180	0,44
5/8	15,9	0,843	21,4	0,953	24,2	1885	130	7540	520	8,0	200	0,51
3/4	19,0	1,000	25,4	1,106	28,1	1520	105	6090	420	9,5	240	0,66
1	25,4	1,311	33,3	1,417	36,0	1275	88	5075	350	12,5	300	1,00
1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	31,8	1,594	40,5	1,744	44,3	910	63	3625	250	16,5	420	1,36
1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	38,1	1,843	46,8	2,012	51,1	725	50	2900	200	19,5	500	1,56
2	50,8	2,374	60,3	2,543	64,6	580	40	2320	160	25,0	630	2,21

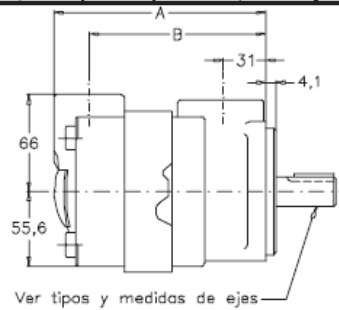
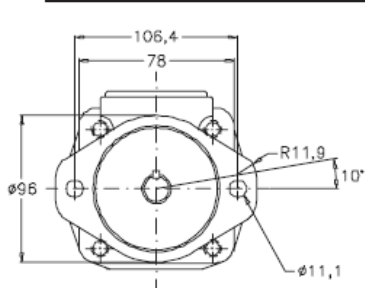
Fuente: Catalogo de mangueras oleohidráulicas

# D. Anexo: Bomba de paletas VC20

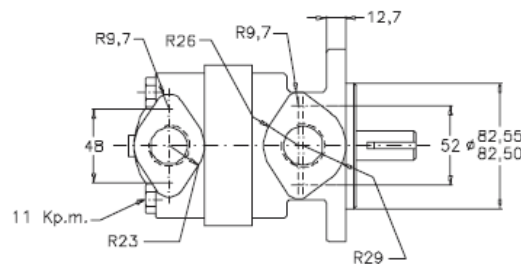


## BOMBAS SIMPLES TIPO VC20

CAUDALES			VELOCIDADES (rpm)		PRESIONES (Bar)		Potencia nominal (3)	CONEXIONES		PESO (Kgs.)
Lts.a 1000 rpm	Gal. a 1200 rpm	Reducción (2)	Min.	Máx.	Contin.	Intermit.		Aspiración	Presión	
19	6	2,8	600	3400	155	177	3,9	1 1/4" NPT	3/4" NPT	7,3
22	7	4,2		3000			4,4			
26	8	4,5		2800			5,1			
29	9	4,8		2800			5,6			
36	11	4,8		2500			6,5			
39	12	5,4		2400			7,5			
42	13	6,0	2400	8,1	140	8,1	1 1/4" BSP	3/4" BSP		

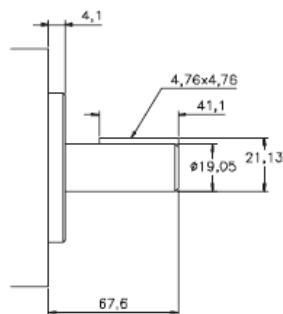


Galones	Dimension	
	A	B
6	125,2	102,1
7, 8, 9	131,6	108,4
11	136,7	113,5
12, 13	140,2	117,1



Num.	Inlet	Outlet
02	1" 1/4 BSP	3/4" BSP
04	1" 1/4 NPT	3/4" NPT

**EJEN°1**





## E. Anexo: Motor trifásico 2HP

### Motores trifásicos

#### Motores trifásicos jaula de ardilla, alta eficiencia, totalmente cerrados

Totalmente cerrados con ventilación exterior  
Montaje: horizontal (F1)  
Aislamiento clase F  
Diseño NEMA B según norma MG-1  
33°C temperatura ambiente a una altitud de 2300 msnm  
40°C temperatura ambiente a una altitud de 1000 msnm

Motores a prueba de explosión para atmósferas de División 1,  
Clase 1, Grupo D - Clase 2. Grupos F&G  
Para otra clasificación, favor de consultarnos.  
Factor de servicio:  
1.0 Motores RGZESD  
1.15 Motores RGZE y RGZESD  
1.25 Motores RGZE y RGZESD  
Armazones 143T a 256T en 2 y 4 polos

Descripción				Modelo			
Potencia en HP	Velocidad en RPM	Tensión a 60 Hz en Volts	Tamaño Armazón NEMA	RGZE Uso general Catálogo Spiridon	RGZESD Uso pesado Catálogo Spiridon	RGZESD A prueba de explosión Catálogo Spiridon	
0.5	900	230/460	143T	1LA01438FP21	No disponible	No disponible	
	0.75	1800	230/460	143T	1LA01434FE21	*	1MJ01434XE21
		1200	230/460	143T	1LA01436FE21	*	1MJ01436XE21
1	900	230/460	145T	1LA01458FE21	*	No disponible	
	3600	230/460	143T	1LA01432FE21	A7B10000020167	1MJ01432XE21	
		1800	230/460	143T	1LA01444FE21	A7B10000020169	1MJ01444XE21
		1200	230/460	145T	1LA01456FE21	A7B10000014868	1MJ01456XE21
1.5	900	230/460	182T	1LA01828FE21	A7B10000020180	1MJ01828XE21	
	3600	230/460	143T	1LA01442FE21	A7B10000020181	1MJ01442XE21	
		1800	230/460	145T	1LA01454FE21	A7B10000020182	1MJ01454XE21
		1200	230/460	182T	1LA01826FE21	A7B10000020184	1MJ01826XE21
2	900	230/460	184T	1LA01848FE21	A7B10000020185	1MJ01848XE21	
	3600	230/460	145T	1LA01452FE21	A7B10000020186	1MJ01452XE21	
		1800	230/460	145T	1LA01464FE21	A7B10000020187	1MJ01464XE21
		1200	230/460	184T	1LA01846FE21	A7B10000020188	1MJ01846XE21
900	230/460	213T	1LA02138FE21	A7B10000020189	1MJ02138XE21		

Fuente: Catalogo General SDO3 2007, SIEMENS (p.16)

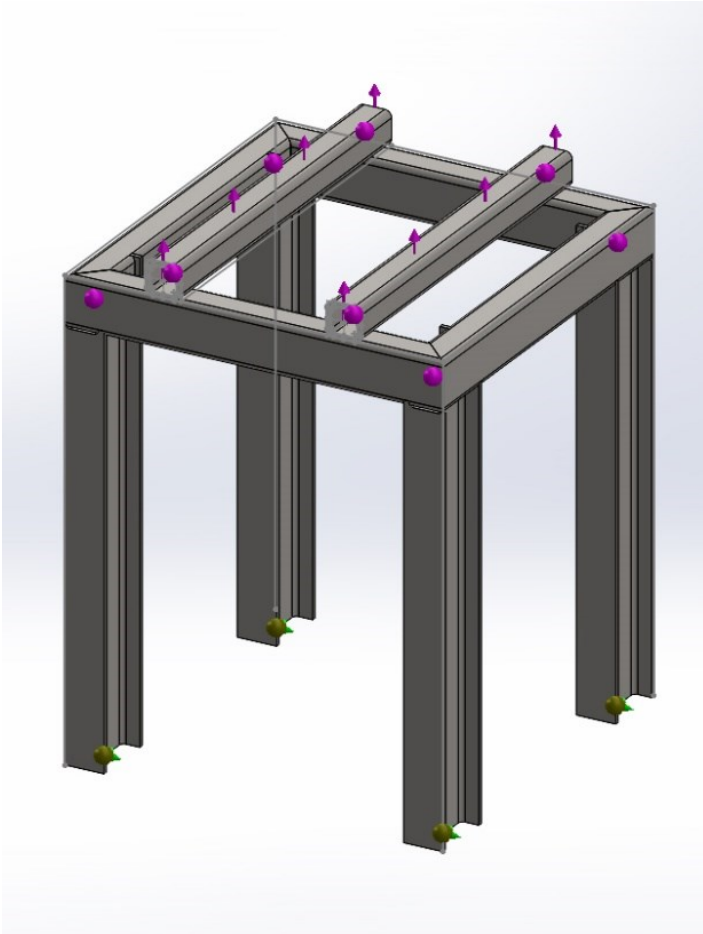
## F. Anexo: Electrodo E308L-16

SOLDADURA ELÉCTRICA		ELECTRODO REVESTIDO		<b>E308L-16</b>						
<b>JET-ARCO</b> ESPAÑA		ACERO INOXIDABLE								
<b>CLASIFICACIÓN</b>										
AWS A5.4	<b>E308L-16</b>									
ISO 3581-A	<b>E 199 L R 3 2</b>									
<b>DIÁMETRO x LONGITUD (mm/Pulg)</b>										
J128EL	<b>2,0 mm x 300 mm</b> → <b>5/64" x 12"</b>									
J108EL	<b>2,5 mm x 350 mm</b> → <b>3/32" x 14"</b>									
J109EL	<b>3,2 mm x 350 mm</b> → <b>1/8" x 14"</b>									
<b>CARACTERÍSTICAS</b>										
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Puede soldar en todas las posiciones produciendo un arco suave y consistente.</li> <li>• Escoria de fácil remoción.</li> <li>• Los cordones presentan un aspecto plano y suave.</li> <li>• Posee una buena resistencia a la corrosión intergranular debido a su bajo contenido de carbono.</li> </ul>										
<b>APLICACIONES TÍPICAS</b>										
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Electrodo para soldadura de aceros inoxidable de tipo rutilico.</li> <li>• Pueden soldar aceros de tipo AISI 304 y 304L, pudiendo también con aceros AISI 204, 301, 302, 308 y 308L.</li> </ul>										
<b>COMPOSICIÓN QUÍMICA (% EN PESO)</b>										
C	Si	Mn	S	Ni						
0,030	0,55	0,87	0,011	9,63						
Mo	Cr	Cu								
0,22	19,86	0,12								
<b>PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS, SOBRE EL METAL DEPOSITADO</b>										
	R. Tensión (mpa)	Lim. Elástico (mpa)	Elongación (%)	Resistencia al impacto						
Standard	≥ 520	≥ 320	≥ 35	--						
Valores típicos	557	440	39	70						
<b>AMPERAJE RECOMENDADO SEGÚN DIÁMETRO</b>										
Diámetro x longitud mm / (pulg.)	Rango de corriente (A)									
<b>2,0 x 300 (5/64" x 12")</b>	30 - 50									
<b>2,5 x 350 (3/32" x 14")</b>	40 - 75									
<b>3,2 x 350 (1/8" x 14")</b>	60 - 110									
<b>POSICIONES DE SOLDADURA</b>										
PA	PB	PC	PE	PF	PH					
Posición plana	Posición en ángulo	Posición transversal	Posición en techo	Posición vertical ascendente	Posición ascendente p/tubo					
<b>TIPO DE CORRIENTE</b>										
CA / CC										
<b>CERTIFICACIONES / BAJO NORMA DE</b>										
AWS    BAC    CNAS    IAF    ISO 9001: 2008										
Referencia	Diámetro por longitud mm / (pulg.)	Tipo de Presentación	Gramos por electrodos aprox.	Electrodos por empaque aprox.	Peso del empaque (Kg)	Empaques por caja (uds.)	Peso de la caja (Kg)	Cajas por palet (uds.)	Peso total del palet (Kg.)	Color de la presentación del empaque
<b>J128EL</b>	<b>2,0 x 300 (5/64" x 12")</b>	Empaque 2 Kg	10,8	163	2	10	20	50	1000	
<b>J108EL</b>	<b>2,5 x 350 (3/32" x 14")</b>	Empaque 2 Kg	18,4	93	2	10	20	50	1000	
<b>J109EL</b>	<b>3,2 x 350 (1/8" x 14")</b>	Empaque 2 Kg	36,5	55	2	10	20	50	1000	



Fuente: Ficha técnica Electrodo revestido E308L-16, Jet Arco (España).

# G. Anexo: Sistema estructural



Fuente: Propia

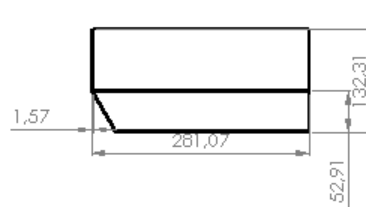
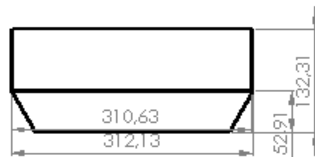
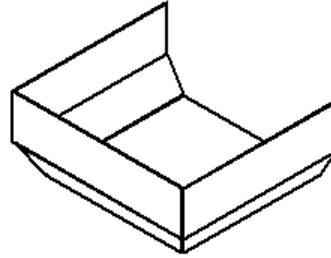
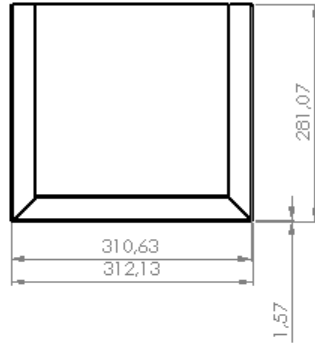
## Bibliografía

- Acosta, Z., Asesor, D., Yume Jorge, O., & -Perú, P. (2019). *FACULTAD DE INGENIERÍA ARQUITECTURA Y URBANISMO ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA TESIS DISEÑO DE MÁQUINA COMPACTADORA DE VIRUTA METÁLICA CON CAPACIDAD DE 20 KG/H PARA LA EMPRESA "INGLEBY SAC"-MOTUPE, LAMBAYEQUE PARA OPTAR EL TÍTULO DE .* <https://core.ac.uk/download/pdf/270318471.pdf>
- Alzamora Sánchez, R. F. (2017). *Diseño de Compactadora de Chatarra Metálica. Universidad Católica de Santa María - UCSM.* <https://tesis.ucsm.edu.pe:80/repositorio/handle/UCSM/6411>
- Bosada Germán Andrés, G. (n.d.). *UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA Título del Proyecto de Investigación: "DISEÑO DE UNA PRENSA OLEOHIDRÁULICA PARA EL RECICLAJE DE PAPEL Y PLÁSTICO" Autor: Proyecto de Investigación previo.* Retrieved April 15, 2021, from <https://repositorio.uteq.edu.ec/bitstream/43000/3742/1/T-UTEQ-0027.pdf>
- CAMILO EDUARDO RODRÍGUEZ VELANDIA, & JUAN KAMILO ZULUAGA GARZÓN. (2018). *DISEÑO DE UN SISTEMA DE COMPACTACIÓN DE PAPEL Y CARTÓN PARA LA EMPRESA MAC ANILLADOS Y ACABADOS IMPRESOS SAS.* <https://repository.uamerica.edu.co/bitstream/20.500.11839/6652/1/4121473-2018-1-1M.pdf#page=93&zoom=100,148,114>
- Cintia, A. :, López, E., Jaime, C., & Haro, A. B. (2016). *UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA DEL ECUADOR CARRERA DE INGENIERÍA INDUSTRIAL Proyecto Técnico previo a la obtención del título de Ingeniería Industrial Title: Design and construction of a compactor cans and PET.* <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/13386/1/UPS-GT001750.pdf>
- Cruz Moreno Romel Gustavo, & Guillermo., S. R. L. (2013). *Repositorio Digital Universidad Técnica de Cotopaxi: Diseño de un prototipo de máquina compactadora para la recuperación de viruta de aluminio que se genera en la empresa corporación ecuatoriana de aluminio de la ciudad de Latacunga Cedal S.A.* <http://repositorio.utc.edu.ec/handle/27000/1348>
- Daniel, J., & Lemos, T. (2018). *Diseño de una compactadora horizontal de plástico reciclado para el centro de reciclaje REIPA.* Quito. <http://repositorio.usfq.edu.ec/handle/23000/7985>
- Del Aguila Rucoba, L. (2018). *FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA.* In *Universidad César Vallejo.*

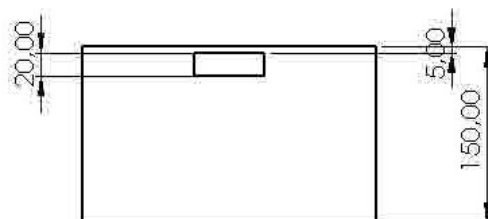
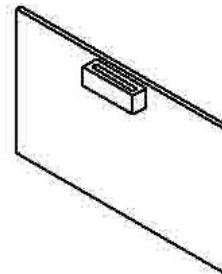
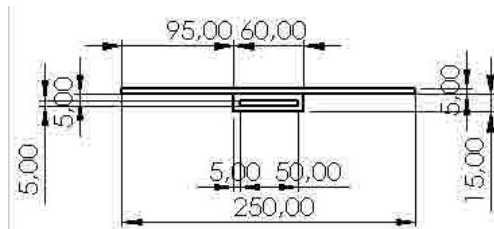
- Universidad César Vallejo.  
<https://repositorio.ucv.edu.pe/handle/20.500.12692/27100>
- Eddy Salvador Catalán García. (2014, August). *DISEÑO DE UNA COMPACTADORA DE CHATARRA LIVIANA DE ACERO*.  
[http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08\\_0732\\_MI.pdf](http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0732_MI.pdf)
- Flores, C. B. (2009). *La problemática de los desechos sólidos The solid waste problem* (Vol. 27).
- Ingeniería, F. D. E., Díaz, O., & Lizbeth, J. (2013). *Universidad nacional autónoma de méxico*.
- Javier Patricio Jiménez Robalino, M., & Alfredo Rosas Laverde, O. (2009). *ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE CHATARRA DE ALUMINIO PARA PRODUCIR PACAS DE 65 KG. PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO*. QUITO/ EPN/ 2009.  
<http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/1758>
- John Pumwa, K. M., & Narayan Biswal, Kolawole David Somade, P. O. (2020, February). *Diseño y análisis de un compactador de basura oleohidráulico*.  
[https://www.researchgate.net/publication/342424735\\_Design\\_and\\_Analysis\\_of\\_an\\_Hydraulic\\_Trash\\_Compactor](https://www.researchgate.net/publication/342424735_Design_and_Analysis_of_an_Hydraulic_Trash_Compactor)
- Macias Constante, O. O., & Cedeno Quisphe, T. J. (2016). *Diseño de una máquina compactadora de 30 ton para residuos de PET y cartón*.  
<http://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/34437>
- Omar Andrés Cruz Roper, E. G. J. (2017). *DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE CARROCERÍAS DE CARROS Y CAMIONETAS*.  
<http://repositorio.uamerica.edu.co/handle/20.500.11839/6493>
- Peche, E. (2017). *Diseño de un a prensa oleohidráulica de 40 toneladas de capacidad para procesos de deformación plástica*. <https://1library.co/document/y4wox9rq-diseno-prensa-hidraulica-toneladas-capacidad-procesos-deformacion-plastica.html>
- R. E. Shannon. (1992). *Simulación de Sistemas: Diseño, Desarrollo e Implementación*. Mexico D.F.
- R. G. B. y. J. K. Nissbett. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. New York: McGRAW - HILL/INTERAMERICANA.
- Recytrans. (2016, August 5). *Tipos de residuos en la actualidad*.  
<https://www.recytrans.com/blog/tipos-de-residuos/>
- SolidWorks. (2017). <https://www.solidworks.com/>

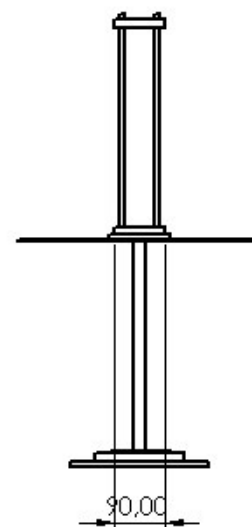
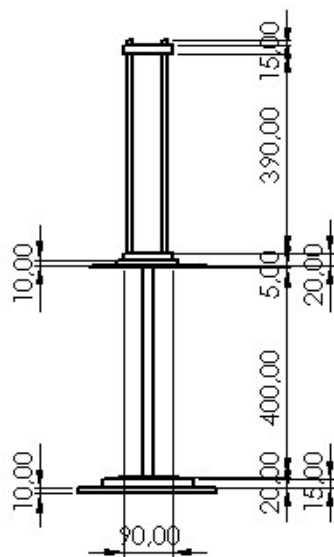
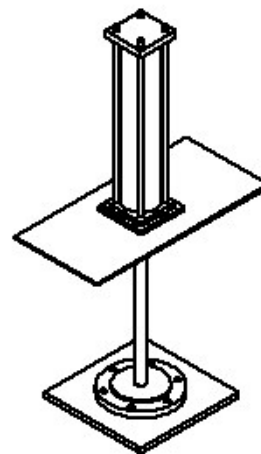
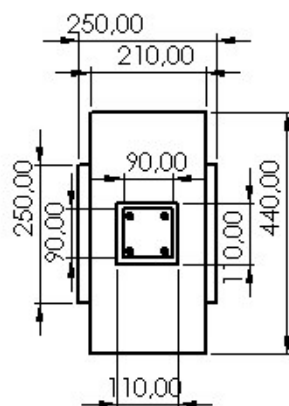
## PLANOS

### SISTEMA ALMACENADOR

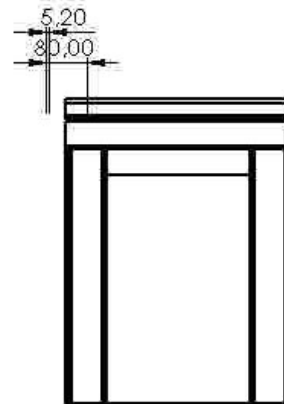
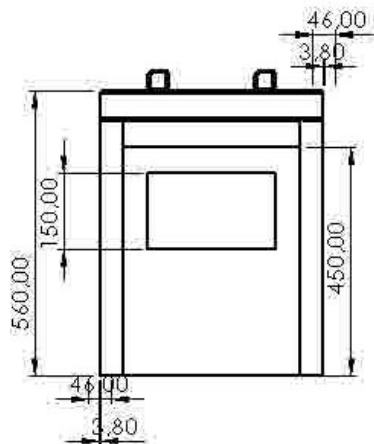
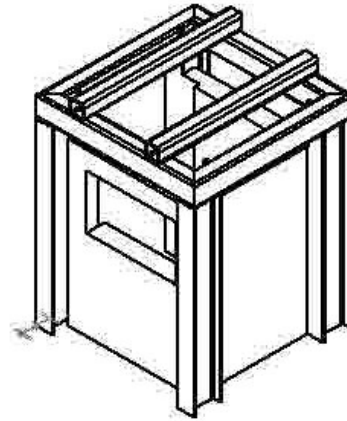
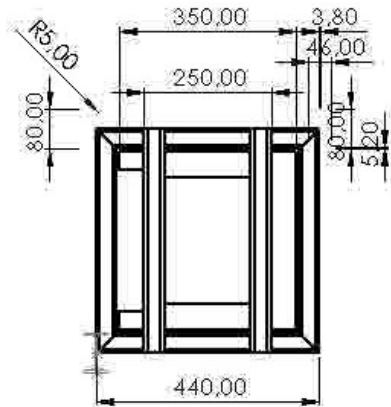


### SISTEMA DISPENSADOR

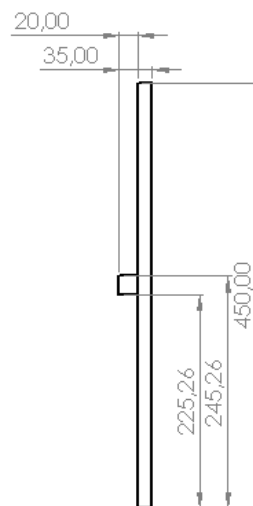
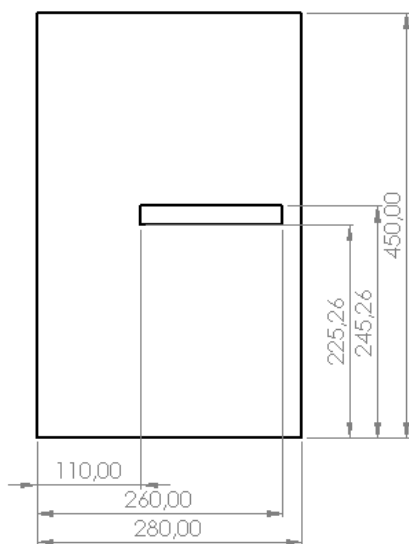
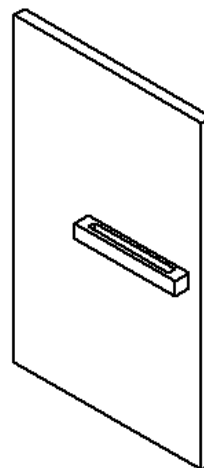
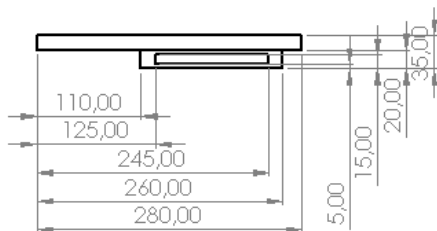


**SISTEMA HIDRAULICO**

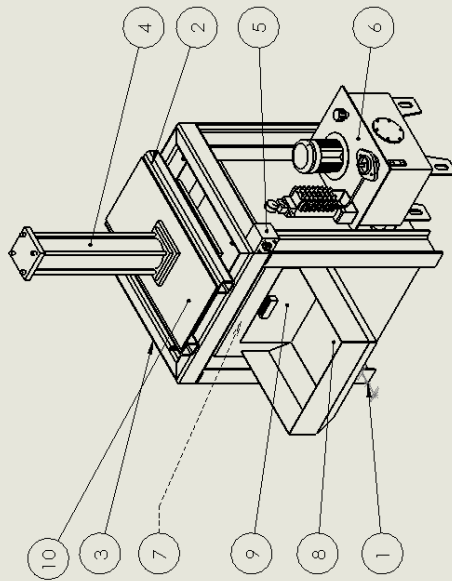
## SISTEMA ESTRUCTURAL





**PUERTA DE APERTURA PARA RETIRAR DESECHOS**

# LISTADO DE COMPONENTES



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	COLUMNA	IPE 80 80x500mm	4
2	TUBO CUADRADO	TUBO CUADRADO 40x40x4mm	2
3	TUBO RECTANGULAR	TUBO RECTANGULAR 60x40x3,2mm	4
4	CILINDRO HIDRAULICO	GLUAL KZ-63-36-400-A	1
5	SISTEMA DE CONTROL	N/A	1
6	UNIDAD HIDRAULICA	BOMBA VC20-MOTOR DE 2HP-MANGUERAS EN-863 1 SN-ACEITE ISO 6824	1
7	PUERTA DE EXPULSION	A-ASTM A304 450x280x35mm	1
8	TOLVA	A-ASTM A304 312,13x281,07x132,31 mm	1
9	BANDEJA CORREDIZA	A-ASTM A304 250x150x5mm	1
10	PLANCHA	A-ASTM A304 440x210x5mm	1