

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingenierías

**Diseño de una compactadora horizontal de plástico reciclado para el
centro de reciclaje REIPA**

Proyecto de Investigación y Desarrollo

Jorge Daniel Tapia Lemos

Ingeniería Mecánica

Trabajo de titulación presentado como requisito
para la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Quito, 19 de diciembre de 2018

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingenierías

HOJA DE CALIFICACIÓN DE TRABAJO DE TITULACIÓN

Diseño de una compactadora horizontal de plástico reciclado para el centro de reciclaje REIPA

Jorge Daniel Tapia Lemos

Calificación:

Nombre del profesor, Título académico

Marco León, M.Sc

Firma del profesor

Quito, 19 de diciembre de 2018

Derechos de Autor

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en el Art. 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior.

Firma del estudiante:

Nombres y apellidos:

Jorge Daniel Tapia Lemos

Código:

00118461

Cédula de Identidad:

1205703828

Lugar y fecha:

Quito, 19 de diciembre de 2018

RESUMEN

En el presente proyecto de titulación se diseña una compactadora de plástico para la industria de reciclaje REIPA ubicada en la ciudad de Babahoyo. Esta máquina posee una capacidad de compactación aproximada de 225 kg/h y cada paca de plástico compactado tendrá una masa cercana de 75 kg bajo las dimensiones de 0.93 m * 0.53 m * 1 m. Además, para tener un sistema seguro, se diseñó bajo un factor de seguridad mínimo de 1.4 con respecto al límite de fluencia. Con esto se logra satisfacer las necesidades de la ciudad con respecto al reciclaje de plástico PET, ya que esta se encuentra en un rango de 2200 kg de plástico que recibe cada centro de acopio por semana.

Palabras clave. Compactadora de Plástico, Reciclaje, Reciclaje en Babahoyo, Plástico PET, Reciclaje de plástico, Prensa hidráulica, Prensa de reciclaje.

ABSTRACT

In the present project of titulation, the principle objective is to design a plastic compactor for Reipa, which is a recycling industry located in Babahoyo Ecuador. This machine has a capacity of compactation approximately of 225 kg/h, and each bale of plastic will weight 75 kg, with the following dimensions 0.93 m* 0.53m*1m. Also, to have a very safety design, this work was done under a minimum safety factor of 1.4 in respect of the yield strength, With this it is possible to satisfy the needs of the city regarding the recycling of PET plastic, since it is in a range of 2200 kg of plastic that each collection center receives per week.

Key word. Plastic compactor, Recycling, Recycling in Babahoyo, Plastic PET, Recycling of plastic, Hydraulic press, Recycling press

Tabla de contenido

1.	Introducción	10
2.	Marco Teórico	12
2.1.	Plástico	12
2.2.	Reciclaje.....	13
2.2.1.	El Reciclaje del Plástico.	13
2.2.2.	Clasificación de los plásticos para el reciclado.	14
2.2.3.	Reciclaje Mecánico.	16
2.2.4.	El Desarrollo Sustentable.	17
2.2.5.	Reciclaje en el Ecuador	18
2.3.	Compactadoras de plástico	18
2.3.1.	Tipos	18
2.3.2.	Funcionamientos	20
3.	Diseño	20
3.1.	Especificaciones técnicas	20
3.2.	Diseño conceptual	23
3.2.1.	Subdivisión de sistemas para una máquina horizontal:	26
3.3.	Diseño de detalle	35
3.3.1.	Diseño estático para los tubos IPAC.....	35
3.3.2.	Diseño de los pernos.....	42
3.3.3.	Diseño de los ejes pasadores.	48
3.3.4.	Diseño de la placa del compactador	53
3.3.5.	Diseño de ejes para los patines y selección de rodamientos.....	61
3.3.6.	Selección de los cilindros hidráulicos.....	64
3.3.7.	Simulaciones en Solidworks.....	71
4.	Presupuesto de construcción.....	90
5.	Manual de uso del equipo.	91
6.	Conclusiones y recomendaciones.	92
7.	Bibliografía	94
8.	Anexos	98
8.1.	Experimentos y recolección de información.....	98
8.2.	Planos.....	109

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación de los plásticos para el reciclado.....	15
Tabla 2: Especificaciones técnicas de la Prensa.	22
Tabla 3. Pesos de los factores a tomar para el diseño	24
Tabla 4: Matriz para selección del modelo de la maquina.....	25
Tabla 5. Matriz para selección para el sistema de transmisión de potencia.	34
Tabla 6. Propiedades del acero ASTM A500 grado a.....	36
Tabla 7: Velocidad vs factor de carga máximo (Hidráulicos, SMC Cilindros, 2018).....	66
Tabla 8. Características de los cilindros de la serie CHSD (Hidráulicos, SMC Cilindros, 2018).....	66
Tabla 9. Velocidad vs factor de carga máximo (Hidráulicos, SMC Cilindros, 2018).....	69
Tabla 10. Cilindros KI/KR/KD de Glual Hidráulica (GLUAL Hidráulica, 2009).	70
Tabla 11. Cilindros KI/KR/KD de Glual Hidráulica (GLUAL Hidráulica, 2009).	71
Tabla 12. Propiedades Mecánicas de acero A36 empleadas en el estudio.	73

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Compactadora Manual de material reciclado.	19
Figura 2. Compactadora hidráulica vertical (Industrias Metálicas de Monclova SA, 2017). 19	
Figura 3. Compactadora hidráulica horizontal (Diseños y Mantenimiento MAR S.A, 2018).	20
Figura 4. Diseño preliminar de la prensa.	26
Figura 5. Cuerpo de la prensa.....	28
Figura 6. Compuerta y pistón de apertura	30
Figura 7. Tolva de carga.....	31
Figura 8. Actuador Hidráulico.....	32
Figura 9. Tubos IPAC	36
Figura 10. Carga distribuida de 98000 N en reacción sobre el compactador.	37
Figura 11. Indica coordenadas X, Y y Z.....	37
Figura 12. Diagrama de carga cortante y momento para tubos IPAC.....	39
Figura 13. Representación esfuerzo medio y alternante	40
Figura 14. Posición de los pernos.....	43
Figura 15. Diagrama de cuerpo libre de la junta empernada	44
Figura 16. Representación esfuerzo medio y alternante	46
Figura 17. Compuerta y pistón de apertura	48
Figura 18. Diagrama de cuerpo libre de la junta con el pasador.....	49
Figura 19. Representación del esfuerzo medio y alternante	50
Figura 20. Diagrama de fuerza cortante y momento para el eje pasador.	51
Figura 21. Carga de 10 toneladas sobre el compactador.....	54
Figura 22. Placa base del compactador.	54
Figura 23. Diagrama de cargas cortantes y momentos.	55
Figura 24. Diagrama de cargas cortantes y momentos.	59
Figura 25. Vista inferior y lateral del compactador con los patines.	61
Figura 26. Vista inferior y lateral del compactador con los patines.....	63
Figura 27. Compuerta y pistón de apertura	64
Figura 28. Pasos de selección de cilindro según el catalogo SMC.	65
Figura 29. Posición de trabajo de los cilindros (Hidráulicos, SMC Cilindros, 2018).	68
Figura 30. Carrera permitida según la carga aplicada y la posición de trabajo (Hidráulicos, SMC Cilindros, 2018).	68
Figura 31. Cilindro del sistema de compactación.....	69
Figura 32. Prensa compactadora	72
Figura 33. Definición de restricciones para compuerta de descarga.....	74
Figura 34. Definición de restricciones para compuerta posterior.	75
Figura 35. Cargas aplicadas al modelo compuerta de descarga.	76
Figura 36. Cargas aplicadas al modelo compuerta posterior.	76
Figura 37. Definición de restricciones para Compactador.....	77
Figura 38. Cargas aplicadas al modelo del compactador.....	78
Figura 39. Definición de restricciones fijas para el cuerpo de la prensa.	79
Figura 40. Definición de restricciones Rodillo/Control deslizante para el cuerpo de la prensa.	79
Figura 41. Cargas aplicadas en la parte posterior del cuerpo.....	80
Figura 42. Cargas aplicadas en parte delantera del Cuerpo de la prensa.	82
Figura 43. Cargas aplicadas en parte interna del cuerpo de la prensa.	82
Figura 44. Proceso de mallado de los elementos estructurales.	84
Figura 45. Flujo de Tensiones Equivalentes sobre la compuerta posterior.	85

Figura 46. Flujo de Tensiones Equivalentes sobre la compuerta delantera.....	86
Figura 47. Flujo de Tensiones Equivalentes sobre el compactador.	86
Figura 48. Flujo de Tensiones Equivalentes sobre el cuerpo de la prensa.	87
Figura 49. Factor de seguridad para la compuerta posterior.	88
Figura 50. Factor de seguridad para la compuerta frontal.	88
Figura 51. Factor de seguridad para el compactador.	89
Figura 52. Factor de seguridad para el cuerpo.	89
Figura 53. Cotización de compactadora de plástico.	90
Figura 54. Ranuras del compactador.	91

1. Introducción

Leal (2002) plantea que el medio ambiente se debe considerar como un sistema interrelacionado en el que las acciones humanas producen consecuencias no sólo desde el punto de vista social y económico, sino también desde un ámbito natural. Esto implica la necesidad de regular las relaciones hombre naturaleza, con la finalidad de conservar los recursos, mediante su uso racional, para garantizar la continuidad de la vida en sus diversas formas sobre el planeta (p. 348).

En 1909, nació el primer producto plástico en forma de bakelita creada por el estadounidense Leo Baekeland (García, 2009). Posteriormente, se desarrolló el plástico tal y como lo conocemos desde hace 70 años, en la segunda revolución industrial, con aplicaciones en la industria alimenticia, textil, mecánica, química, entre otros. Esto ha generado hasta el año 2015, 6300 millones de residuos en el mundo, de los cuales el 9% fue reciclado, el 12% incinerado y el 79% restante reside en vertederos o entornos naturales. En 2016, se vendieron mundialmente alrededor de 480000 millones de botellas plásticas de las cuales 110000 millones fueron generadas por Coca Cola, produciendo de esta manera alrededor de 1 millón de botellas por minuto. Además, se reciclaron menos del 50% de estas y solo el 7% se convirtió en botellas nuevamente (BBC Mundo, 2017).

Según la revista Ekos, el Ecuador produce más de 4 millones de toneladas de residuos sólidos al año, donde se supera el millón de toneladas que son potencialmente reciclables de las cuales se recuperaron aproximadamente 245000 toneladas; y 125000 toneladas en el 2014 en las principales ciudades del país que son Quito, Cuenca, Manta y Guayaquil donde se genera el 48% de residuos sólidos en el país (González y Muñoz, 2016). Esto es un problema para el país porque los botaderos se llenan cada vez de más basura; por lo tanto, se contamina más el medio ambiente.

La contaminación por plástico es un gran problema que ha ido creciendo día a día, ya que la humanidad se ha vuelto más consumista. El plástico tarda aproximadamente entre 100 a 1000 años en degradarse y las botellas de plástico específicamente alrededor de los 500 años (González y Muñoz, 2016). Es por eso, que en la búsqueda de reutilizar todo el plástico generado nace la industria del reciclaje donde se ocupan máquinas procesadoras de plástico, entre ellas la compactadora de plástico (Cuevas, 2017). La importancia de una compactadora de desechos reciclados como el cartón, las botellas plásticas, etc., se encuentra en aumentar la densidad aparente y mejorar las dimensiones para transportar este desecho, es decir, reducir el espacio que ocupa el desecho reciclado. De esta manera, se consigue una dimensión rectangular, ayudando a que las pequeñas empresas recicladoras puedan vender en condiciones mejor dimensionadas las pacas de material reciclado. De la misma forma, las máquinas compactadoras ayudan a que las empresas recicladoras sean más eficientes al poder procesar mayor volumen de material plástico en poco tiempo, lo cual contribuye directamente en las ganancias de la empresa, ayudan a que se recicle más volumen de plástico en menos espacio, reduciendo así la contaminación que se da al medio ambiente.

Hoy en día en la ciudad de Babahoyo las empresas que se dedican al procesamiento de reciclaje son muy pocas, por lo que a las recicladoras pequeñas les toca vender en la ciudad de Guayaquil, Santo Domingo, etc., sus desechos. En consecuencia, hay un gran campo de desarrollo de esta actividad, por lo que el desarrollo local de equipos de reciclaje de plástico a costos asequibles podría contribuir al desarrollo de esta industria en la ciudad de Babahoyo.

El estudio y análisis del presente trabajo se basa en crear un diseño óptimo de una compactadora de plástico para el centro de acopio REIPA y a su vez realizar un breve estudio de la industria del reciclaje, principalmente en la ciudad de Babahoyo, provincia

de los Ríos, con el fin de determinar y poder satisfacer las demandas que existe en el reciclaje del plástico PET en la ciudad para los requerimientos de esta máquina. Para el proceso de diseño de la máquina, se tomará en cuenta las necesidades y requerimientos técnicos obtenidos de entrevistas a empresarios del procesamiento de plástico reciclado en diferentes centros de acopio de Babahoyo, para posteriormente realizar un bosquejo previo de la máquina a través de la selección de las mejores opciones de los sistemas y subsistemas que la componen basándose en cálculos de cada elemento y simulaciones por medio del software SolidWorks. Finalmente se presentan los planos de conjunto y de detalle de cada parte que componen la máquina compactadora.

Tomando en cuenta los requerimientos del centro de acopio REIPA, se determinó que esta máquina recicladora tiene que contar con una capacidad de compactación mínima de aproximadamente 2200 kg/semana, por lo que obtener una paca de 75 kg cada 20 minutos aproximadamente, bajo las dimensiones de 0.93 m * 0.53 m * 1 m, logra satisfacer las demandas de la ciudad. Además, se puede clasificar a este producto dentro de demanda insatisfecha, ya que únicamente se logra procesar en el Ecuador menos de la mitad de los desechos con capacidad de reciclaje, por lo que podemos decir que el uso de una máquina compactadora de plástico tiene un gran alcance.

2. Marco Teórico

2.1. Plástico

Históricamente el primer plástico fue creado para sustituir al material marfil en la elaboración de bolas de billar, puede decirse que ahora el plástico desplaza cada vez más materiales, pero ¿qué es el plástico? (Lund, 2000). Un enfoque general expresa que son sustancias de diferentes distribuciones y naturaleza que carecen de punto fijo de ebullición, también denota a indudables tipos de materiales sintéticos derivados mediante resistencias de polimerización o multiplicación artificial de los átomos de

carbono en largas cadenas moleculares de sustancias orgánicas procedentes del petróleo y otros compuestos, los cuales pueden deformarse hasta conseguir una forma deseada por medio de extrusión, moldeo, hilado, entre otros. (Calderón, Martinelli, Alvarez Igarzabal , & Strumia, 2007). Es por esto, que este material se ha vuelto indispensable para nuestras vidas; porque a pesar que fue creado para reemplazar algo sencillo, terminó usándose en infinidad de aplicaciones. Plástico es su nombre genérico, ya que existe variedad de tipos de este material.

2.2. Reciclaje

Es el resultado de actividades mediante las cuales ciertos materiales que se consideran basura o que estando en la basura se apartan, recolectan y procesan, para ser usados como parte de la materia prima en la manufactura de bienes que anteriormente se elaboraban con material cien por ciento virgen. El reciclaje debe entenderse como una estrategia de gestión de residuos sólidos, un método igual de útil que el relleno sanitario o la incineración, y más deseable desde el punto de vista ambiental (Lund, 2000).

2.2.1. El Reciclaje del Plástico.

El reciclaje es la recuperación, reaprovechamiento y reutilización de un producto. Es darle un nuevo ciclo de vida al producto, aun cuando creemos que ya finalizó. Cuando un producto se recicla, es sometido repetidamente a un mismo ciclo para ampliar e incrementar los efectos de este, y a la vez evitar la emisión de desechos al planeta y ahorrar energía (Lund, 2000).

A diferencia del proceso de reciclaje de vidrio, papel y metal, que es relativamente sencillo, el reciclaje de plástico es un poco más complicado, debido a que existen muchos tipos de plásticos y no se pueden mezclar un tipo de material polimérico con otro, porque dejarían de ser reciclables, ya que disminuiría enormemente la calidad del producto; razón por la cual, para poder clasificar y reciclar eficientemente este tipo de

material, se requiere conocer sobre los principales polímeros y sus aplicaciones, entre otros aspectos importantes.

La Sociedad de Industrias del Plástico (SPI, por sus siglas en inglés) propuso una clasificación de los principales plásticos reciclables de valor comercial, la cual se emplea universalmente. Dicha clasificación permite identificar y separar plásticos, ya que se coloca un número del 1 al 7 en la superficie del objeto, donde cada número corresponde a un polímero específico. En la actualidad, todos los plásticos que pueden ser reciclados, especialmente los envases y deben estar identificados con su respectivo símbolo (Wilhelm, 2008).

Por otro lado, es importante tener presente que, dentro de los residuos urbanos, los plásticos solamente representan aproximadamente 10% en peso, pero ocupan un gran volumen debido a su baja densidad, razón por la cual, los ciudadanos pudieran pensar que son los que más contaminan el medio ambiente (Wilhelm, 2008).

2.2.2. Clasificación de los plásticos para el reciclado.

Para la clasificación del plástico se tomó la información referida del informe de modelo de gestión de residuos plásticos según Espinoza, la clasificación de los plásticos está dada por códigos que van desde el número 1 al 7, esto para saber cómo fueron producidos. Gracias a estos números se conoce claramente su composición y por lo general se obtienen en lotes para su tratamiento (2009).

El material post-consumo, generalmente llega al centro de acopio o recicladora con etiquetas, residuos de materiales externos, etc. Es por esto que es necesario reconocer cada una de las 7 variantes de plásticos usuales en el mercado para no contaminar el procesamiento del material reciclado. Es práctica normal que los fabricantes de los

productos indiquen en algún lado, en forma de estampado, el número de código de la resina utilizada para la elaboración del mismo, como lo muestra en la tabla 1.

Tabla 1. Clasificación de los plásticos para el reciclado.

Código	Siglas	Nombre	Ejemplo
 PET	PET	Polietileno Tereftalato	Botellas de gaseosa, agua y aceites.
 PEAD	HDPE- PEAD	Polietileno Alta Densidad	Botellas para detergentes, fundas de supermercado, bidones.
 V	 PVC	Vinilo PVC Vinilo y sus derivados	Mangueras juguetes, botellas para detergentes, tapizados.
 PEBD	PEBD	Polietileno de Baja Densidad	Bolsas flexibles, bolsas de residuos, envases de shampoo y cremas.
 PP	PP	Polipropileno	Tapas de botellas y recipientes no desechables.
 PS	PS	Poliestireno	Recipientes descartables, envases de yogurt, mantequilla, etc.



Otros varios	Otros plasticos	Plastico de telefono, juguetes, recipientes medicos, etc.
-----------------	-----------------	---

Fuente: (Espinoza, 2009)

2.2.3. Reciclaje Mecánico.

Es el más utilizado y consta de las siguientes operaciones: compactación, trituración, lavado y secado, consiguiéndose la separación de diferentes plásticos por densidad. Los productos finales en forma de escamas pueden procesarse por extrusión para la obtención de granza inyectable o la fabricación de láminas.

Generalmente para reciclar el PET mecánicamente es necesario cubrir ciertas etapas. Se inicia con la recolección de los desechos de plástico PET, para posteriormente ser vendidos en alguna recicladora. Una vez la recicladora recibe ese material, lo compacta para disminuir el volumen aparente. Luego este material es procesado o vendido a una recicladora más grande para poder ser triturado, lavado, separado y secado. Después de haber cumplido con los pasos anteriores, el PET debe ser granulado mediante un proceso de extrusión (Pellet). Finalmente, el material es empacado y se le entrega al transformador.

Es importante saber que los plásticos, como todos los materiales orgánicos, cambian sus propiedades con el paso del tiempo y con la exposición al calor por procesos de degradación térmica, mecánica, de oxidación o fotoquímica, los procesos degradativos son más acentuados a altas temperaturas y en condiciones de exposición al ambiente. Para compensar este cambio de cualidades, el fabricante debe incorporar aditivos en el polímero reciclado. Otra posibilidad es mezclar el material reciclado con una cantidad de material virgen que oscila en la mayoría de los casos entre 60 y 70%.

2.2.4. El Desarrollo Sustentable.

El desarrollo sustentable por definición es el desarrollo de la sociedad actual en términos económicos, sociales y ambientales; sin comprometer el desarrollo de las generaciones futuras. Es decir, que la sociedad se desarrolle de una manera responsable con su entorno, para que las generaciones futuras puedan gozar de los mismos beneficios ambientales que se gozaron actualmente (Díaz Coutiño, 2011).

La comprensión del concepto de desarrollo sostenible se facilita al colocarlo en la perspectiva de los siguientes aspectos de orden social y ambiental:

- “Garantizar la seguridad de productos, envases, procesos y servicios, tanto como para la humanidad como para el ambiente.” (Suarez & Del Carmen, 1999)
- “Hacer cumplir las regulaciones sobre uso y emisión de sustancias tóxicas y peligrosas.” (Suarez & Del Carmen, 1999)
- “Asegurar el manejo eficiente de recursos y desperdicios.” (Suarez & Del Carmen, 1999)
- “Enfrentar el problema de la desigualdad social.” (Suarez & Del Carmen, 1999)

En definitiva, el desarrollo sustentable tiene como objetivos, reactivar el crecimiento económico, mantener el mayor tiempo posible los recursos naturales, solucionar las necesidades primordiales de la sociedad, fijarse en las consecuencias que existen en el medio ambiente para tomar decisiones a tiempo, estimular el desarrollo tecnológico y elevar los estándares de producción para ser competitivos internacionalmente y generar rentabilidad de la exportación de los mismos. (Consejo Nacional de Planificación, 2017).

2.2.5. Reciclaje en el Ecuador

Según estudio de la organización Iniciativa Regional para el Reciclaje Inclusivo (IRR), el Programa Nacional para la Gestión Integral de Desechos Sólidos (PNGIDS) del Ministerio del Ambiente (2014), en Ecuador se generan unas 11.341 toneladas diarias de residuos sólidos, es decir, 4'139.512 toneladas al año. De estas, el 61,4% son desechos orgánicos, el 9,4% papel o cartón, el 11% plástico, el 2,6% vidrio, el 2,2% chatarra y 13,3% corresponde a otros desperdicios (Iniciativa Regional para el Reciclaje Inclusivo (IRR), 2015). Sin embargo, en el 2014 solo se logró reciclar aproximadamente 125000 toneladas en las principales ciudades del Ecuador (González y Muñoz, 2016).

2.3. Compactadoras de plástico

2.3.1. Tipos

Los tipos de modelos de máquinas compactadoras de plástico que existen actualmente en el mercado son las verticales mediante accionamiento hidráulico y otras comunes también son las horizontales mediante accionamiento hidráulico. Sin embargo, en el siglo XX y a inicios del siglo XXI se usaban compactadoras de material reciclado mediante accionamiento manual al girar un volante (Follain, 2018).



Figura 1. Compactadora Manual de material reciclado.



Figura 2. Compactadora hidráulica vertical (Industrias Metálicas de Monclova SA, 2017).



Figura 3. Compactadora hidráulica horizontal (Diseños y Mantenimiento MAR S.A, 2018).

2.3.2. Funcionamientos

Las tres compactadoras de material reciclado antes mencionadas tienen el mismo fin y funcionan de manera similar, con la diferencia que, la que tiene un volante en la parte superior se acciona manualmente cuando se gira este volante, mientras que, las compactadoras hidráulicas, vertical y horizontal, son accionadas manualmente pero no requieren gran esfuerzo ya que el motor eléctrico acciona el gato hidráulico que mueve finalmente la placa que compacta el material.

3. Diseño

3.1. Especificaciones técnicas

La compactadora de plástico debe tener un diseño que se acople a las necesidades de la empresa de reciclaje REIPA y a las necesidades de la ciudad de Babahoyo. A continuación se presenta el resumen de los requerimientos establecidos por la empresa REIPA y las recogidas de las visitas a diferentes empresas procesadoras de plástico en la ciudad de Babahoyo.

- Las dimensiones que debe llevar la paca de plástico compactada, son 0.93 m * 0.53 m * 1 m.

- La compactadora debe generar 10 toneladas de carga.
- De fácil construcción e instalación.
- Que se pueda transportar por medio de carretera mediante camiones comunes tipo plataforma.
- Que los materiales con los que se fabriquen se encuentren disponibles en el mercado nacional.
- Que sea fácil de reparar.
- Que se pueda operar con un entrenamiento básico.
- Que los niveles de ruido sean suficientes para operar sin protección auditiva.
- Que sea seguro de operar.
- Que la maquina sea duradera.
- Que sea económicamente viable el construirla en el Ecuador.
- Que la máquina sea más eficiente que las otras instaladas en la zona de Babahoyo.

Restricciones:

- Que la maquina satisfaga las demandas del mercado actual de la zona de Babahoyo.

Funciones:

- Que soporte la carga de trabajo generada por el pistón.
- Que logre compactar 2.2 o más toneladas por semana.
- Que tenga un flujo de trabajo lineal para carga y descarga para paquete comprimido de botella.

Tabla 2: Especificaciones técnicas de la Prensa.

Variable	Capacidad
Carga de compactación	98000 N
Carrera del cilindro de compactación	1.6 m
Carrera del cilindro de la compuerta	0.15 m
Velocidad de los cilindros	0.025 m/s - 0.03 m/s
Dimensiones de la paca compactada	0.93 m * 0.53 m * 1 m.
Peso aproximado del PET compactado	75 kg (735 N)
Velocidad de compactación	2200 kg/semana (trabajando 4 horas diarias).

De los requerimientos antes mencionados se puede determinar las siguientes especificaciones técnicas de seguridad que debe tener la máquina compactadora de plástico:

- **Especificaciones de seguridad**

Se empiezan definiendo los parámetros iniciales para la construcción por lo cual se realizó un estudio experimental de una prensa hidráulica para material reciclado y se llegó a la conclusión que con una carga de 10 toneladas fuerza se puede producir una paca resultante de 70 kg a 80 kg de plástico PET reciclado bajo las medidas $0.93\text{m} \times 0.53\text{m} \times 1\text{m}$ los cuales representan el ancho, alto y profundidad respectivamente.

El factor de seguridad lo obtenemos de la teoría de Pugsley, el cual se utilizaría en esta construcción 1.4 como mínimo para tener seguridad en la estructura. Este valor se obtuvo de acuerdo con los aspectos de control, calidad, seguridad y economía, bajo los siguientes parámetros:

- Control sobre la carga aplicada.
- Exactitud en el análisis de esfuerzos o información experimental.
- Calidad de los materiales, la mano de obra, inspección y mantenimiento.
- Peligro para las personas.
- Impacto económico sobre las consecuencias del diseño.

3.2. Diseño conceptual

Evaluación de opciones por sistemas y subsistema

Para realizar el diseño conceptual primero se va a evaluar los criterios y su nivel de importancia para utilizarlos en la evaluación de cada sistema y subsistema de la máquina. Para ello se va a realizar una tabla donde se colocan pesos a diferentes factores y se ordenan jerárquicamente. Los criterios a evaluar son: costo, diseño, la logística operacional de la máquina y el impacto al ambiente.

Tabla 3. Pesos de los factores a tomar para el diseño

Factores a Evaluar	Costos	Diseño	Logística	Medio Ambiente	Total	Peso
1. Costos	3	4	4	4	15	0,42
2. Diseño	0,25	3	3	4	10,25	0,29
3. Logística	0,25	0,33	3	3	6,58	0,18
4. Medio ambiente	0,25	0,25	0,33	3	3,83	0,11
Total					35,67	1

Donde los valores de las calificaciones significan: 1- Mucho menos importante, 3-Igual de importante, 5-más importante (Velilla, Montero, Pérez y Álvarez, 2010).

Además, se realiza una comparación entre las dos opciones de compactadoras que permite elegir el cliente, entre ellas tenemos:

- Modelo A: Prensa para reciclaje en sentido vertical.
- Modelo B: Prensa para reciclaje en sentido horizontal.

Tabla 4: Matriz para selección del modelo de la maquina

Criterios					
	Costo	Diseño	Logística	Medio ambiente	Total
Modelo A	5	4	5	2	16
Modelo B	5	3	2	2	9

Donde la escala va desde 5 que es mayor en costo, diseño, dificultad en logística, contaminación con el medio ambiente; a 1 que es el menor en costo, diseño, dificultad en logística, contaminación con el medio ambiente.

Con esto se puede deducir que la máquina del modelo uno, según los criterios analizados, es más costosa debido a que se debe emplear más material para reforzar la estructura, ya que soporta el esfuerzo resultante de la compresión y el peso de la central hidráulica. A nivel de diseño, esta es más compleja por los refuerzos se deben diseñar a partir de cero, calcular sus espesores, etc. A nivel de logística, es más complicado su funcionamiento ya que el operador está más expuesto a accidentes porque constantemente está recargando la maquina con PET reciclado y sus manos están constantemente dentro del volumen de compresión y además que el operador se expone a la contaminación con el material reciclado. A nivel de medio ambiente, ambas maquinas tienen el mismo impacto.

Por otra parte, el modelo 2 es menos costoso porque está conformado por tubos rectangulares, de 100mm * 50mm * 4mm de espesor, que se lo consigue fácilmente en el mercado por lo que no hay que gastar en personal para construir los elementos usados, el peso de la prensa tiene su peso distribuido sobre mayor área en el suelo, esto ayuda a alivianar esfuerzos en la operación. A nivel de diseño, como se mencionó antes,

la prensa horizontal tiene la facilidad de ser diseñada con tubos rectangulares, los cuales están estandarizados y por lo tanto hay información sobre estos, de esta manera, facilitan el diseño; también porque la central hidráulica está separada del cuerpo de la prensa o a su vez que se la ubique en la parte superior trasera no afecta al diseño. En la logística, es más fácil de operar, ya que permite un trabajo lineal, de manera que la alimentación de material reciclado sea a una distancia segura del operador con respecto a la placa que compacta, además el producto terminado sale por un lugar diferente al de ingreso de material. Con respecto al medio ambiente, ambas maquinas tienen el mismo impacto. Por lo tanto se elige el modelo de compactación horizontal para el proyecto.

Tomando en cuenta los datos anteriores se continúa con el diseño de los diferentes sistemas que conformarán la prensa, los cuales se han dividido de la siguiente manera:

3.2.1. Subdivisión de sistemas para una máquina horizontal:

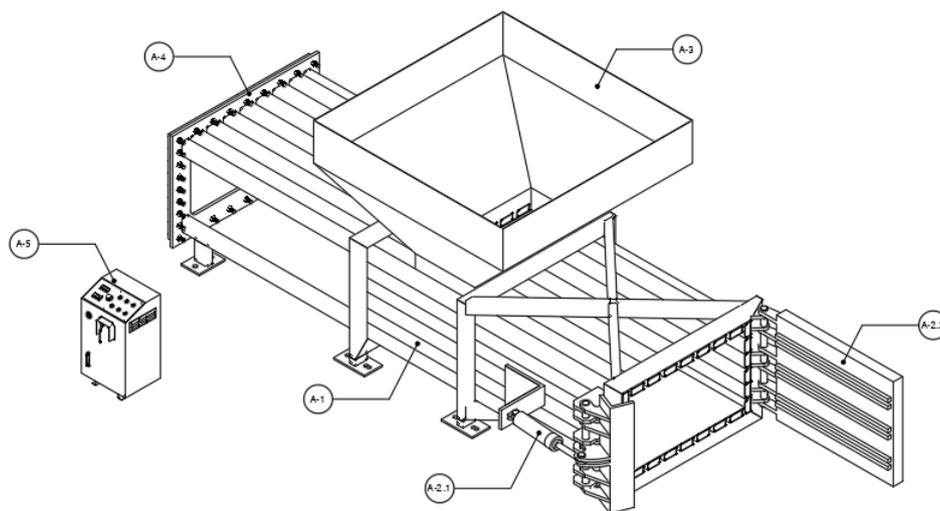


Figura 4. Diseño preliminar de la prensa.

1. Cuerpo de prensa. (A-1)
 - Cuerpo de prensa (A-1.1)
 - Soporte de pistón de apertura. (A-1.2)
 - Soporte para ejes de seguro. (A-1.3)
 - Soporte para eje de puerta. (A-1.4)
 - Apertura para tolva (A-1.5)
 - Soporte de pistón hidráulico. (A-1.6)
2. Compuerta y pistón de apertura. (A-2)
 - Pistón hidráulico de apertura. (A-2.1)
 - Retenedor de compuerta (A-2.2)
 - Compuerta de descarga. (A-2.3)
3. Tolva de carga. (A-3)
4. Actuador hidráulico. (A-4)
 - Compactador (A-4.1)
 - Pistón Hidráulico (A-4.2)
 - Compuerta posterior (A-4.3)
 - Pernos M18 de la compuerta posterior. (A-4.4)
5. Central hidráulica. (A-5)

- **Cuerpo de la Prensa (A-1)**

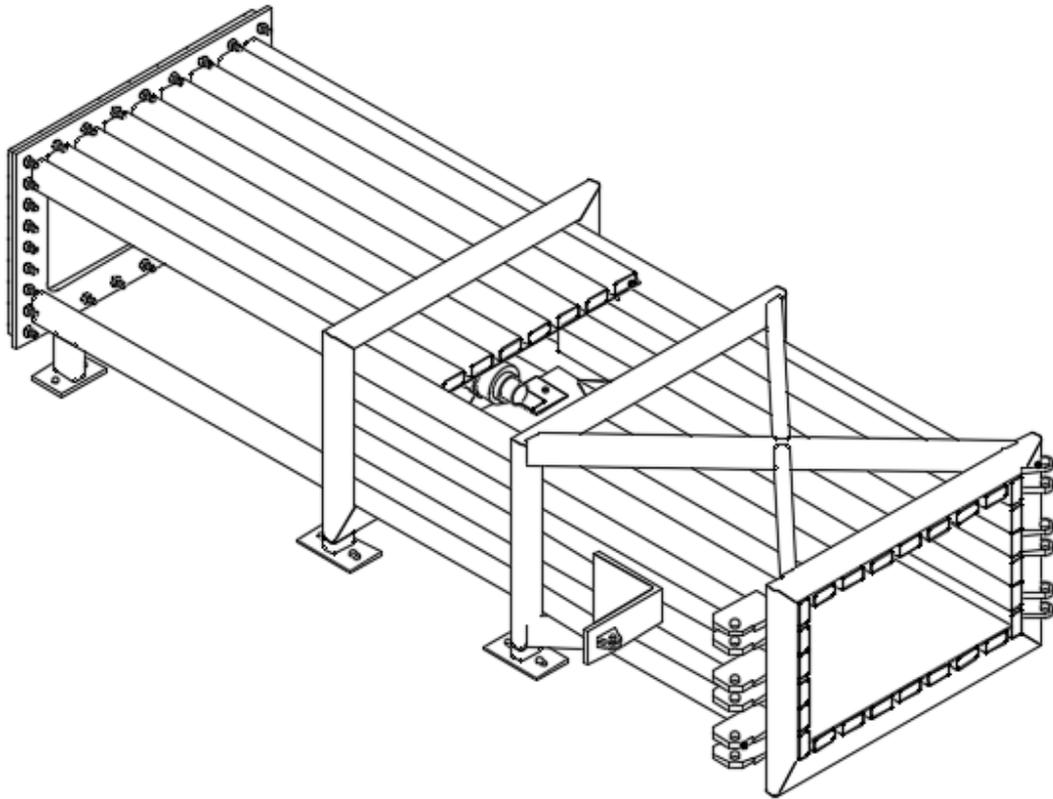


Figura 5. Cuerpo de la prensa

El cuerpo de la estructura sirve para poder dar la forma rectangular al paquete compactado de PET y además soportar las cargas que se generan por la compresión de este.

El cuerpo de la prensa está conformado por medio de tubos rectangulares con una dimensión de 100 mm x 50 mm con un espesor de 4 mm, instalados longitudinalmente a lo largo de la prensa, estos tubos están reforzados para soportar la fuerza de compresión dentro de la prensa, empleando dos costillas intermedias, elaboradas también de tubo rectangular de 100 mm x 50 mm con 4 mm de espesor, colocadas “de canto”. Se eligen estos tubos rectangulares por su disponibilidad en el mercado y porque permiten un fácil y rápido armado del cuerpo.

En el extremo anterior de la compuerta, el cuerpo de la prensa esta reforzado con tubos rectangulares de iguales dimensiones, instalados “de canto”, además están soldadas las bisagras que pivotean a la compuerta y el mecanismo del retenedor de la compuerta. En la parte posterior del cuerpo de la prensa, se tiene soldada un marco conformado a partir de plancha de acero A36 de 20mm de espesor con agujeros que permiten empernar el cuerpo de la prensa con la placa de la compuerta posterior.

El cuerpo de la prensa posee una ventana de acceso para el plástico PET ubicado en la mitad superior, esta es lo suficientemente ancha para permitir la alimentación del material reciclado a la prensa. En la sección lateral ubicada entre la costilla de refuerzo central y el marco ubicado en el extremo de la compuerta, se encuentra ubicado en el lado derecho, el soporte del pistón de apertura, este soporte distribuye la fuerza ejercida por el mecanismo que asegura el cierre de la compuerta.

El cuerpo de la prensa está sujeto en dos puntos fijos, ubicados en el extremo del actuador hidráulico y cuatro puntos móviles instalados en las costillas de refuerzo central, mientras que, el extremo de la compuerta de apertura se quedará en voladizo. Para el amarre de la paca, las cuerdas o cables son canalizadas a través de la parte izquierda hacia el lado derecho (o viceversa) a través de orificios ubicados estratégicamente en cada lado del cuerpo.

Para el diseño del cuerpo se toma en cuenta la presión que tiene que soportar cada pared. Esta presión es la misma que se genera por la compresión del material reciclado. Esto se divide para el área de cada pared para obtener la fuerza resultante asumiendo como que se reparte la misma presión hacia los lados y se divide para las 4 paredes o a su vez se puede dividir para el número de tubos. Una vez que se obtiene esta fuerza se procede a realizar el análisis de esfuerzos por elementos finitos en cada pared mediante el uso de Solidworks y cálculos siguiendo las mismas ecuaciones de teoría de

falla. Además, se toma en cuenta, para el análisis de esfuerzo del cuerpo mediante simulación, a los agujeros que se unen mediante el pasador a la puerta, donde se distribuyen las 10 toneladas en 2 lados, es decir, las bisagras de la puerta y el retenedor.

- **Compuerta y pistón de apertura. (A-2)**

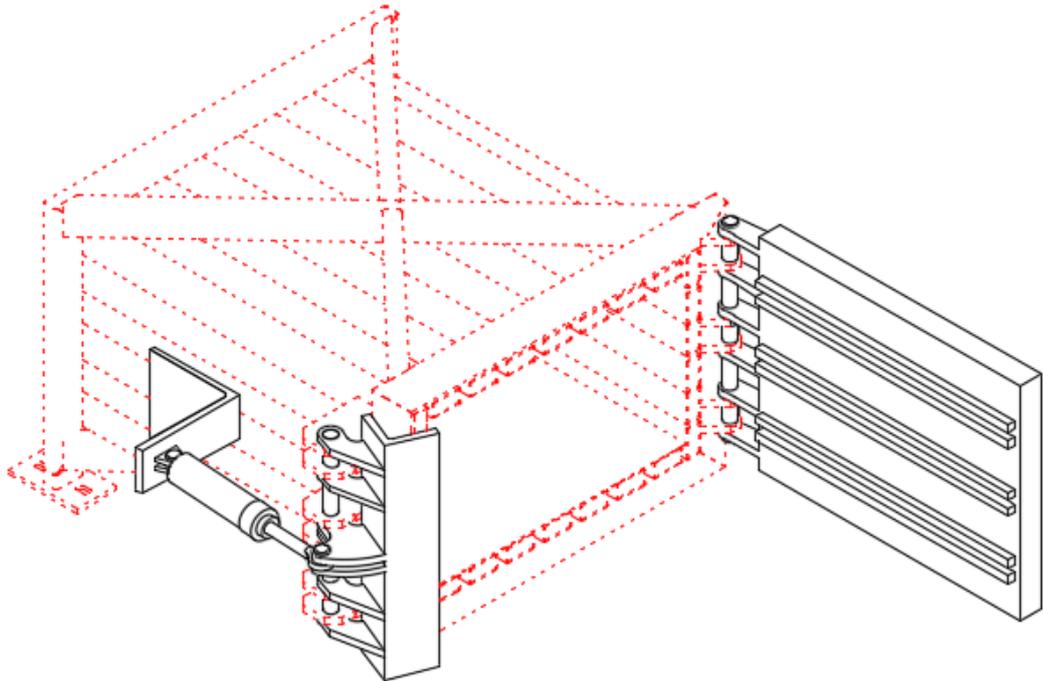


Figura 6. Compuerta y pistón de apertura

La compuerta y pistón de apertura es el sistema que permitirá que el paquete compactado pueda compactarse y pueda salir de la máquina. Este está conformado por 2 secciones principales, 1 es el retenedor de la compuerta y el otro es la compuerta de descarga.

El retenedor de la compuerta es el que asegura el cierre de la compuerta de descarga, dicho retenedor pivotea en un punto común soportado en el cuerpo de la prensa, este retenedor es accionado por un cilindro hidráulico para facilidad en la operación.

La compuerta de descarga está conformada a partir de planchas de acero al carbono con un espesor de 20 mm y reforzado de tubos cuadrados de 100 mm x 50 mm con 4 mm de espesor, ubicados de manera horizontal. Por la parte interna de la compuerta se instalarán varillas cuadradas que permiten el paso de la piola de amarre. Esto con la finalidad de que las botellas de plástico no hagan presión sobre la misma y se pueda empaquetar fácilmente. En un extremo de la compuerta estarán instaladas las bisagras que permiten la apertura y cierre de la misma. Se eligió este diseño de compuerta porque es de fácil diseño y construcción.

- **Tolva de carga. (A-3)**

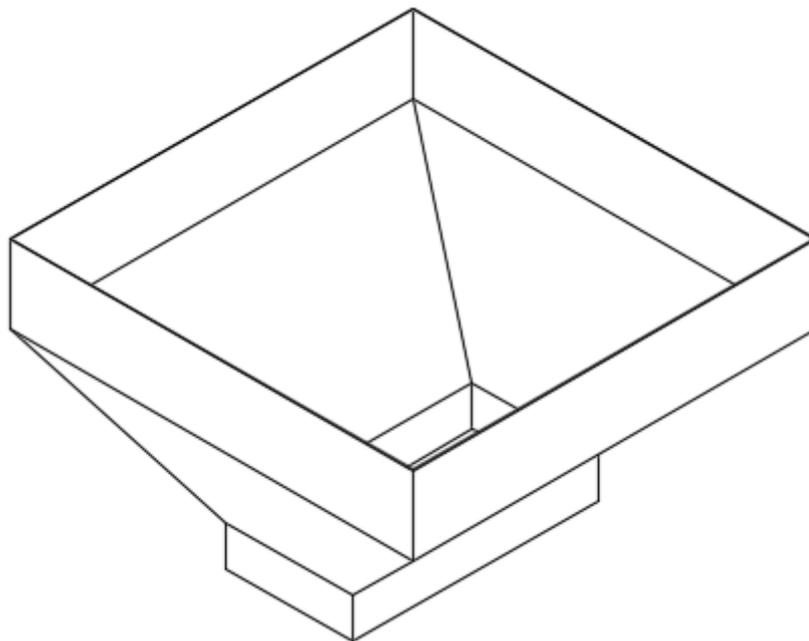


Figura 7. Tolva de carga

La prensa estará provista de una tolva de carga con una capacidad de un metro cúbico, esta tolva será fabricada a partir de planchas galvanizadas con espesor de 3 mm y sujeta al cuerpo de la prensa por medio de pernos o puntos de soldadura.

- **Actuador hidráulico. (A-4)**

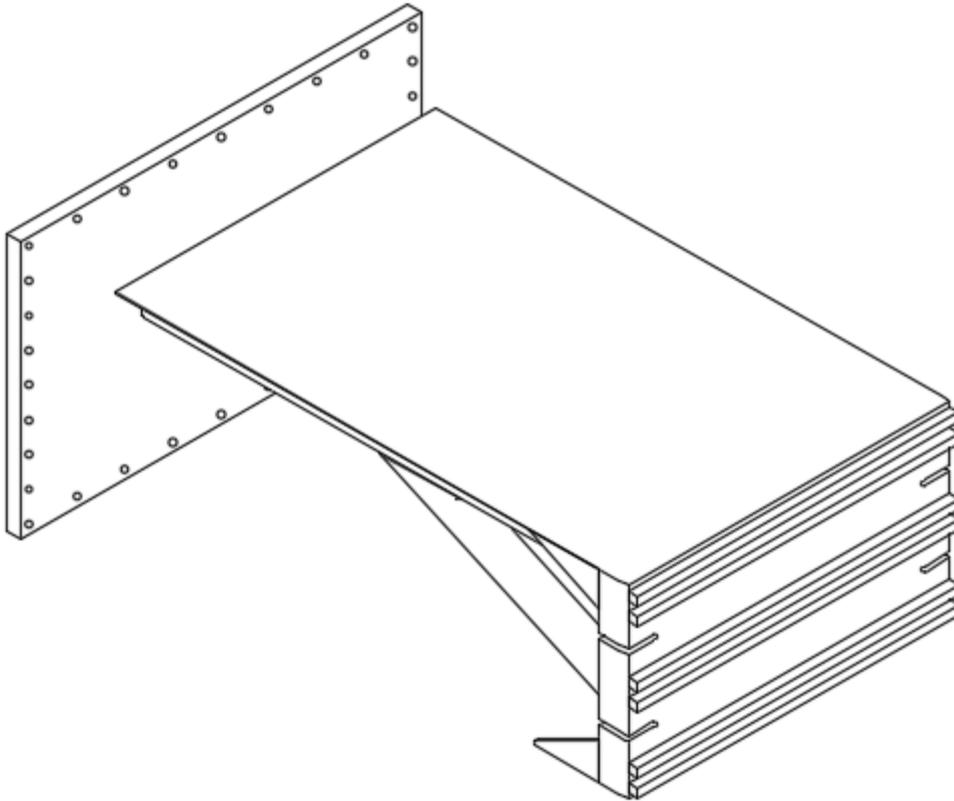


Figura 8. Actuador Hidráulico

El actuador hidráulico tiene la función de generar la fuerza necesaria para compactar el plástico que ingresa a la prensa, mediante el uso de fluido hidráulico que actúa sobre el pistón, generando la presión necesaria para producir una carga equivalente a 10 toneladas con una velocidad de 0.025 m/s. Esta carga es ejercida de manera uniforme hacia el material PET por medio del compactador. El compactador, es el elemento más crítico, ya que posee una placa en la parte superior que ejerce la función de cierre temporal de la tolva y soporta el peso del material en la tolva y en su parte frontal que está en contacto con las botellas de plástico que serán comprimidas. Además, posee varillas cuadradas que permiten el paso de la piola o cable de amarre y posee unas guías que facilitan el conformado del material compactado y ayudan a aumentar la rigidez de

la plancha. Este sistema es soportado tanto por la compuerta posterior como por el soporte intermedio.

Para el diseño de la base que comprime las botellas (compactador) y la placa de la compuerta posterior, se toma en consideración el esfuerzo que van a recibir estas placas rectangulares de 0.93m*0.53m de área tanto por la parte superior que en este caso sería el vástago del pistón que genera reacción contra la placa de la compuerta posterior y por la otra, en la superficie de la placa del compactador que recibe el esfuerzo de reacción la cual se daría en por el material reciclado al ser compactado. Por lo tanto, para su análisis se tomaría en cuenta el esfuerzo que se genera sobre estas para hacer un diseño que soporte la falla estática y la falla a la fatiga.

El diseño del actuador hidráulico se lo realizo tomando como referencia otras estructuras en el mercado, mediante simulación se llegó a la conclusión que esta era la mejor opción ya que ofrece un alto factor de seguridad y es de sencilla construcción, por otro lado el cilindro hidráulico es seleccionado mediante las tablas que ofrecen los proveedores o cotizaciones de la central hidráulica.

- **Central hidráulica. (A-5)**

Previamente a la selección de los actuadores hidráulicos se realizó una matriz de selección para poder decidir con mayor criterio.

- Modelo x: Sistema hidráulica.
- Modelo y: Sistema neumática.

Tabla 5. Matriz para selección para el sistema de transmisión de potencia.

Opciones	Criterios			Total
	Facilidad de compra en el mercado y mantenimiento	Capacidad de generar la carga requerida.	Capacidad de control	
Modelo x	3	5	5	13
Modelo y	3	1	2	6

Donde 1 es bajo y 5 es alto en la variable.

El Sistema hidráulico permite generar cargas más elevadas que el Sistema hidráulico, también permite un control exacto de velocidad y parada, ofrece fácil protección de los sistemas ante las sobre cargas. Su aplicación se encuentra generalmente en la industria pesada como la metalurgia, la naval, prensas, maquinaria de obras públicas, etc. (González, Gómez, & Tena, 2017).

El sistema neumático permite desplazamiento rápidos, se usa más en la automatización, se puede considerar adecuada para cargas no superiores a 3 tons, su aplicación se encuentra más en etiquetado, empaquetado, automatización, etc. (González, Gómez, & Tena, 2017).

Se seleccionó un sistema hidráulica frente a uno neumático porque las presiones a las que se trabaja usualmente en los sistemas neumáticos no alcanzan para generar cargas tan altas. Teniendo lo anterior en cuenta, para la selección y adquisición del sistema de compresión hidráulico se debe realizar un análisis de costos principalmente, mantenimiento, garantía, consumo eléctrico y carga resultante con un valor de 10

toneladas. Para lo cual se realizará una matriz de decisión de las posibles opciones en el mercado.

3.3. Diseño de detalle

Las condiciones operativas de las máquinas industriales pueden llegar a ser muy severas, ya que las fuerzas estáticas o dinámicas que se aplican durante las diferentes etapas de funcionamiento son altamente variables y pueden provocar el fallo de los elementos. Se desarrolla el presente estudio mecánico para analizar el comportamiento sometido a cargas de máquina compactadora de botellas PET. Para esto, se ejecuta un análisis estático con el propósito último de evaluar las condiciones operativas del elemento. El estudio se fundamenta en dos análisis: (1) a partir de los principios y relaciones aplicadas para resistencia y diseño mecánico de materiales (método analítico), y (2) una simulación del elemento mecánico aplicando la metodología de elementos finitos (FEA) en el software Solidworks. Para el diseño se tomó como referencia los libros de “Diseño de máquinas un enfoque integrado” de Norton y “Diseño en ingeniería mecánica” de Shigley.

3.3.1. Diseño estático para los tubos IPAC

La pared que conforma la estructura principal de soporte (cuerpo) está conformada por 26 tubos de sección rectangular huecos (figura 11). Estas tubos fueron seleccionadas usando el catálogo de IPAC, (IPAC, 2018). Se tiene que para estas tubos de 100x50x4 mm, tienen las siguientes propiedades mecánicas para ASTM A500 grado a

Tabla 6. Propiedades del acero ASTM A500 grado a

Característica	Valor
Esfuerzo de fluencia S_y	270 (grado a) – 315 (grado b) MPa / 39 - 45 Ksi
Esfuerzo último S_{ut}	310 (grado a) – 400 (grado b) MPa / 45 - 58 Ksi

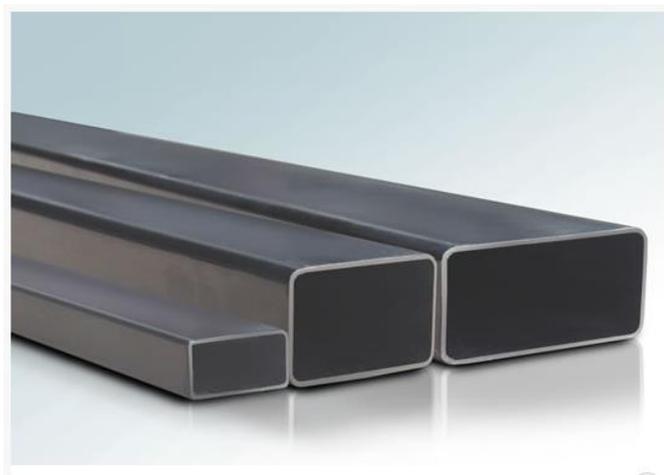


Figura 9. Tubos IPAC

Para diseñar la estructura se conoce que la fuerza de compresión que otorga el sistema del pistón hidráulico es de 10 toneladas a través del compactador a las botellas PET.

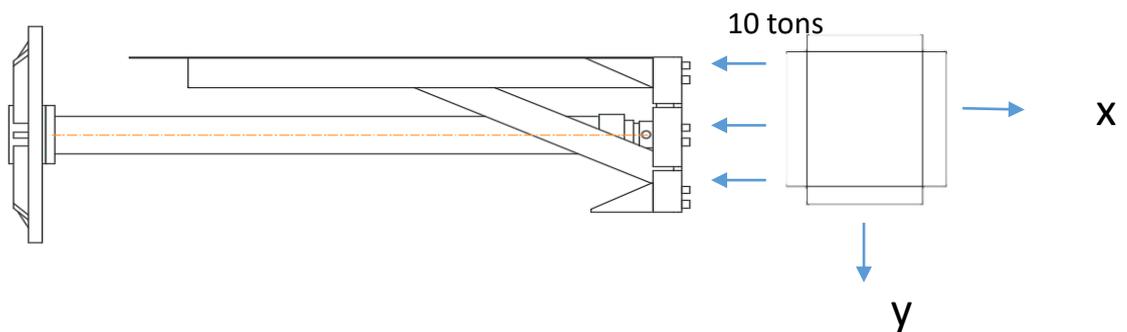


Figura 10. Carga distribuida de 98000 N en reacción sobre el compactador.

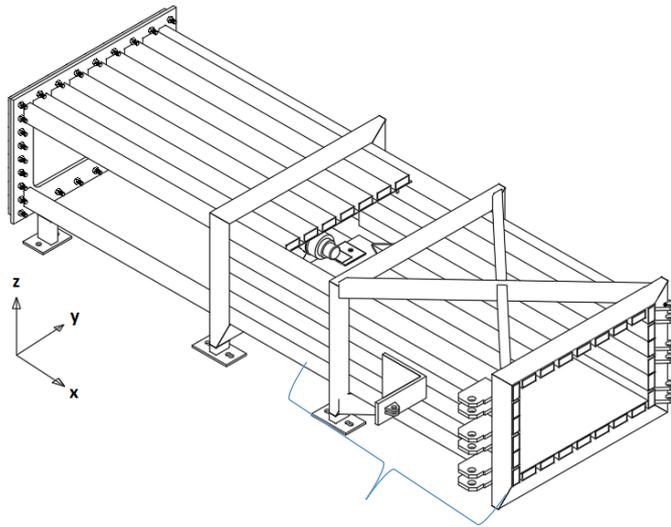


Figura 11. Indica coordenadas X, Y y Z.

Por lo cual la presión o esfuerzo axial que produce la prensa sobre la paca de plástico es de:

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

$$\sigma_x = \frac{10000 * 9.8}{(930 \times 10^{-3} m) * (530 \times 10^{-3} m)} \approx 200 \text{ kPa}$$

No obstante, para facilidad de cálculos sin afectar al aumento de la probabilidad de falla, se puede tomar el esfuerzo generado sobre el compactador.

$$\sigma_x = \frac{10000 * 9.8}{(910 \times 10^{-3} m) * (530 \times 10^{-3} m)} = 203.2 \text{ kPa}$$

Sin embargo, este esfuerzo se distribuye a lo largo de todos los 26 tubos por la deformación del plástico compactado. Para un diseño conservador se supondrá que la mitad de todo este esfuerzo la recibe cada una de los tubos, (aunque sea realmente es mucho menos, por eso es conservador), por lo tanto tenemos que el esfuerzo axial es:

$$\sigma_x = 101.6 \text{ kPa}$$

Este esfuerzo es longitudinal, es decir actúa de forma axial al sistema por lo tanto no afecta a la estructura. Sin embargo, también es afectado por un esfuerzo transversal que se produce en la compresión del material reciclado PET en el plano Y y Z.

Este esfuerzo se puede calcular usando el coeficiente de Poisson del PET, el cual es 0.43 (Database, 2018)

Se tiene que la definición de este módulo es el siguiente:

$$\nu = -\frac{\text{deformacion transversal}}{\text{deformacion longitudinal}} = -\frac{\sigma_y}{\sigma_x}$$

Por lo tanto

$$\sigma_y = -\nu\sigma_x = -0.43 * 101.6 \text{ kPa} = -43.7 \text{ kPa}$$

Este es el esfuerzo que debe soportar la estructura. El signo negativo quiere decir que mientras el PET se comprime de manera axial, de manera transversal se expande.

El σ_y produce una fuerza distribuida a lo largo de la estructura

$$F = (43.7 \text{ kPa})(1200 \text{ mm})(100 \text{ mm}) = 5.244 \text{ kN}$$

$$F \text{ distrib} = \frac{5.244 \text{ kN}}{1200 \text{ mm}} = 4370 \text{ N/m}$$

Usando el diagrama de cortante y momentos, tenemos que el momento máximo es:

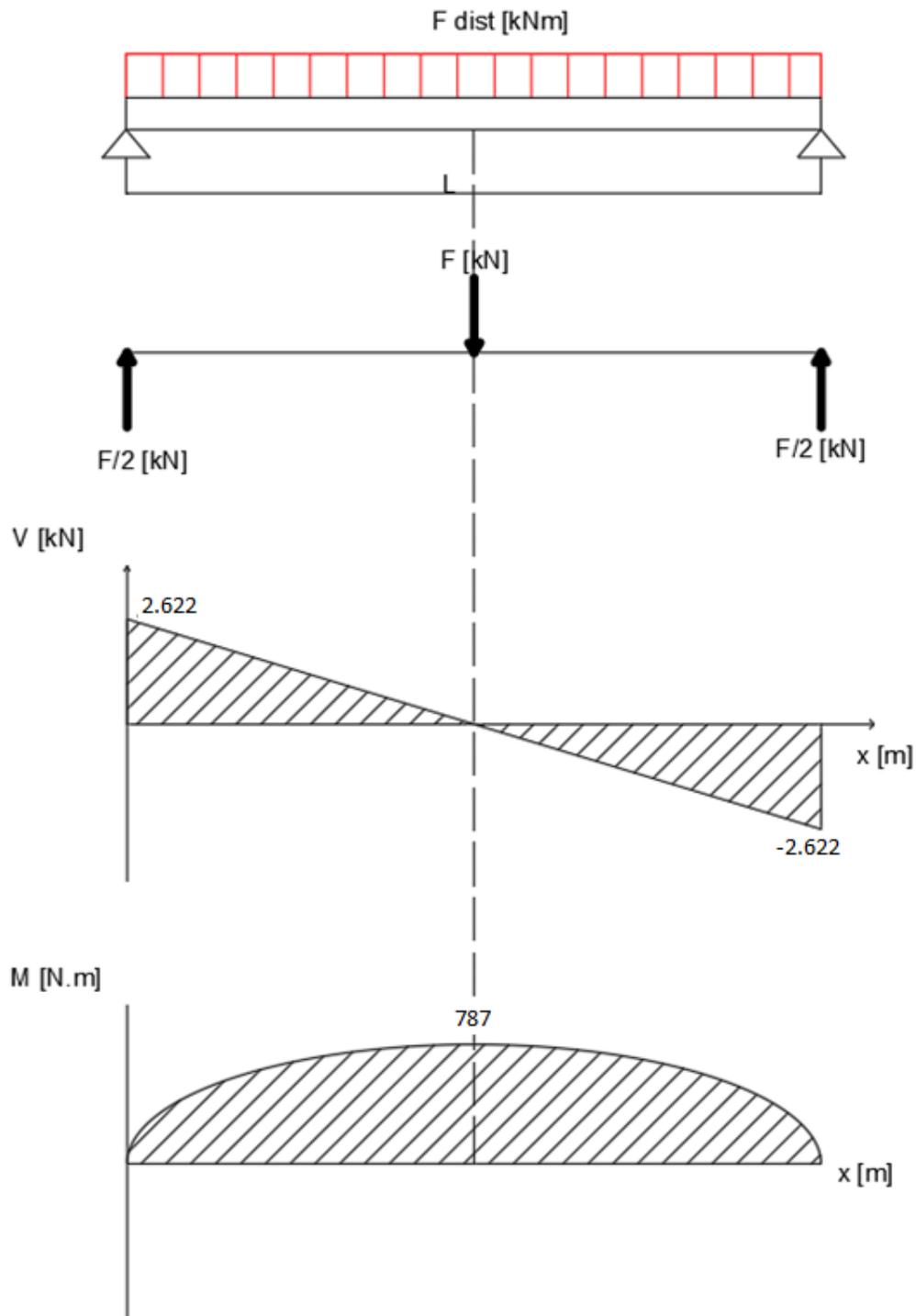


Figura 12. Diagrama de carga cortante y momento para tubos IPAC.

$$M_{max} = 787 \text{ Nm}$$

Entonces el esfuerzo de flexión de trabajo es:

$$I = \frac{bh^3 - b_i h_i^3}{12}$$

$$I = \frac{100 * 50^3 - 92 * 42^3}{12} = 4.7 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\sigma_{work} = \frac{Mc}{I} = \frac{787 * (25 \times 10^{-3})}{4.7 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 42 \text{ MPa}$$

Se calcula el factor de seguridad:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_w} = \frac{270 \text{ MPa}}{42 \text{ MPa}} = 6.42$$

El cual al ser mayor a 1, indica que el cuerpo no fallará por diseño estático.

- **Diseño usando teorías de falla por fatiga.**

Sin embargo, este cuerpo también está sometido a esfuerzo por fatiga por el repetido ejercicio de compresión que tiene la prensa.

Como la prensa comprime hasta cierto valor y luego regresa a cero el esfuerzo, este es un esfuerzo repetitivo como la figura:

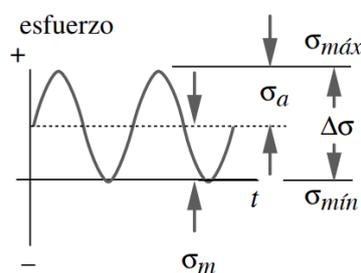


Figura 13. Representación esfuerzo medio y alternante

Al ser un esfuerzo repetitivo, se debe diseñar por Goodman ya que es más conservador.

El esfuerzo alternante y medio se calculan:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{42 \text{ MPa}}{2} = 21 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{42 \text{ MPa}}{2} = 21 \text{ MPa}$$

Donde la fórmula para el factor de seguridad a la fatiga de Goodman es:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$S_e = S'_e C_{carga} C_{temp} C_{sup} C_{conf} C_{tam}$$

$$C_{carga} = 1 \text{ (Flexion)}$$

Para el Factor de tamaño calculamos el área 95, para luego calcular el diámetro equivalente

$$A_{95} = 0.05(bh - b_i h_i) = 0.05(50 * 100 - 42 * 92) = 56.8 \text{ mm}^2$$

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} = \sqrt{\frac{56.8}{0.0766}} = 27.23 \text{ mm}$$

$$C_{tam} = 1.24 * d^{-0.107}$$

$$C_{tam} = 1.24(27.23)^{-0.107} = 0.871$$

El factor de temperatura es 1 debido a temperaturas ambiente

$$C_{temp} = 1$$

Para el calcular el factor de superficie, con el esfuerzo último S_{ut} del material y suponiendo maquinado, tenemos:

$$C_{sup} = 4.51 S_{ut}^{-0.265}$$

$$C_{sup} = 4.51 * 310^{-0.265}$$

$$C_{sup} = 0.98$$

Finalmente, para calcular el factor de seguridad, asumimos con una confianza alrededor de R 90%.

$$C_{conf} = 0.897$$

$$S'_e = 0.5S_{ut} = 0.5(310MPa) = 155 MPa$$

Entonces:

$$S_e = 155 * 1 * 1 * 0.98 * 0.897 * 0.87 = 118.5 MPa$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{21 MPa}{118.5 MPa} + \frac{21 MPa}{310 MPa}$$

$$N_f = 4.08$$

No falla por fatiga porque el factor de seguridad es mayor que 1.

3.3.2. Diseño de los pernos

Para el diseño de las juntas empernadas se realizó lo siguiente.

$$F_{perno} = P_b = \text{Carga externa de los pernos}$$

$$F_i = \text{Fuerza de apriete}$$

Los pernos de diseño son de diámetro nominal 18mm y de 80mm de largo, contando con 32 pernos en la compuerta posterior de la prensa.

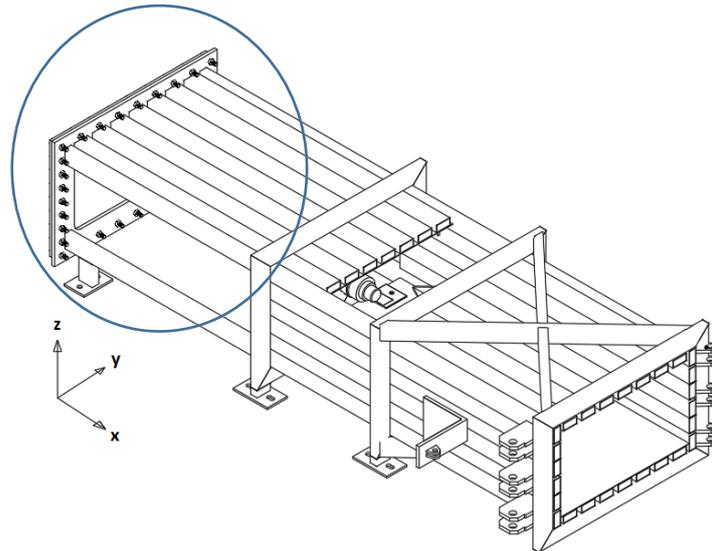


Figura 14. Posición de los pernos.

Con la fuerza de 98000 que ejerce el pistón, tenemos que:

$$P = \frac{98000}{32} = 3062.5 \text{ N}$$

Donde P es la fuerza que se aplica sobre los elementos que el perno debe mantener unido.

Se sabe que, si se asume que los pernos serán reusables, el valor de la fuerza de apriete de los pernos, se obtiene mediante la siguiente relación:

$$F_i = 0.75F_p$$

Donde F_p es la Fuerza de prueba, la cual se puede obtener a partir de la resistencia de prueba, mediante la siguiente ecuación:

$$S_p = \frac{F_p}{A_t}$$

Usando el área de tensión usando la tabla 11.2 del Norton (Norton, 2011)

$$A_t = 192.47 \text{ mm}^2$$

Y usando una Resistencia a la prueba $S_p = 600 \text{ MPa}$ (Acero clase ISO 8.8)

Se tiene que:

$$F_p = A_t S_p = (192.47)(600) = 115482 \text{ N}$$

$$F_i = 0.75(115482) = 86611.5 \text{ N}$$

En la siguiente figura, se muestra el diagrama d cuerpo libre respectivo para un solo perno.

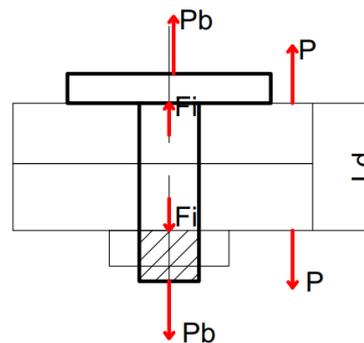


Figura 15. Diagrama de cuerpo libre de la junta emperrada

Para calcular la constante de rigidez de la junta C , se calcula primero la constante de rigidez del perno K_b

$$K_b = \frac{A_d A_t E}{A_d L_t + A_t L_d}$$

Donde, A_d es el área transversal del perno, E es el módulo de Young del perno (Módulo de Young de aceros en este caso), L_t es la longitud del perno que tiene hilo entre los elementos unidos y L_d es la longitud del perno que no tiene hilos que se encuentra entre los elementos unidos. Reemplazando:

$$K_b = \frac{(254.47)(192.47)(200E3 \text{ MPa})}{(254.47)(0) + (192.47)(60)} = 848233.33 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Para la constante de rigidez de los elementos K_m , asumimos que tienen el mismo material, por lo que se emplea la siguiente ecuación:

$$K_m = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \left(\frac{E_m}{l} \right)$$

$$K_m = \frac{\pi(27^2 - 18^2)}{4} \left(\frac{200E3}{60} \right) = 1060287.5 \frac{N}{mm}$$

Finalmente reemplazando en la ecuación para la constante de rigidez, se tiene:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} = 0.444$$

Lo que permite obtener finalmente el valor de F_b de la siguiente manera:

$$F_b = Pb + F_i$$

$$Pb = CP$$

$$F_b = CP + F_i$$

$$F_b = 0.444 * 3062.5 + 86611.5$$

$$F_b = 87959 N$$

Entonces el factor de seguridad de carga es:

$$\eta_c = \frac{S_P A_t - F_i}{CP} = \frac{(600)(192.47) - (86611.5)}{0.444 * (3062.5)} = 21.23$$

Con este factor elevado no habrá fluencia en los pernos.

Además, el factor de seguridad de separación es:

$$\eta_s = \frac{F_i}{(1 - C)P} = \frac{86611.5}{(1 - 0.444)(3062.5)} = 50.87$$

Por lo tanto no fallará porque el factor de seguridad es mucho mayor que 1, es decir, en este caso es muy poco probable que las placas unidas se separen.

- Análisis de pernos por fatiga.

Sin embargo, este cuerpo también está sometido a esfuerzo por fatiga por el repetido ejercicio de compresión que tiene la prensa. Como la prensa comprime hasta cierto valor y luego regresa a cero el esfuerzo, este es un esfuerzo repetitivo como la figura:

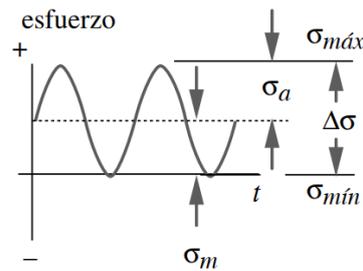


Figura 16. Representación esfuerzo medio y alternante

Al ser un esfuerzo repetitivo, se debe diseñar por Goodman ya que es más conservador.

El esfuerzo alternante y medio se calculan:

$$\sigma_a = \frac{CP}{2A_t} = \frac{0.444 * 3062.5 N}{2 * 192.47 mm^2} = 3.5 MPa$$

$$\sigma_m = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} = 3.5 MPa + \frac{86611.5 N}{192.47 mm^2} = 453.5 MPa$$

Donde la fórmula para el factor de seguridad a la fatiga según el criterio Goodman en pernos es:

$$N_f = \frac{2 S_e (S_{ut} A_t - F_i)}{CP (S_{ut} - S_e)}$$

Se calcula:

$$S_e = S'_e C_{carga} C_{temp} C_{sup} C_{conf} C_{tam}$$

$$C_{carga} = 0.85 \text{ (axial)}$$

Para el Factor de tamaño

$$C_{tam} = 1.24 * d^{-0.107}$$

$$C_{tam} = 1.24(18)^{-0.107} = 0.91$$

El factor de temperatura es 1 debido a temperaturas ambiente

$$C_{temp} = 1$$

Para el calcular el factor de superficie, con el S_{ut} del material (asumiendo acero A36), como es un perno, es laminado en frio tenemos:

$$C_{sup} = 4.51 S_{ut}^{-0.265}$$

$$C_{sup} = 4.51 * 550^{-0.265}$$

$$C_{sup} = 0.847$$

Finalmente, para calcular el factor de seguridad, asumimos con una confianza alrededor de R 90%

$$C_{conf} = 0.897$$

$$S'_e = 0.5 S_{ut} = 0.5(550 MPa) = 275 MPa$$

Entonces:

$$S_e = 275 * 0.85 * 0.91 * 1 * 0.847 * 0.897 = 161.61 MPa$$

$$N_f = \frac{2 * 161.61(550 * 192.47 - 86611.5)}{0.444 * 3062.5(550 - 161.61)}$$

$$Nf = 6.43$$

No falla por fatiga.

3.3.3. Diseño de los ejes pasadores.

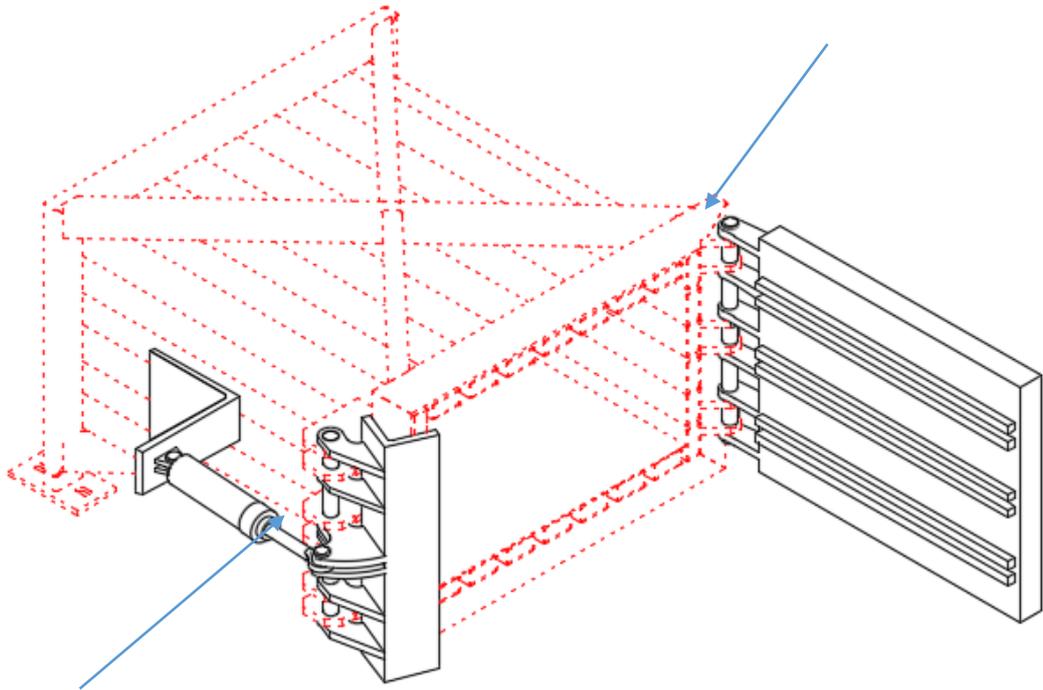


Figura 17. Compuerta y pistón de apertura

La carga total que recibe la compuerta es de 98000N, pero al existir 3 pasadores y 2 puntos de apoyos en la puerta, la carga total que recibe un pasador será el valor de 98000 dividido para 12 lo que da un valor de 8166.67 N. Para el diseño de los pasadores que van en el soporte (Bisagras) que recibe toda la presión de la prensa, se tiene:

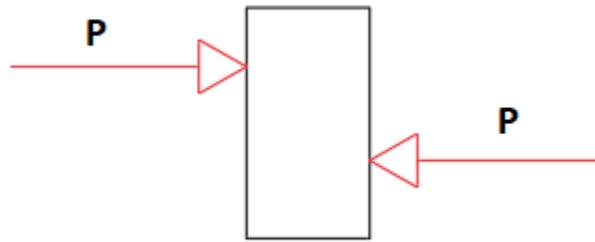


Figura 18. Diagrama de cuerpo libre de la junta con el pasador

Soporta un cortante de

$$P = 8166.67 \text{ N}$$

$$\tau = \frac{P}{A} = \frac{8166.67 \text{ N}}{\left(\frac{\pi}{4} (38 \times 10^{-3})^2\right)} = 7.2 \text{ MPa}$$

Con el mismo material de acero estructural A36

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau} = \frac{0.577S_y}{7.2 \text{ MPa}} = \frac{0.577(250 \text{ MPa})}{7.2 \text{ MPa}} = 20.02$$

Lo cual indica que esta junta no fallará.

Dado que la carga es variable, este cuerpo también está sometido a esfuerzo por fatiga por el repetido ejercicio de compresión que tiene la prensa.

Como la prensa comprime hasta cierto valor y luego regresa a cero el esfuerzo, este es un esfuerzo repetitivo como la figura 19:

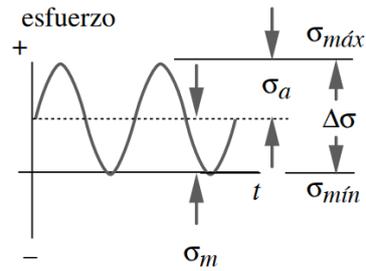


Figura 19. Representación del esfuerzo medio y alternante

Al ser un esfuerzo repetitivo, se debe diseñar por Goodman. Dado que hay 3 pasadores en un lado de la puerta y existen 2 puntos de apoyo, el valor de la carga de 98000 N será dividido para 12, lo que nos da un valor de 8.17KN

Para el modelo matemático, se asumirá que está a flexión, por lo que tenemos lo siguiente:

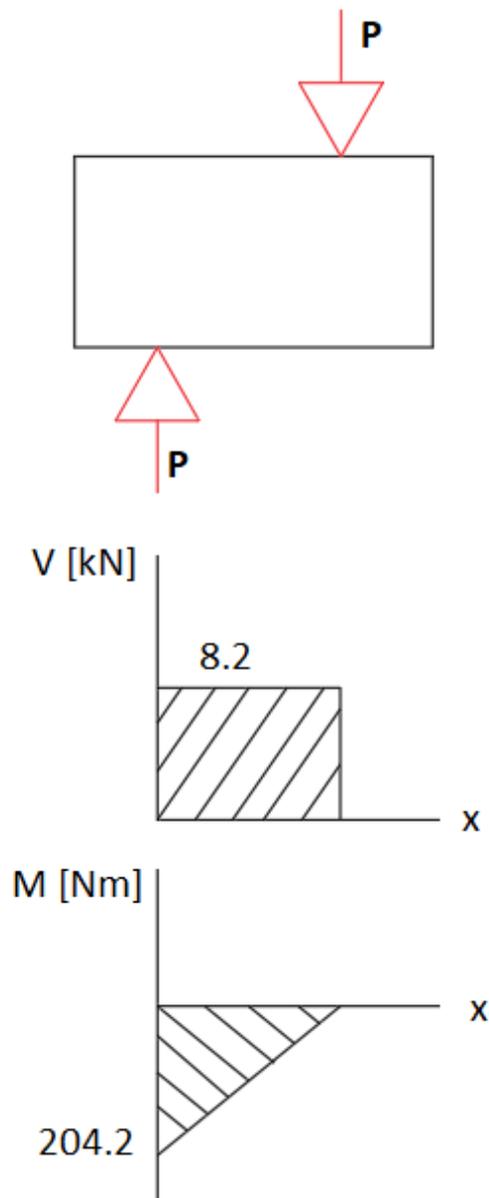


Figura 20. Diagrama de fuerza cortante y momento para el eje pasador.

El esfuerzo alternante se calcula:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{M * c}{I} = \frac{M * \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{4} * \frac{(d)^4}{16}} = \frac{32 * M}{\pi * d^3} = \frac{32 * 204.2}{\pi * (38 \times 10^{-3})^3}$$

$$= 37.92 \text{ MPa}$$

Y el esfuerzo medio:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{max}}{2} = 37.92 \text{ MPa}$$

Donde la fórmula para el factor de seguridad a la fatiga de Goodman es:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$S_e = S'_e C_{carga} C_{temp} C_{sup} C_{conf} C_{tam}$$

$$C_{carga} = 1 \text{ (Flexion)}$$

Para el Factor de Carga, usamos el área 95 de una viga de sección circular no rotatoria, para luego calcular el diámetro equivalente

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.01046 * d^2}{0.0766}} = \sqrt{\frac{0.01046 * (38.6)^2}{0.0766}} = 14.26$$

$$C_{tam} = 1.24d^{-0.107}$$

$$C_{tam} = 1.24(14.26)^{-0.107} = 0.93$$

El factor de carga de temperatura es 1 debido a temperaturas ambiente

$$C_{temp} = 1$$

Para el calcular el factor de superficie, con el S_{ut} del material (asumiendo acero A36), y suponiendo maquinado, tenemos:

$$C_{sup} = 4.51S_{ut}^{-0.265}$$

$$C_{sup} = 4.51 * 550^{-0.265}$$

$$C_{sup} = 0.847$$

Finalmente, para calcular el factor de seguridad, asumimos con una confianza alrededor de R 90%

$$C_{conf} = 0.897$$

Los pasadores están elaborados de Acero estructural A36 donde $S_y=250\text{MPa}$ y $S_{ut}=550\text{MPa}$. Por lo tanto tenemos:

$$S'_e = 0.5S_{ut} = 0.5(550\text{MPa}) = 275\text{MPa}$$

Entonces:

$$S_e = 275 * 1 * 1 * 0.847 * 0.897 * 0.93 = 194.3\text{MPa}$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{37.92\text{MPa}}{194.3\text{MPa}} + \frac{37.92\text{MPa}}{550\text{MPa}}$$

$$N_f = 3.79$$

Por lo tanto los pasadores no fallan porque el factor de seguridad es mayor que 1.

3.3.4. Diseño de la placa del compactador

Al ser una placa de dimensiones $910\text{mm} \times 530\text{mm} \times 25\text{mm}$ (las cuales serán $a \times b \times e$, con 25mm como placa de base) entonces se hará dos análisis de falla mecánica ortogonales entre sí, un análisis a lo largo de a (Como si fuera una viga de largo a y de ancho b y altura e) y a lo largo de b (Como si fuera una viga de largo b , de ancho a y de altura e) para determinar si la misma fallará con las dimensiones establecidas, es decir se validará.

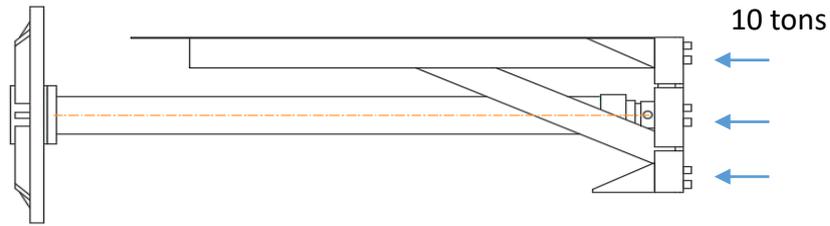


Figura 21. Carga de 10 toneladas sobre el compactador.

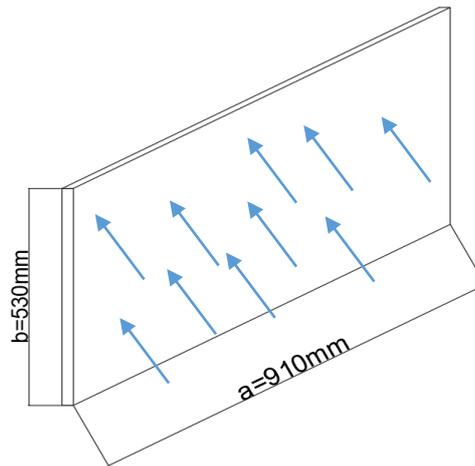


Figura 22. Placa base del compactador.

A lo largo de a

La fuerza distribuida en esta sección sería:

$$F a' = 203.2 \times 10^3 \frac{N}{m^2} * (530 \text{ mm}) = 107.7 \times 10^3 \text{ N/m}$$

La reacción en este sistema sería la propia fuerza que ejerce el pistón:

$$F_{piston} = 107.7 \times 10^3 \frac{N}{m} * (910 \text{ mm}) = 98000 \text{ N}$$

Con el diagrama de cortante y de momento calculamos el momento máximo. Para esto se asumirá que la carga distribuida es simétrica y el apoyo fijo está en el centro, por lo que se usa el diagrama de cortante y momento asumiendo una viga en voladizo.

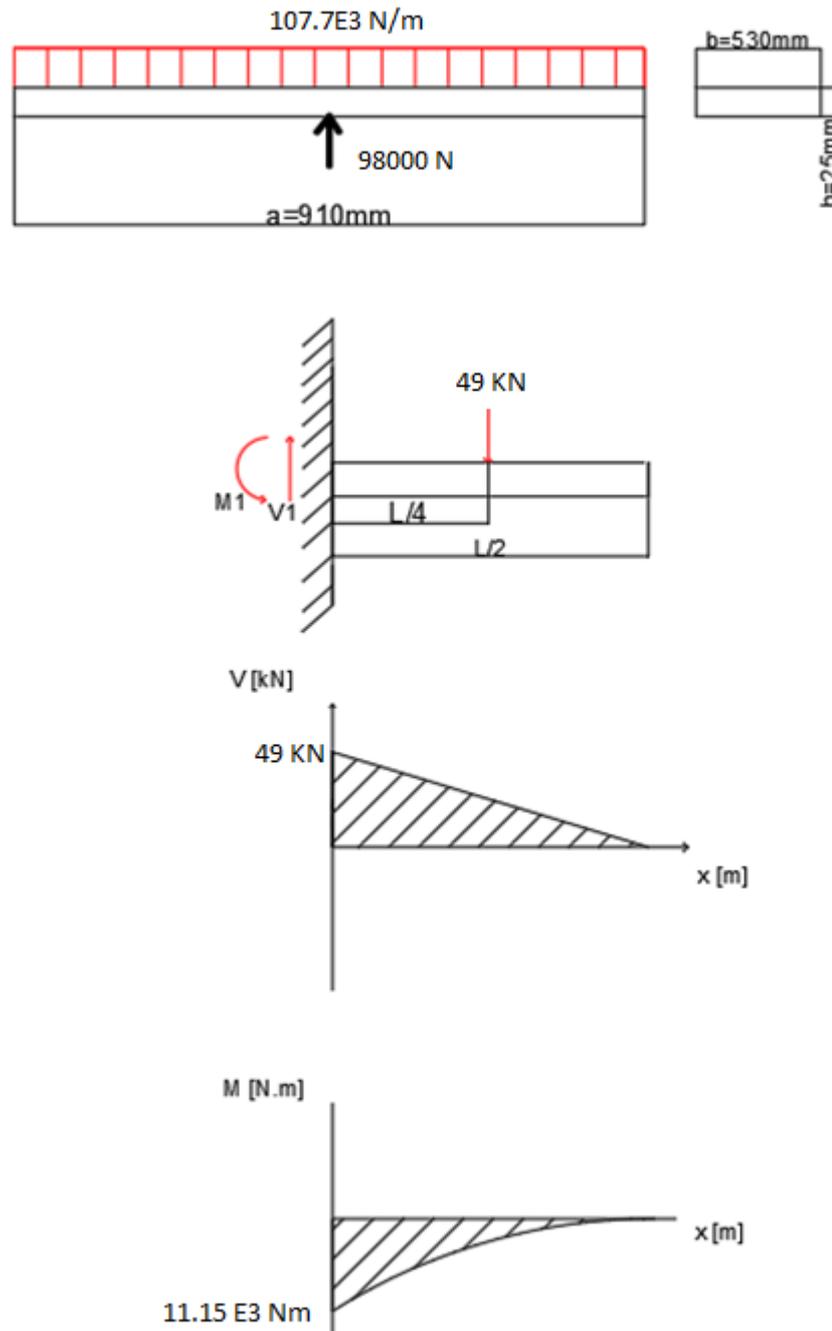


Figura 23. Diagrama de cargas cortantes y momentos.

$$M_{max} = 11.15 \times 10^3 \text{ Nm}$$

$$I = \frac{(530 \times 10^{-3})(25 \times 10^{-3})^3}{12} = 6.9 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\sigma = \frac{M_{max}c}{I} = \frac{(11.15 \times 10^3) * (\frac{25 \times 10^{-3}}{2})}{6.9 \times 10^{-7}} = 202 \text{ MPa}$$

Seleccionando el acero estructural A-36, con $S_y = 250 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 550 \text{ MPa}$

Entonces el factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{250}{202} = 1.24$$

También se hace un análisis por fatiga, de manera similar al análisis de la sección 2

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{202 \text{ MPa}}{2} = 101 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 0.5S_{ut} = 0.5(550 \text{ MPa}) = 275 \text{ MPa}$$

Donde la fórmula para el factor de seguridad a la fatiga de Goodman es:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$S_e = S'_e C_{carga} C_{temp} C_{sup} C_{conf} C_{tam}$$

$$C_{carga} = 1 \text{ (Flexion)}$$

Para el Factor de Tamaño calculamos el área 95, para luego calcular el diámetro equivalente

$$A_{95} = 0.05(bh) = 0.05(530 * 25) = 6625 \text{ mm}^2$$

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} = \sqrt{\frac{6625}{0.0766}} = 294.1 \text{ mm}$$

$$d_{equiv} > 250 \rightarrow C_{tam} = 0.6$$

El factor de temperatura es 1 debido a temperaturas ambiente

$$C_{temp} = 1$$

Para el calcular el factor de superficie, con el S_{ut} del material y suponiendo maquinado, tenemos:

$$C_{sup} = 4.51 S_{ut}^{-0.265}$$

$$C_{sup} = 4.51 * 550^{-0.265}$$

$$C_{sup} = 0.847$$

Finalmente, para calcular el factor de seguridad, asumimos con una confianza alrededor de R 90%

$$C_{conf} = 0.897$$

Entonces:

$$S_e = 275 * 1 * 1 * 0.847 * 0.897 * 0.6 = 125.4 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{101 \text{ MPa}}{125.4 \text{ MPa}} + \frac{101 \text{ MPa}}{550 \text{ MPa}}$$

$$N_f = 1.01$$

No falla por fatiga. (aquí escribir un párrafo escribiendo que este factor de seguridad es demostrativo ya que el análisis mas exacto se hace mediante elementos finitos)

A lo largo de b

Hacemos lo mismo pero esta vez a lo largo de la longitud b de la placa. La fuerza distribuida en esta sección sería:

$$Fb' = 203.2 \times 10^3 \frac{N}{m^2} * (910 \text{ mm}) = 184912 \text{ N/m}$$

$$F_{piston} = 184912 \frac{N}{m} * (530 \text{ mm}) = 98000$$

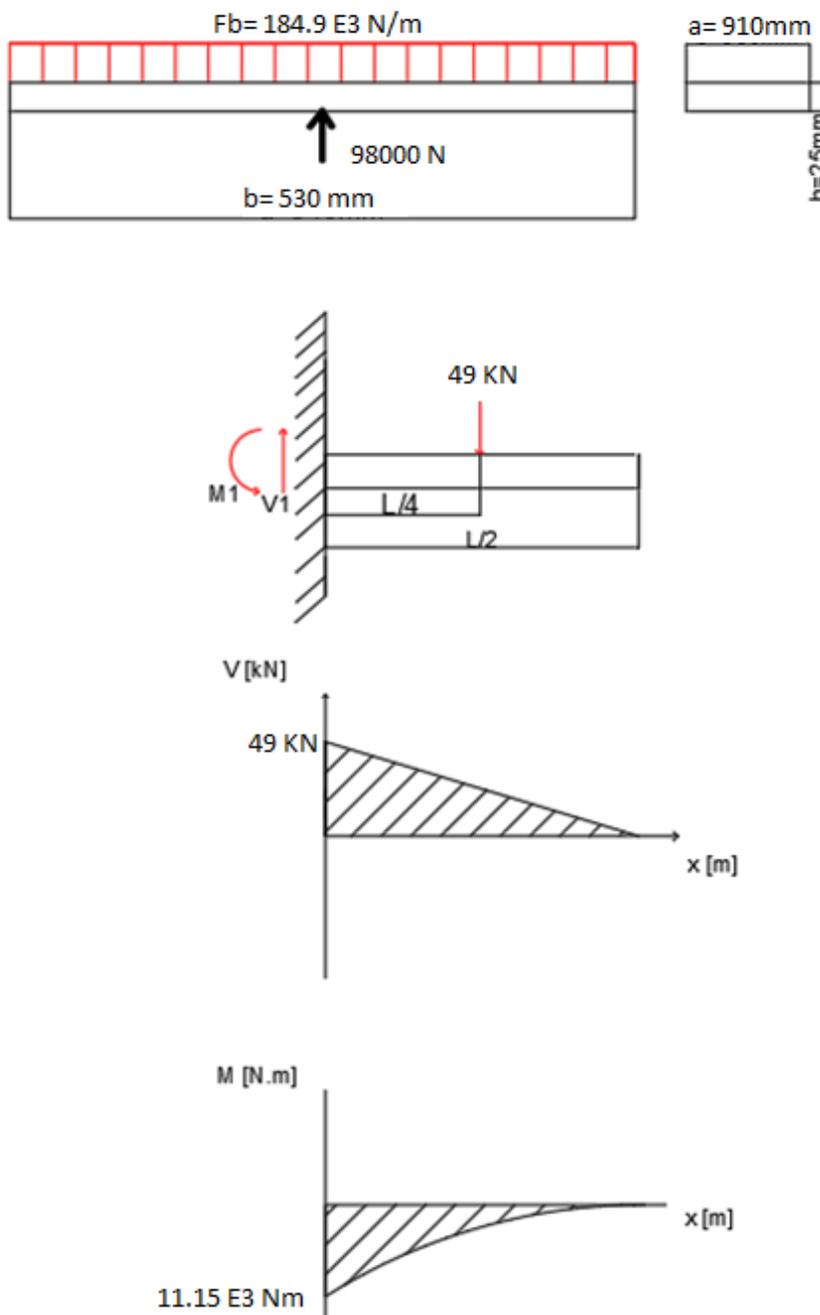


Figura 24. Diagrama de cargas cortantes y momentos.

La reacción en este sistema también es la fuerza del pistón y al ser la misma presión, la fuerza se distribuye de manera similar por lo que el momento máximo es el mismo calculado con el diagrama de cortante y de momento.

$$M_{max} = 11.15 \times 10^3 \text{ Nm}$$

$$I = \frac{(910 \times 10^{-3})(25 \times 10^{-3})^3}{12} = 1.185 \times 10^{-6} m^4$$

$$\sigma = \frac{M_{max} C}{I} = \frac{(11.15 * 10^3) * \left(\frac{25 \times 10^{-3}}{2}\right)}{1.185 \times 10^{-6}} = 117.6 MPa$$

Con el mismo material tenemos:

$$\eta = \frac{250}{117.6} = 2.13$$

También se hace un análisis por fatiga, de manera similar al análisis anterior

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{117.6 MPa}{2} = 58.8 MPa$$

Entonces:

$$S_e = S'_e C_{carga} C_{temp} C_{sup} C_{conf} C_{tam}$$

$$S_e = 275 * 1 * 1 * 0.847 * 0.897 * 0.6 = 125.4 MPa$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{58.86 MPa}{125.4 MPa} + \frac{58.86 MPa}{550 MPa}$$

$$N_f = 1.74$$

No falla.

3.3.5. Diseño de ejes para los patines y selección de rodamientos.

La carga que van a tener que soportar los rodamientos es de 400 kg que se dividen para 4 rodamientos que van ubicados en la parte central de los ejes. Por lo que cada rodamiento deberá soportar una carga de 100 kg que equivale a 980 N.

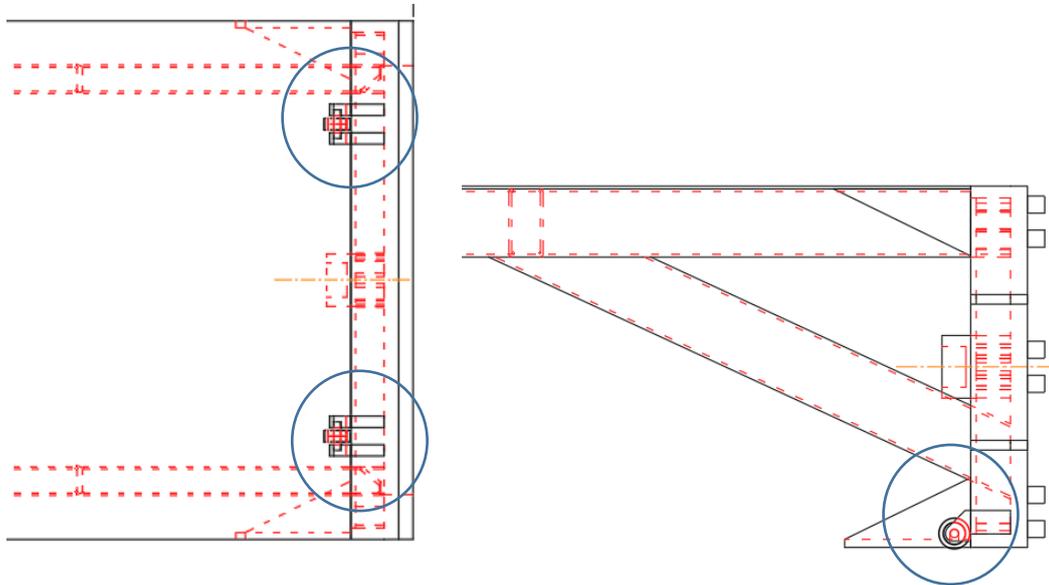


Figura 25. Vista inferior y lateral del compactador con los patines.

Selección de los rodamientos

Para empezar la selección se debe elegir entre rodamientos cónicos, de cilindros o de bolas según la necesidad.

Para este caso se hace una selección de rodamiento de bolas ya que el cilindro solo va a estar sometido a una carga radial. Para este caso se debe usar la siguiente ecuación:

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D * n_D * 60}{L_{10}} \right)^{1/a}$$

Donde C_{10} es la carga dinámica que se encuentra en las tablas, F_D es la fuerza a la que va a estar sometido el rodamiento, L_D es la vida del cojinete, n_D las revoluciones de trabajo, a es una constante que depende del tipo de rodamiento, L_{10} es la vida nominal de del rodamiento.

La carga que recibe cada rodamiento es:

$$F_D = 980 \text{ N}$$

La vida del cojinete para este caso se asume que es una máquina que trabaja 8 horas diarias de manera no seguida.

$$L_D = 20 \text{ kh}$$

Con una velocidad de avance de 25 mm/s se obtienen los rpm.

$$n_D = 236 \text{ rpm}$$

Se usa rodamientos de bola.

$$a = 3$$

$$C_{10} = 6472 \text{ N}$$

Por lo que se elige el cilindro de la serie 02 con rodamiento de bola, con un

$$C_{10} = 6.89 \text{ kN}$$

Diseño de eje de patín

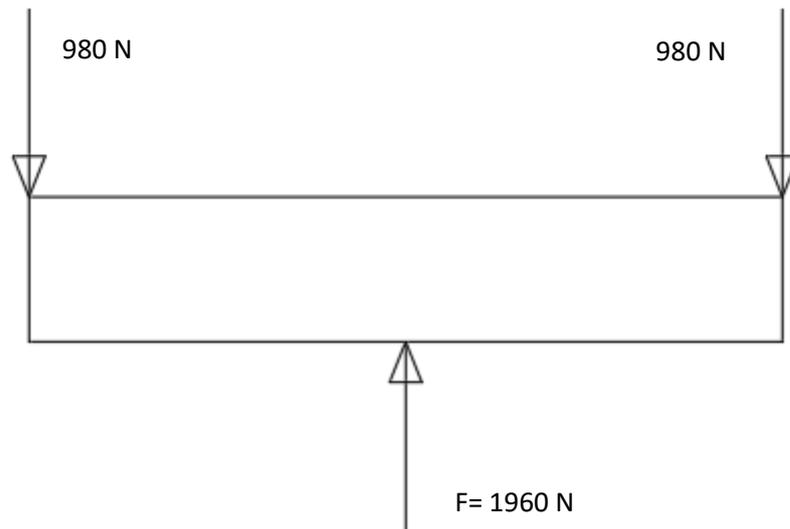


Figura 26. Vista inferior y lateral del compactador con los patines.

Para esto se busca un diámetro de eje que no tenga una deflexión mayor a 0.1 mm para que el compactador se mantenga centrado y se usa la siguiente ecuación:

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fl^3}{48EI}$$

Donde F es la fuerza de los dos rodamientos, l la longitud que hay entre las fuerzas de reacción, E es el módulo de Young, I es el momento de inercia y $y_{\text{máx}}$ es la deflexión máxima.

$$F = 1960 \text{ N}$$

$$l = 40E - 3 \text{ m}$$

$$E = 200E9 \text{ Pa}$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64}$$

$$y_{\text{máx}} = 0.0001 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$\frac{\pi * d^4}{64} = \frac{Fl^3}{48Ey_{m\acute{a}x}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 * F * l^3}{\pi * 48 * E * y_{m\acute{a}x}}}$$

$$d = 7.1 \text{ mm}$$

Por lo que, teniendo en cuenta los cálculos y la selección del rodamiento donde su diámetro inferior es de 12 mm, se elige un eje de diámetro de 12mm para que pueda encajar con el rodamiento y además ofrece una menor deflexión ya que es un diámetro mayor a 7.1 mm.

3.3.6. Selección de los cilindros hidráulicos.

Selección del pistón hidráulico de la compuerta

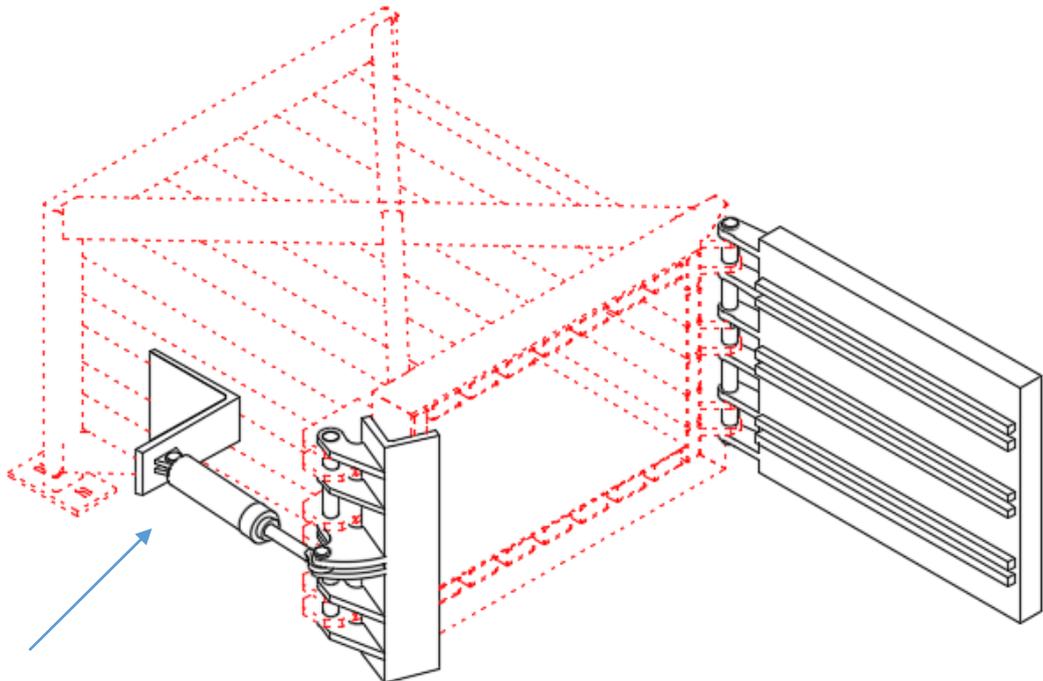


Figura 27. Compuerta y pistón de apertura

Como es un elemento mecánico estándar, para evitar su falla se debe realizar una correcta selección de este. Usando el catálogo de SMC Cilindros (Hidráulicos, SMC Cilindros, 2018). Para esto se siguen los siguientes pasos:

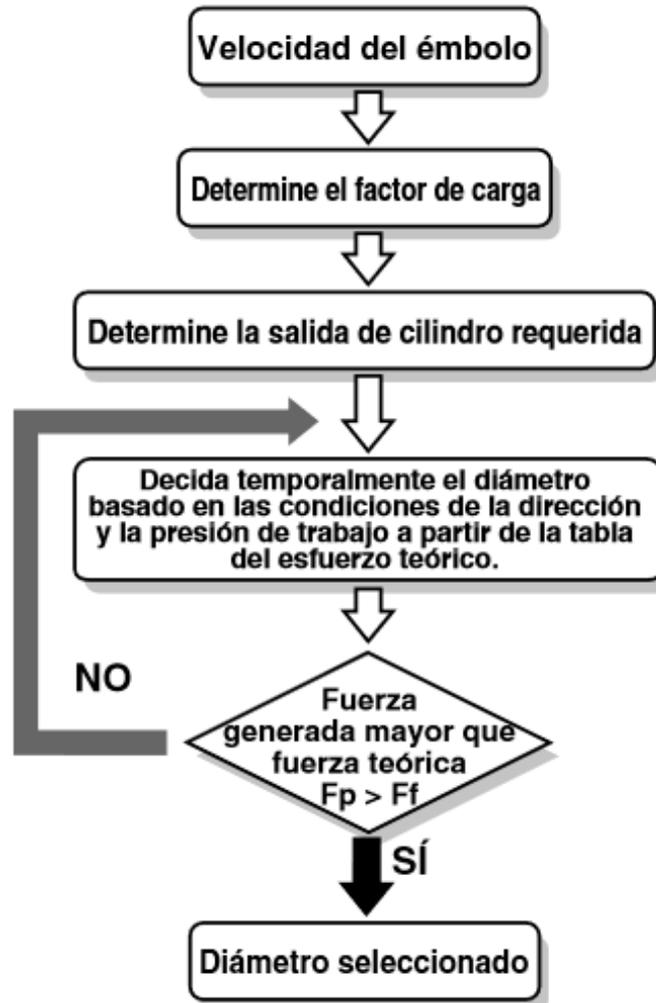


Figura 28. Pasos de selección de cilindro según el catalogo SMC.

Sabiendo que la carrera del cilindro debe ser de 150 mm en 5 segundos aproximadamente, por lo tanto, la velocidad lineal es 30 mm/s. Teniendo en cuenta la siguiente tabla, el factor de carga máximo para la selección es 70%

Tabla 7: Velocidad vs factor de carga máximo (Hidráulicos, SMC Cilindros, 2018).

Velocidad del émbolo (mm/s)	Factor de carga máximo
8 a 100	70%
101 a 200	30%
201 a 300	10%

Como el peso de carga que se requiere es de 5 toneladas = 49000 N, entonces la salida requerida del cilindro es:

$$F = \frac{49000}{0.7} = 70000 \text{ N}$$

Esta fuerza resultante equivale a 7.142 toneladas de carga

Para seleccionar el pistón usamos el mismo catálogo usando esta fuerza F como fuerza teórica y se selecciona para este caso el pistón de la serie CHSD con diámetro nominal de 100 mm.

Tabla 8. Características de los cilindros de la serie CHSD (Hidráulicos, SMC Cilindros, 2018).

Esfuerzo teórico de la serie CHSD

Diámetro (mm)	Tamaño vástago (mm)	Sentido del movimiento	Área efectiva (mm ²)	Presión de trabajo (MPa)		
				3.5	7	10
40	22	SALIDA	1256	4396	8792	12560
		ENTRADA	876	3066	6132	8760
50	28	SALIDA	1963	6871	13741	19630
		ENTRADA	1347	4715	9429	13470
63	36	SALIDA	3117	10910	21819	31170
		ENTRADA	2099	7346	14693	20990
80	45	SALIDA	5026	17591	35182	50260
		ENTRADA	3436	12026	24052	34360
100	56	SALIDA	7853	27486	54971	78530
		ENTRADA	5390	18865	37730	53900

Para la validación de esta selección primero se debe comprobar que la fuerza de extensión generada del cilindro F_{p1} de este pistón sea mayor que la fuerza teórica calculada. La fuerza de salida de extensión generada del cilindro F_{p1} , es:

$$F_{p1} = \mu * F_1$$

Donde μ es el coeficiente de presión de carga de la extensión del cilindro 0.9 y F_1 es la fuerza de extensión teórica de la selección, la cual es 78530 N

$$F_{p1} = 0.9 * 78530 = 70677N$$

Observamos que:

$$F_{p1} > F$$

$$70677 > 70000$$

Con esta validación comprobamos que el cilindro seleccionado de la serie CHSD se puede usar para esta aplicación, sin embargo, SMC cuenta con una verificación extra para saber si el cilindro seleccionado no falla por su forma de ubicación.

- **Selección de la carrera (carrera máxima basada en la resistencia al pandeo)**

Los fabricantes permiten verificar si el pistón seleccionado resiste una falla al pandeo, dependiendo del tipo de montaje que se le dé al pistón y a la carga que soportará esto. Dependiendo de esos valores la carrera del pistón tendrá un límite. Se validará si el pistón seleccionado puede alcanzar la carrera deseada de 150mm, sabiendo que la carga a soportar es 70000 N y el tipo de montaje es el número 1 de la siguiente figura 29:

Serie CHS Diagramas de los límites de rango de carrera: Diámetro $\varnothing 50$, $\varnothing 63$, $\varnothing 80$, $\varnothing 100$

Símbolo	Posición de montaje						
①		②		③		③	
④		⑤		⑤		⑥	
⑦		⑦		⑧			

Figura 29. Posición de trabajo de los cilindros (Hidráulicos, SMC Cilindros, 2018).

En la siguiente figura se observa que el pistón seleccionado, a la carga de 70000 N , con posición de montaje 1 puede soportar hasta una carrera de 500 mm por lo que el valor de 150 mm se encontrara dentro de ese rango.

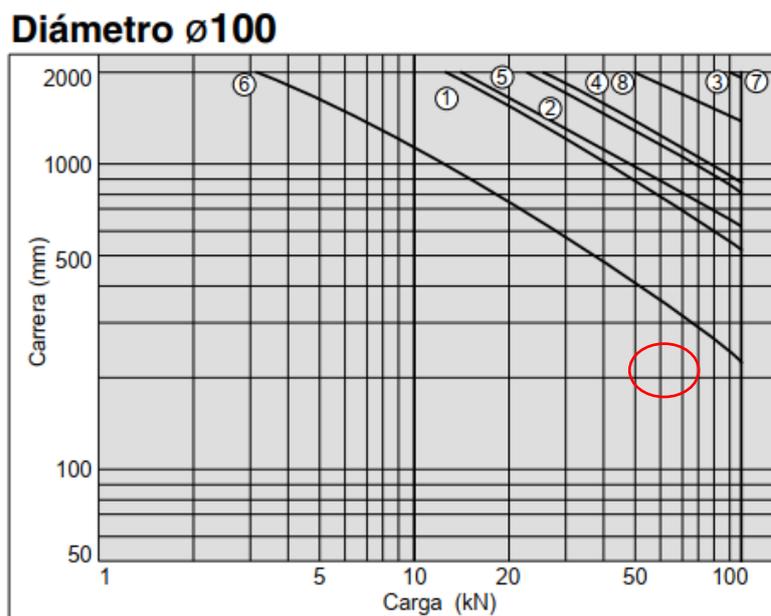


Figura 30. Carrera permitida según la carga aplicada y la posición de trabajo

(Hidráulicos, SMC Cilindros, 2018).

Por lo tanto, el pistón seleccionado no fallará.

Selección del cilindro hidráulico para la compactación del plástico.

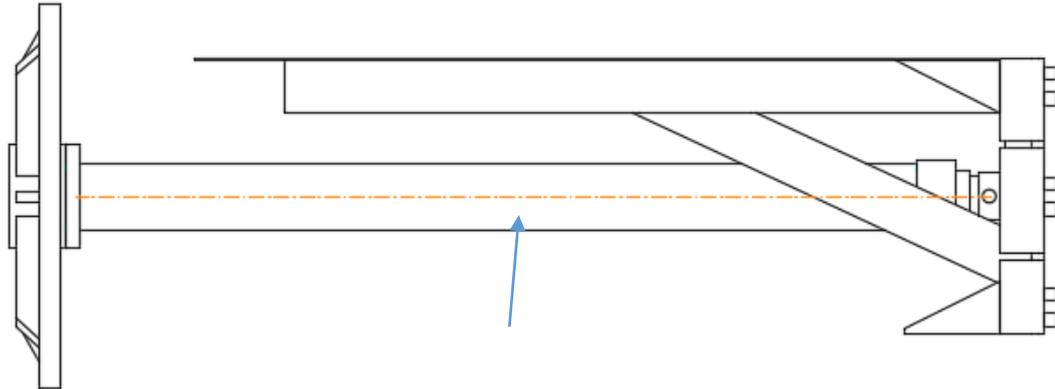


Figura 31. Cilindro del sistema de compactación

Sabiendo que la carrera del cilindro debe ser de 1600 *mm* en 64 segundos aproximadamente, por lo tanto, la velocidad lineal es 25 mm/s. Teniendo en cuenta la siguiente tabla, el factor de carga máximo para la selección es 70%

Tabla 9. Velocidad vs factor de carga máximo (Hidráulicos, SMC Cilindros, 2018).

Velocidad del émbolo (mm/s)	Factor de carga máximo
8 a 100	70%
101 a 200	30%
201 a 300	10%

Como el peso de carga que requerimos es 10 toneladas = 98000 N, entonces la salida requerida del cilindro es:

$$F = \frac{98000}{0.7} = 140000 \text{ N}$$

Esta fuerza resultante equivale a 14.3 toneladas de carga

Para seleccionar el pistón usaremos el catálogo proporcionado por la empresa Glual Hidráulica, la cual, tiene la siguiente serie de pistones hidráulicos de alta capacidad.

Tabla 10. Cilindros KI/KR/KD de Glual Hidráulica (GLUAL Hidráulica, 2009).

Cilindros según normas ISO

KI | KR | KD


CARACTERÍSTICAS KI																					
Norma	ISO 6020/2 - DIN 24554																				
Tipo de construcción	Con tirantes / con brida																				
Presión nominal	160 bar																				
Presión de prueba	240 bar																				
Posición de montaje	indiferente																				
Temperatura ambiente	-20°C...+80°C con estanqueidad tipo 3-8 / -20°C...+160°C con estanqueidad vitón tipo 2																				
Temperatura del fluido	-20°C...+80°C con estanqueidad tipo 3-8 / -20°C...+160°C con estanqueidad vitón tipo 2																				
Fluido	Aceite mineral - Otros fluidos bajo demanda																				
Viscosidad	12...90 cSt																				
Filtración	Grado de filtración según NAS 1638 clase 9...10 a obtener con filtro $\beta_{0.5} = 75$																				
Estanqueidad vástago y pistón	Ver codificación para pedido																				
Ø Pistón (mm)	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200											
Ø Vástago (mm)	12	18	14	22	18	28	22	36	28	45	36	56	45	70	56	90	70	110	90	140	
Velocidad máxima (m/s) Juntas tipo 3	0.5																				
Velocidad máxima (m/s) Juntas tipo 8	1																				
Longitud de amortiguación (mm)	Delantera		20	20	20	27	27	28	29	28	29	30	31	30	31	30	31	38	39	44	45
	Trasera		20	20	27	28	29	33	32	31	38	57									
Carrera mínima (mm)	Sin amortig.		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Con amortig.		45	45	60	65	65	70	70	70	85	110									
Carrera max. (mm) con tirantes			250	300	400	500	600	700	800	1000	1100	1250									
Carrera max. (mm) con brida			250	800	1000	1200	1400	1700	2000	2300	2600	3000									
Tolerancia de carrera	ISO 8135																				

De este catálogo observamos que la presión nominal es de 160 bar, la cual equivale a 16MPa. Si se desea comprobar si este cilindro efectivamente entregará la carga de 14.3 toneladas que se obtuvo en el proceso anterior, procederemos a calcular el diámetro del área de contacto que nos producirá este valor.

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

$$A = \frac{F}{P} = \frac{14.3 * 1000 * 9.8}{16MPa} = 8.76 * 10^{-3}$$

Para este caso, el área de contacto del cilindro se dará en el vástago de este, por lo que, esta área corresponde aproximadamente al área del vástago del cilindro.

Observando el catálogo de la empresa Glual Hidráulica, observamos que, para esta serie de pistones, existen diferentes diámetros para el vástago, por lo que, procederemos a seleccionar un diámetro de vástago que nos produzca la carga que se desea de 14.3 toneladas.

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

$$d = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 8.76 * 10^{-3}}{\pi}} = 105.61mm$$

Por lo tanto, de esta serie de pistones, el pistón que nos entregará una carga de 14,3 toneladas será el que tenga un diámetro de vástago igual o mayor a 105,61mm.

El pistón seleccionado será el siguiente:

Tabla 11. Cilindros KI/KR/KD de Glual Hidráulica (GLUAL Hidráulica, 2009).

Cilindros según normas ISO

KI | KR | KD



CARACTERÍSTICAS KI																						
Norma	ISO 6020/2 - DIN 24554																					
Tipo de construcción	Con tirantes / con brida																					
Presión nominal	160 bar																					
Presión de prueba	240 bar																					
Posición de montaje	indiferente																					
Temperatura ambiente	-20°C...+80°C con estanqueidad tipo 3-8 / -20°C...+160°C con estanqueidad vitón tipo 2																					
Temperatura del fluido	-20°C...+80°C con estanqueidad tipo 3-8 / -20°C...+160°C con estanqueidad vitón tipo 2																					
Fluido	Aceite mineral - Otros fluidos bajo demanda																					
Viscosidad	12...90 cSt																					
Filtración	Grado de filtración según NAS 1638 clase 9...10 a obtener con filtro $\beta_{0.5} = 75$																					
Estanqueidad vástago y pistón	Ver codificación para pedido																					
Ø Pistón (mm)	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200												
Ø Vástago (mm)	12	18	14	22	18	28	22	36	28	45	36	56	45	70	56	90	70	110	90	140		
Velocidad máxima (m/s) Juntas tipo 3	0.5					0.4					0.25											
Velocidad máxima (m/s) Juntas tipo 8	1						0.7															
Longitud de amortiguación (mm)	Delantera		20	20	20	20	27	27	28	29	28	29	30	31	30	31	30	31	38	39	44	45
	Trasera		20	20	27	28	29	33	32	31	38	39	44	45								
Carrera mínima (mm)	Sin amortig.		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—									
	Con amortig.		45	45	60	65	65	70	70	70	85	110										
Carrera max. (mm) con tirantes	250	300	400	500	600	700	800	1000	1100	1250												
Carrera max. (mm) con brida	250	800	1000	1200	1400	1700	2000	2300	2600	3000												
Tolerancia de carrera	ISO 8135																					

3.3.7. Simulaciones en Solidworks

En el estudio por elementos finitos usando solidworks se busca realizar un análisis de cargas en condiciones estaticas, efectuar una investigación de las condiciones de cargas que experimenta la compactadora para condiciones normales de funcionamiento y determinar los factores de seguridad sobre los cuales operan los elementos estructurales de la compactadora.

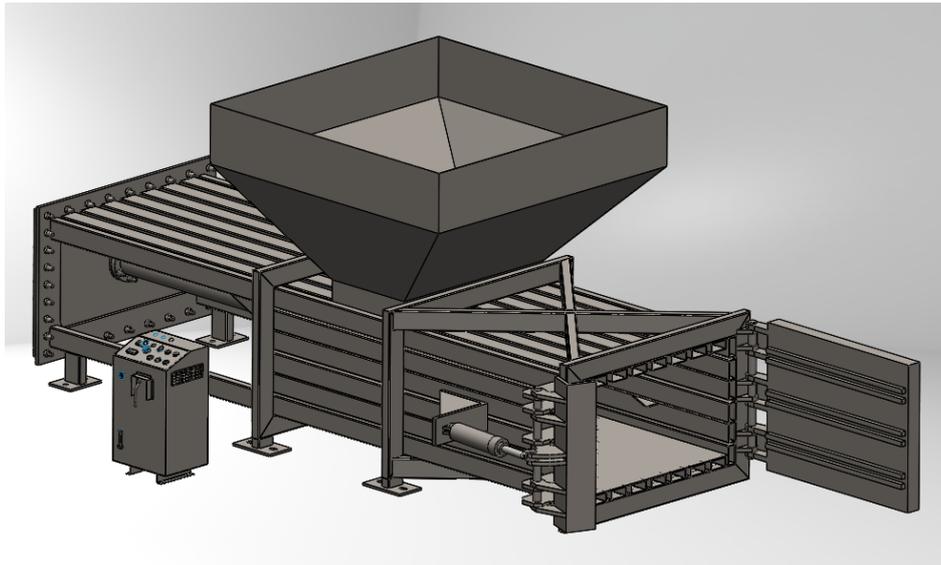


Figura 32. Prensa compactadora

Inicialmente se procede con la construcción de un modelo tridimensional para los diferentes elementos de la máquina con objeto de realizar un análisis sistemático completo de las condiciones de carga bajo las que opera el sistema. Adicionalmente, se recogen los conceptos y métodos de análisis para cuerpos rígidos, con especial atención al diseño de máquinas. De esta forma se aplica un análisis de cargas estáticas para determinar los esfuerzos bajo condiciones de equilibrio. Dicho análisis permite identificar las regiones críticas donde se concentran los mayores esfuerzos en el dominio del sistema. Con esta información se determinan los factores de seguridad de los elementos, y por tanto el nivel de confianza en su operación.

Los parámetros empleados para simular el funcionamiento de la compactadora son la capacidad de compactación (10 toneladas) y las propiedades mecánicas del material de fabricación. El material seleccionado para la fabricación de la compactadora es acero al carbono ASTM A36 y ASTM A500. Sin embargo, para facilidad de simulación se usa solo el acero ASTM A36 ya que tiene un menor límite elástico. La Tabla 11 muestra las propiedades mecánicas del material empleado para efectuar el análisis en Solidworks.

Tabla 12. Propiedades Mecánicas de acero A36 empleadas en el estudio.

Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.26	N/A
Módulo cortante	79300	N/mm ²
Densidad	7850	kg/m ³
Límite de tracción	400	N/mm ²
Límite elástico	250	N/mm ²

Suposiciones

- Se considera condiciones lineales para los elementos de interés, es decir, se aplica la ley de Hooke.
- El material presenta características isotrópicas.

Análisis de Cargas y Esfuerzos

Para el análisis de confiabilidad de la compactadora, primero se debe modelar correctamente las cargas bajo las cuales se encuentra sometida, así como las conexiones o apoyos que mejor simulen su operación. Se estudia el comportamiento de la compactadora al máximo de su capacidad. Con esto se pretende visualizar de manera global cómo reaccionan los componentes a la carga total, es decir, el orden de los esfuerzos que se presentan en los elementos.

En el análisis desarrollado, se estudia por separado el comportamiento y esfuerzos de los 4 componentes principales que conforman la compactadora, estos son cuerpo de la prensa, compactador, compuerta posterior y de descarga.

- **Compuerta de descarga y posterior**

Sujeciones

Para el análisis de la compuerta de descarga y posterior se asume una sujeción de tipo geometría fija en la zona donde se ubican las uniones de los pasadores. Este tipo de sujeción restringe el movimiento y desplazamiento de las superficies que se definan en el proceso de modelado.

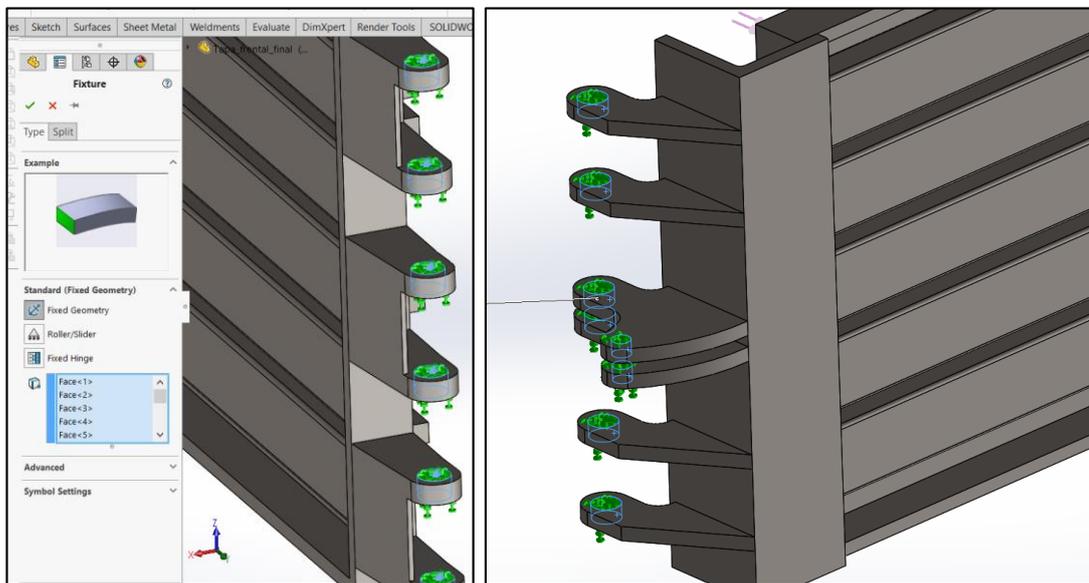


Figura 33. Definición de restricciones para compuerta de descarga.

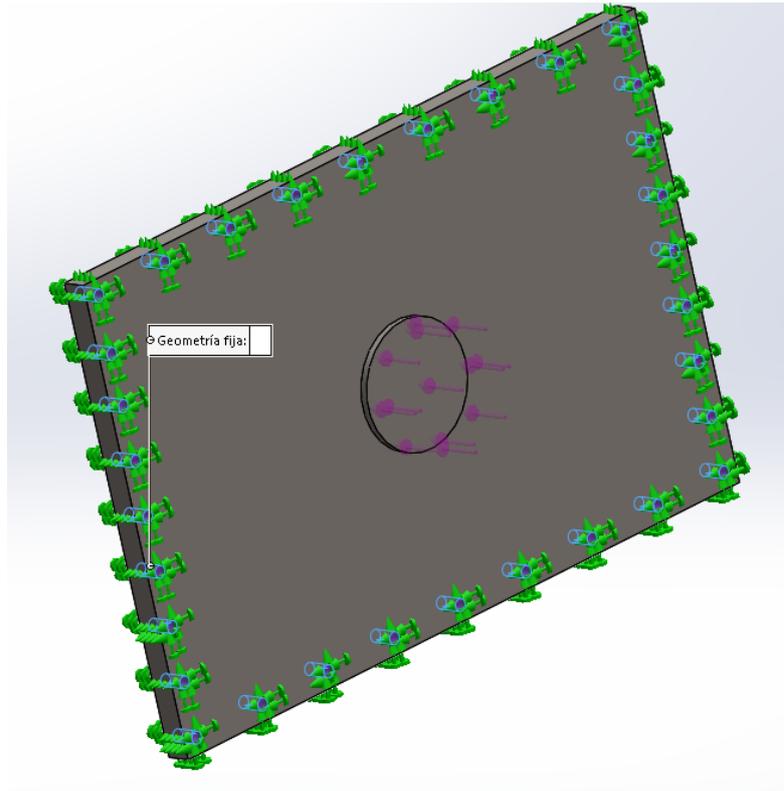


Figura 34. Definición de restricciones para compuerta posterior.

Fuerzas Externas

Se aplica una carga sobre la superficie interior de las paredes de la compuerta, correspondiente a la carga debido al material compactado, y en el caso de compuerta posterior, la fuerza que se genera en el apoyo del cilindro hidráulico. La magnitud de esta carga corresponde a la capacidad de trabajo del cilindro hidráulico, la cual es igual a 10 toneladas (98000 N).

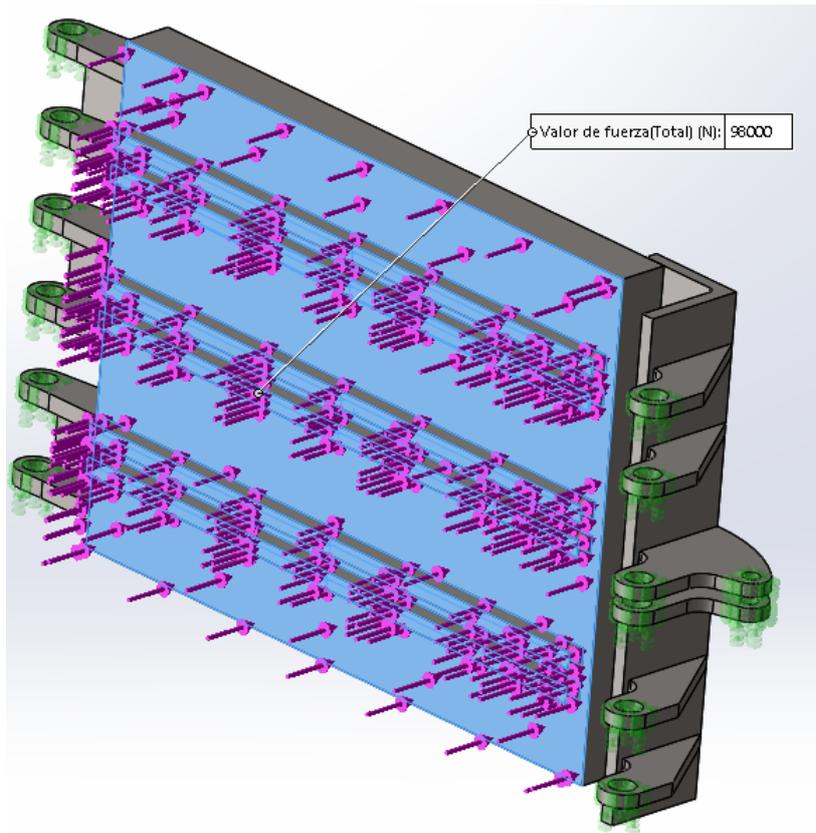


Figura 35. Cargas aplicadas al modelo compuerta de descarga.

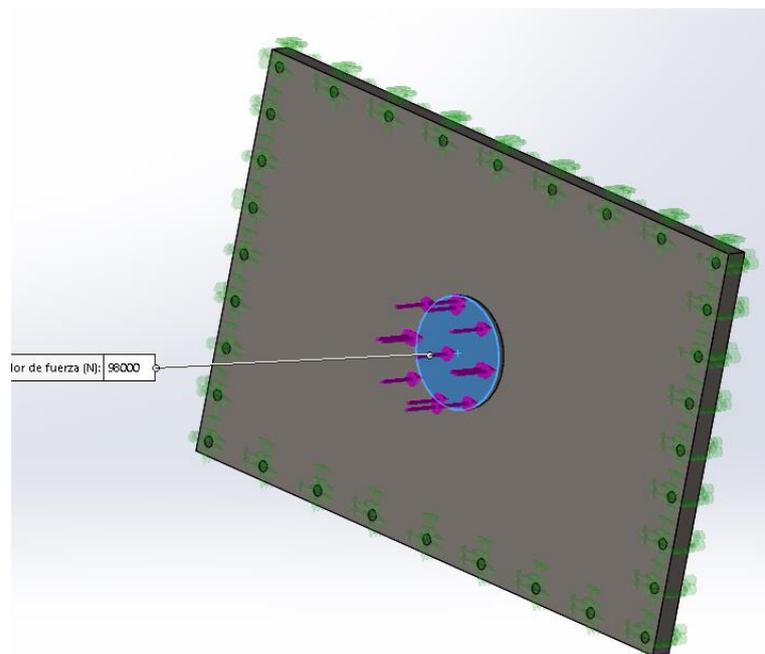


Figura 36. Cargas aplicadas al modelo compuerta posterior.

- **Compactador**

Sujeciones

En lo correspondiente al análisis del compactador, se asume que el cilindro se comporta como un elemento rígido, esto nos permite suponer que cuando el cilindro alcanza su recorrido máximo, la zona de acople entre el cilindro y el compactador se comporta como una geometría fija. Este tipo de sujeción se aplica al modelo para poder efectuar el análisis estático.

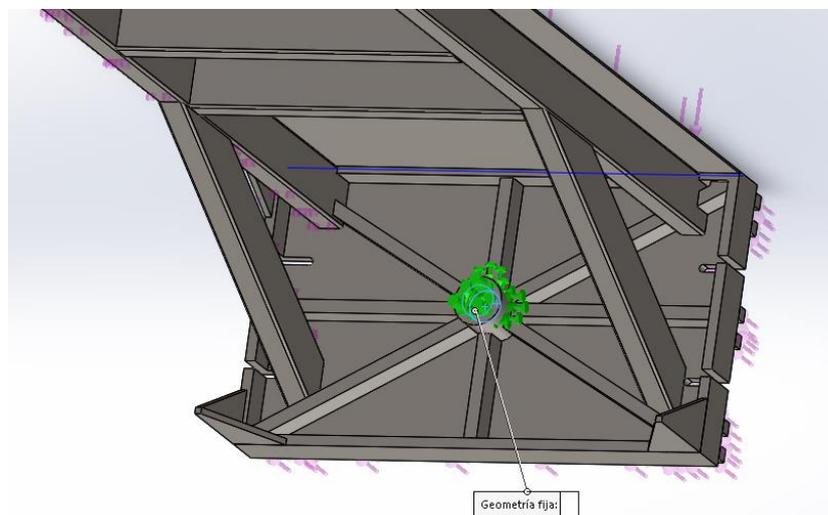


Figura 37. Definición de restricciones para Compactador.

Fuerzas Externas

El compactador es el elemento que se encarga de ejercer la fuerza de compactación a lo largo del eje X sobre las botellas, esta fuerza provoca una reacción equivalente, que en su magnitud máxima es equivalente a 10 toneladas (98000 N) y actúa sobre la cara exterior del elemento; y por la parte superior recibe el peso generado por el plástico que para cuestión de simulación se le ha dado un valor de 980 N que equivale a 100 kg.

El compactador posee unas guías que facilitan el conformado del material compactado y ayudan a aumentar la rigidez de la plancha en las direcciones en las cuales están dispuestas. Con esta disposición, aplicando las condiciones de contorno y fuerzas que actúan sobre el elemento, se obtiene la siguiente distribución de fuerzas dentro de la estructura.

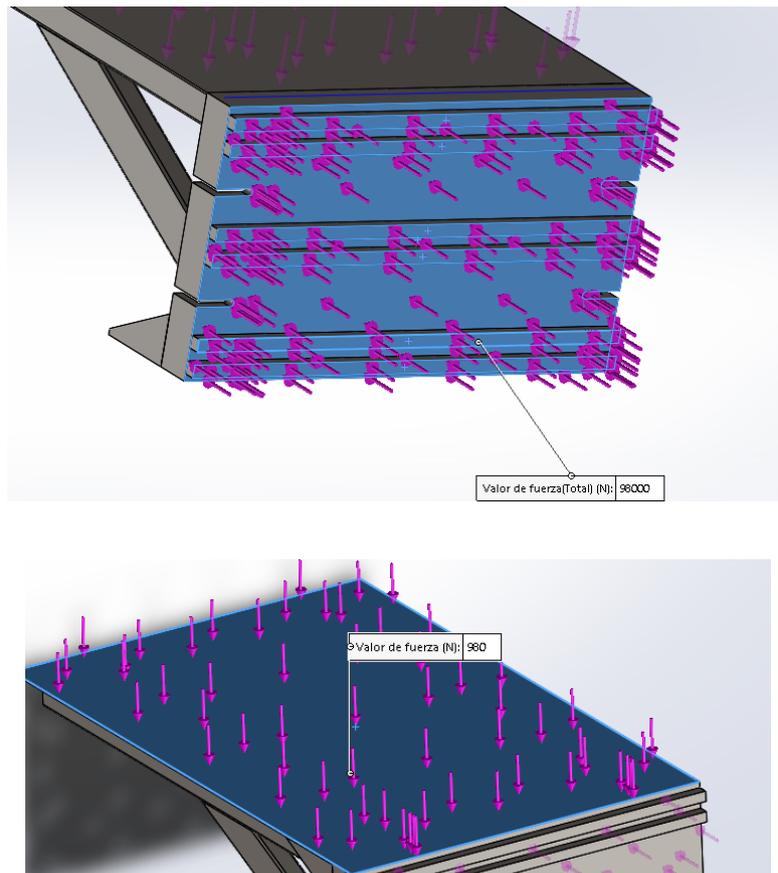


Figura 38. Cargas aplicadas al modelo del compactador.

- **Cuerpo**

Sujeciones

El cuerpo es una estructura rígida que posee juntas resistentes sujetas a momentos flexionantes. Está constituido por perfiles estructurales, los cuales otorgan la rigidez y

estabilidad para la fase de compactación. Para simular correctamente el comportamiento del cuerpo, se agrega en la zona de las conexiones para anclaje una sujeción tipo geometría fija.

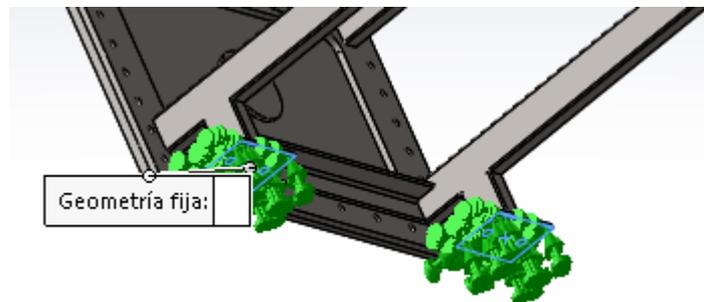


Figura 39. Definición de restricciones fijas para el cuerpo de la prensa.

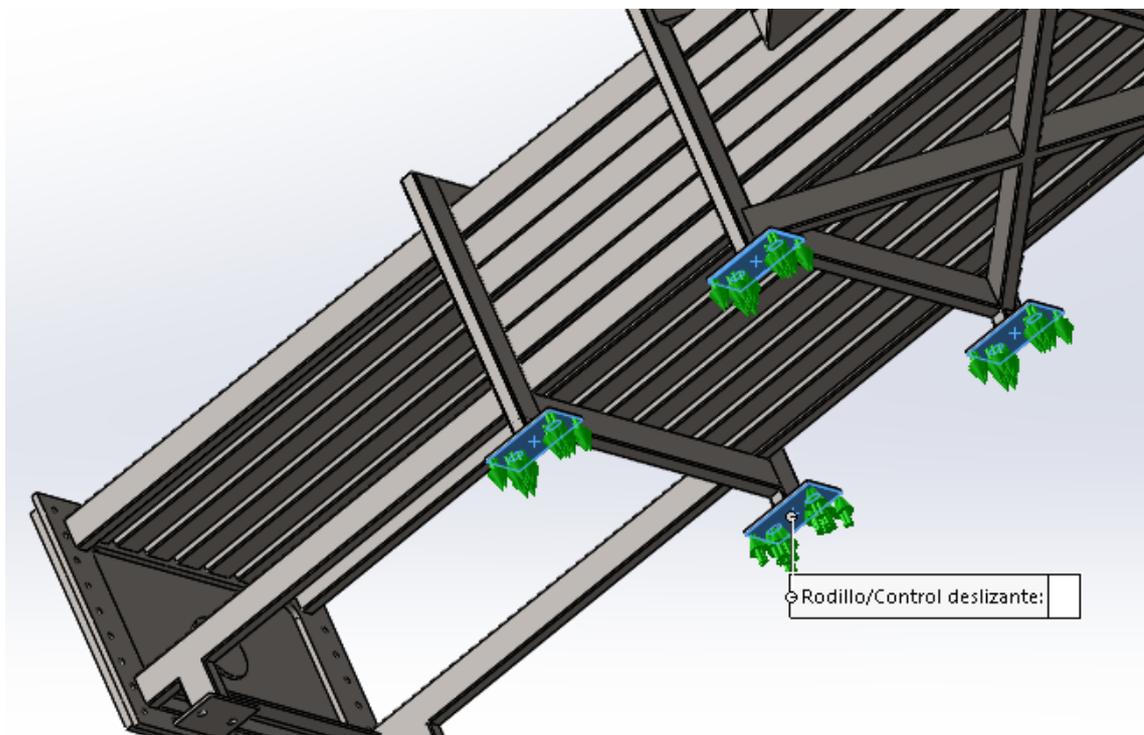


Figura 40. Definición de restricciones Rodillo/Control deslizante para el cuerpo de la prensa.

Fuerzas Externas

En el cuerpo se ejercen dos tipos de fuerzas: longitudinales y transversales. Las cargas longitudinales se atribuyen a la fuerza de empuje que ejerce el cilindro hidráulico y el material compactado durante la operación de la máquina. La magnitud de la carga que ejerce el cilindro hidráulico cuando trabaja a su máxima capacidad se transmite a través de la compuerta posterior y de esta hacia el cuerpo provocando que se genere una carga iguala a 10 toneladas (98000 N) en la zona de acople (brida rectangular) entre la compuerta posterior y el cuerpo.

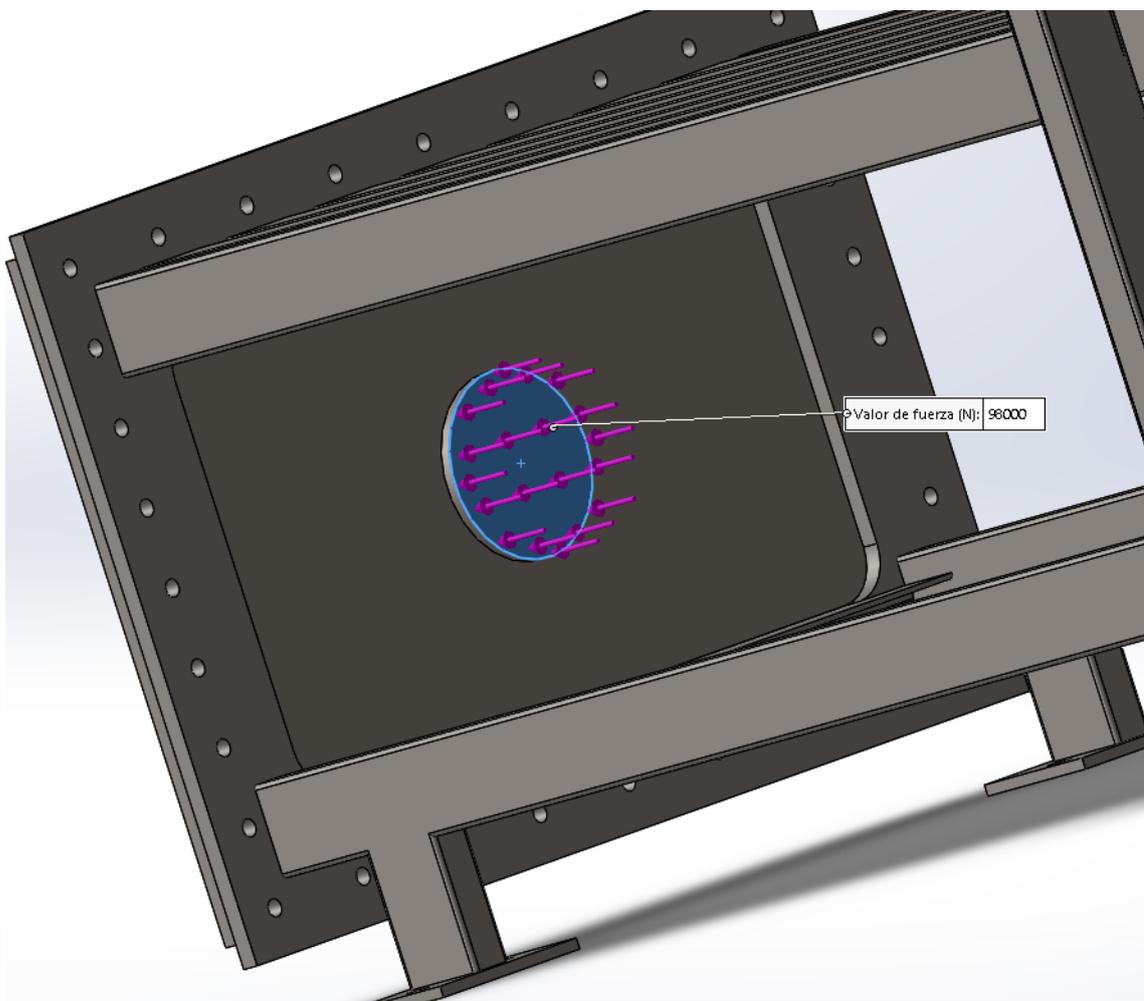


Figura 41. Cargas aplicadas en la parte posterior del cuerpo.

Por otra parte, en la zona de compactación se deben considerar que cuando el material se compacta, este se deforma en los tres ejes principales, provocando que se generen cargas en las direcciones x, y, z. Para la dirección en x se asume que la carga completa se transmite hasta la compuerta frontal provocando que se genere una fuerza iguala 5 toneladas (49000 N) en cada lado de las uniones donde van los pasadores..

Finalmente al ser una simulación con un mallado muy fino, lo que significa que se obtendrán resultados más certeros, para las fuerzas actuantes en el sentido transversal (plano Y y Z), se la obtuvo usando al coeficiente de Poisson para hallar el esfuerzo transversal por tubo, esta dio como resultado $87.4kPa$. Este resultado lo dividimos para los 22 tubos que principalmente reciben el esfuerzo y se obtiene que cada tubo recibe un esfuerzo de $4kPa$, lo que, al multiplicarlo por el área mayor ($2m \times 0.1m$) significa que por cada cara en contacto reciben una carga de 800 N por cada tubo. Esto da un resultado de $17640 N$ en total. Por lo que para cuestión de análisis se le da un valor total de $20000 N$ que se transmite en las direcciones y, z. Además, a los 4 tubos que están en contacto con el PET, solo la mitad, se le da un valor de carga de $500 N$.

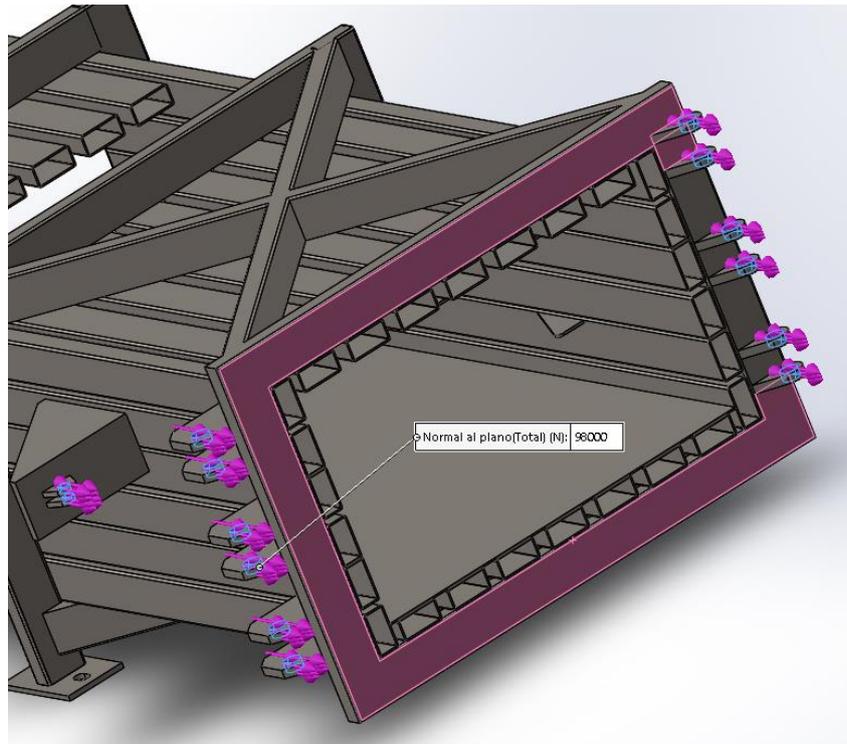


Figura 42. Cargas aplicadas en parte delantera del Cuerpo de la prensa.

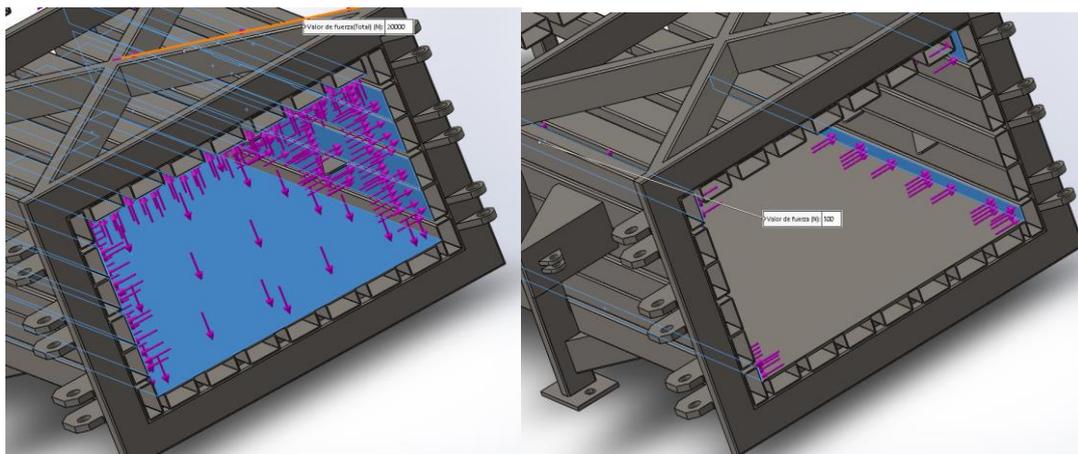
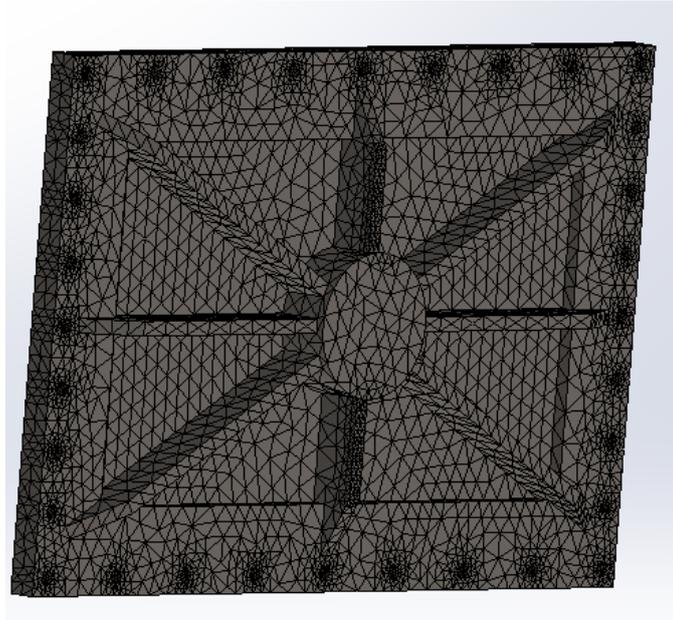
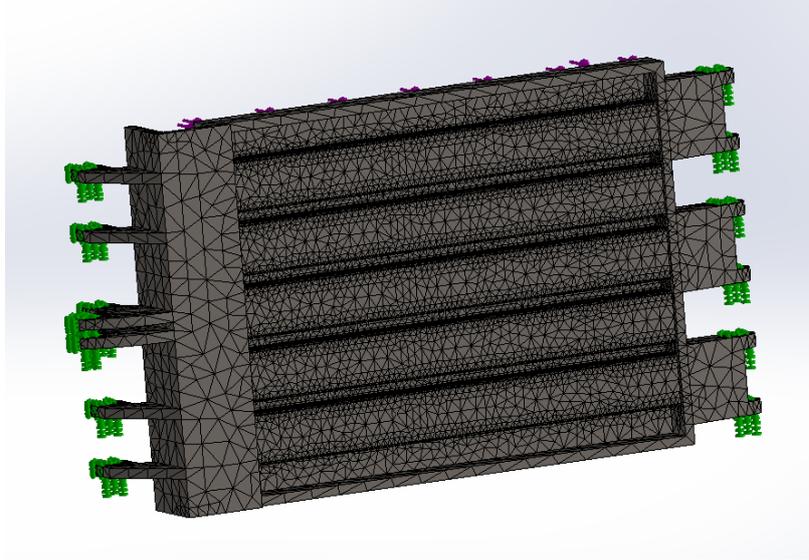


Figura 43. Cargas aplicadas en parte interna del cuerpo de la prensa.

Mallado del Modelo

Para la creación de la malla de los elementos de la compactadora, se procede con un refinamiento en aquellas zonas donde se presentan concentraciones de esfuerzos con un control de mallado con un grado de mallado muy fino. Esto significa que el tamaño de

los elementos tetraédricos que conforman la malla en las zonas donde ocurre un cambio de sección, es más pequeño en comparación al resto de elementos de la malla. El procedimiento se aplica para determinar con un mayor nivel precisión los esfuerzos en aquellas zonas críticas, y de este modo mejorar el rendimiento del análisis.



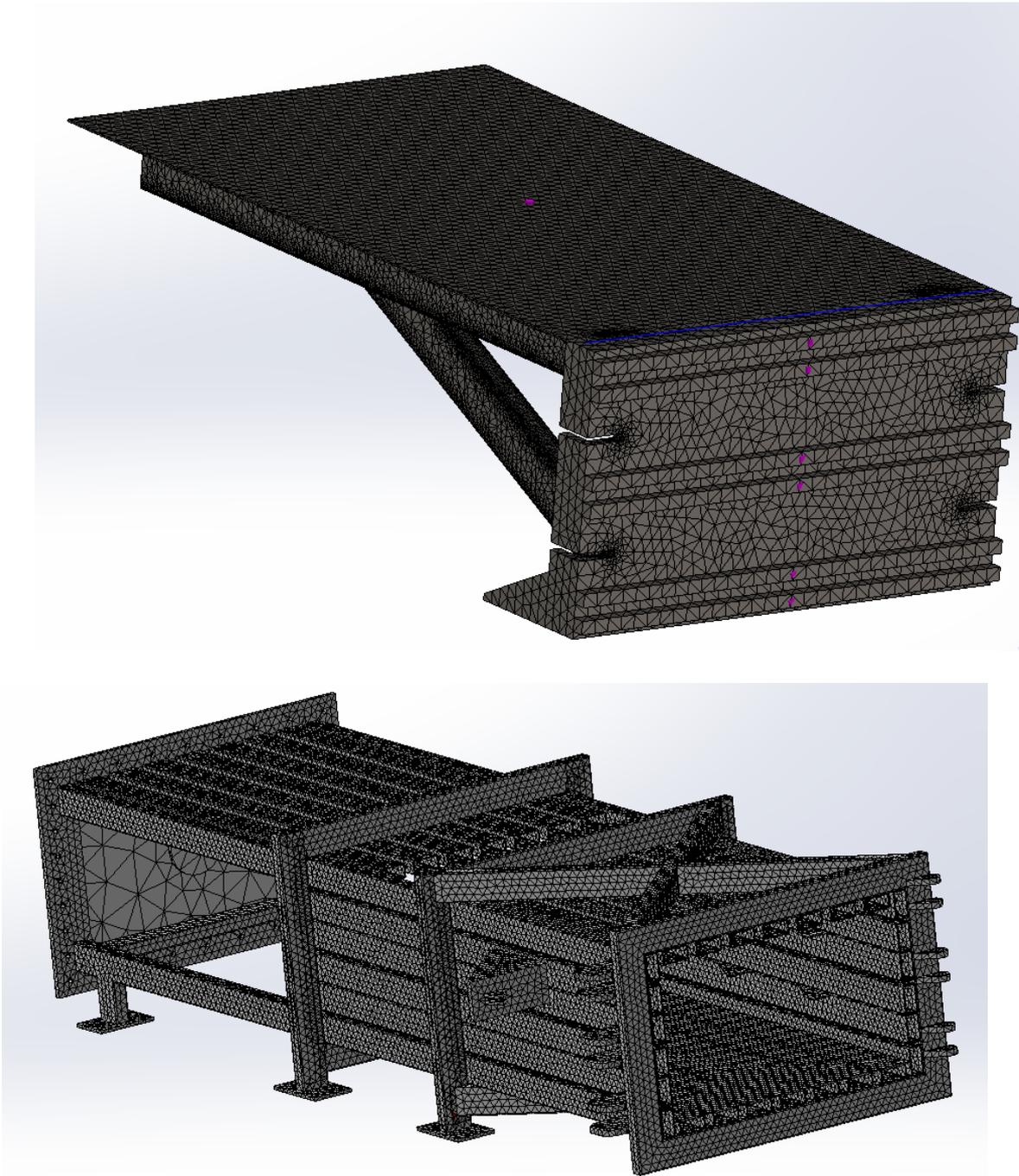


Figura 44. Proceso de mallado de los elementos estructurales.

Resultados de la simulación

- **Esfuerzos**

Se muestran los resultados de las simulaciones para las tensiones equivalentes de Von Mises. Se observa que, como era de esperarse, para las compuertas posterior y frontal los mayores esfuerzos se concentran en la zona central de la placa, razón por la cual se han colocado nervios o tubos rectangulares. Se destaca que todas las tensiones se encuentran por debajo del valor del límite de fluencia.

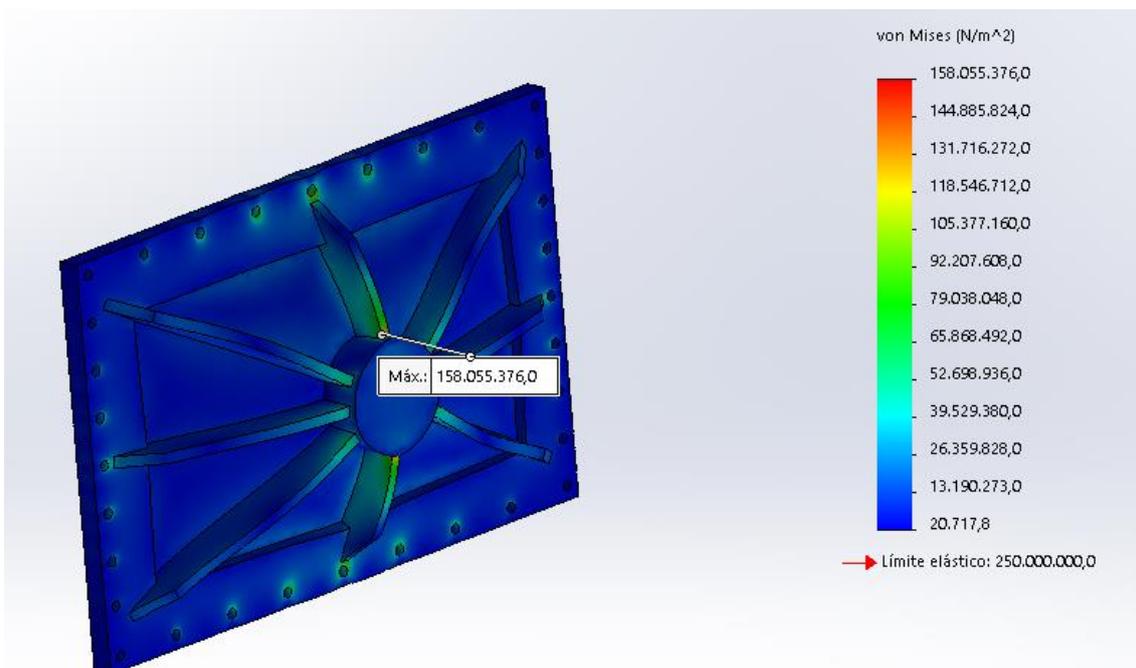


Figura 45. Flujo de Tensiones Equivalentes sobre la compuerta posterior.

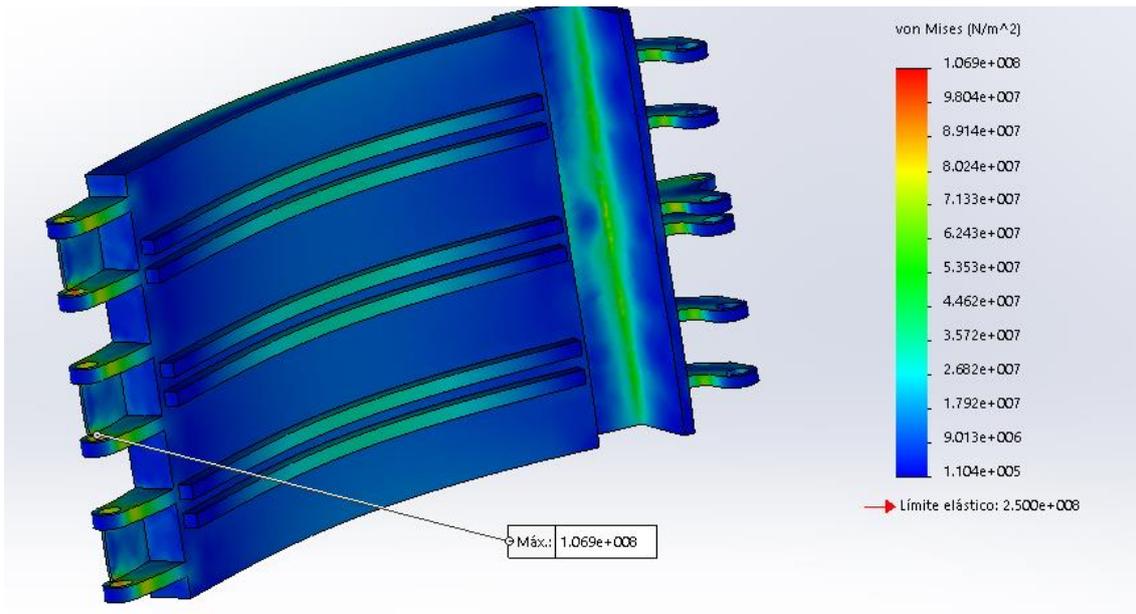


Figura 46. Flujo de Tensiones Equivalentes sobre la compuerta delantera.

Para el compactador, en la gráfica se puede observar que los esfuerzos se concentran en el centro de la placa compactadora, sin embargo cuentan con magnitudes menores al límite de fluencia.

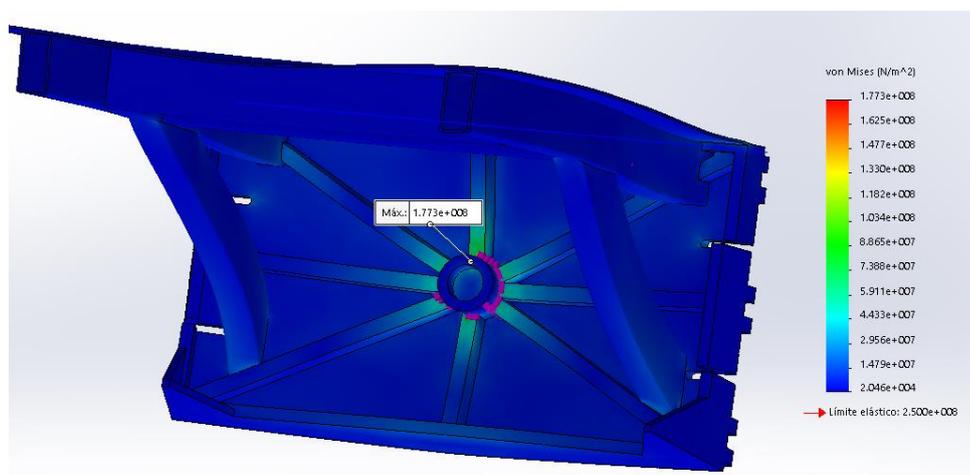


Figura 47. Flujo de Tensiones Equivalentes sobre el compactador.

Finalmente se presentan los resultados de tensiones para el cuerpo, se tiene un escenario donde los esfuerzos se concentran en la parte inferior derecha de la compuerta, lo cual se debe a que es uno de los lados que soporta las 5 toneladas, por lo que se ve afectada. También en la parte inferior de la brida de acople con la compuerta posterior los esfuerzos se concentran. Esto se produce debido a que la zona cuenta con una menor rigidez en comparación con el resto del cuerpo. Sin embargo, el esfuerzo máximo no sobrepasa el límite de fluencia.

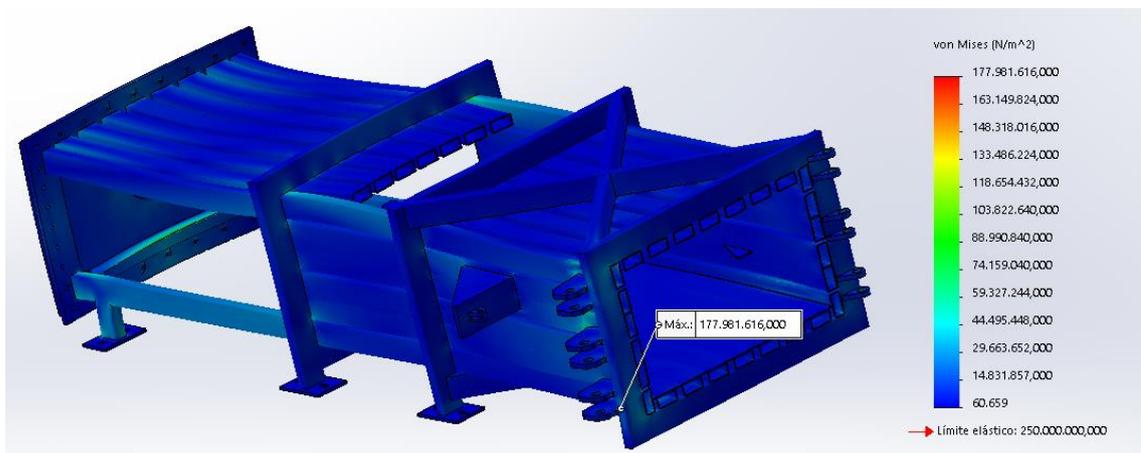


Figura 48. Flujo de Tensiones Equivalentes sobre el cuerpo de la prensa.

- **Factor de Seguridad**

Este apartado describe, según la teoría de esfuerzos admisibles, el índice de relación (Resistencia/Carga) en los elementos de la compactadora. Este índice enmarca los diferentes tipos de esfuerzos bajo los cuales opera la estructura, sean estos de tracción o cortantes. Usualmente se emplean valores superiores a 1.4, siendo los menores a 1 indicativo de sobrecarga en el elemento. En las ilustraciones se puede observar que los elementos que conforman la compactadora experimentan esfuerzos por debajo de la resistencia del material para las condiciones de carga estudiadas.

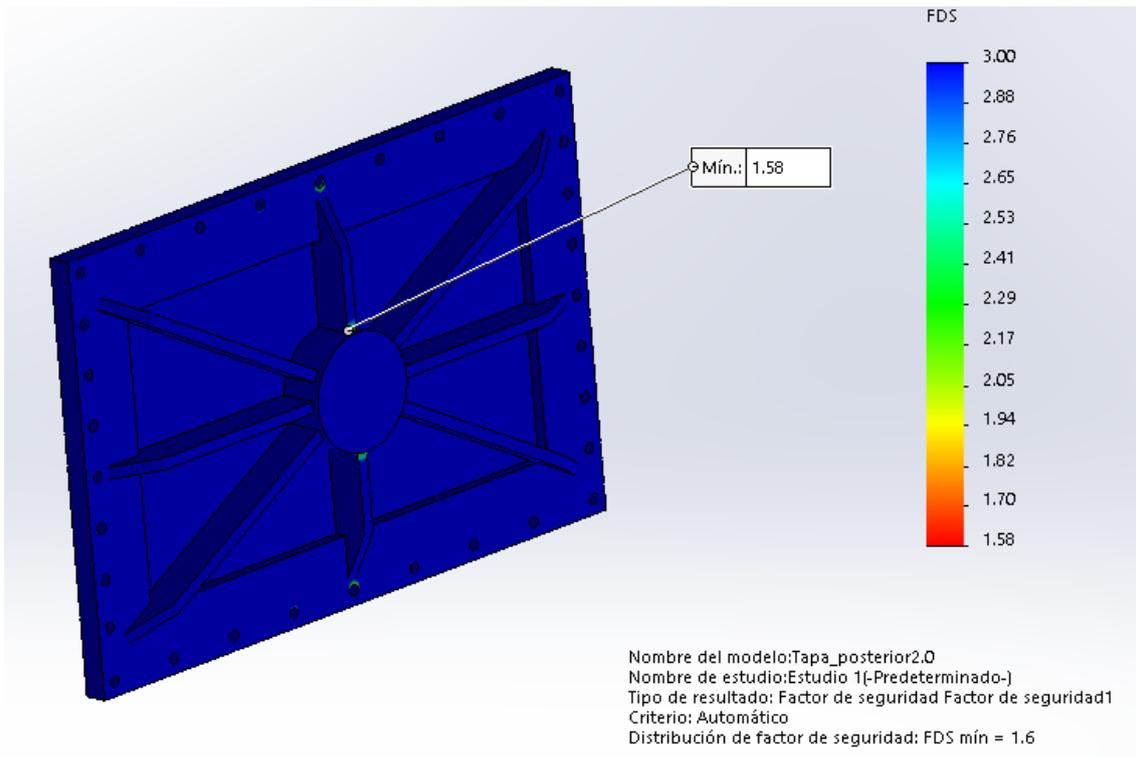


Figura 49. Factor de seguridad para la compuerta posterior.

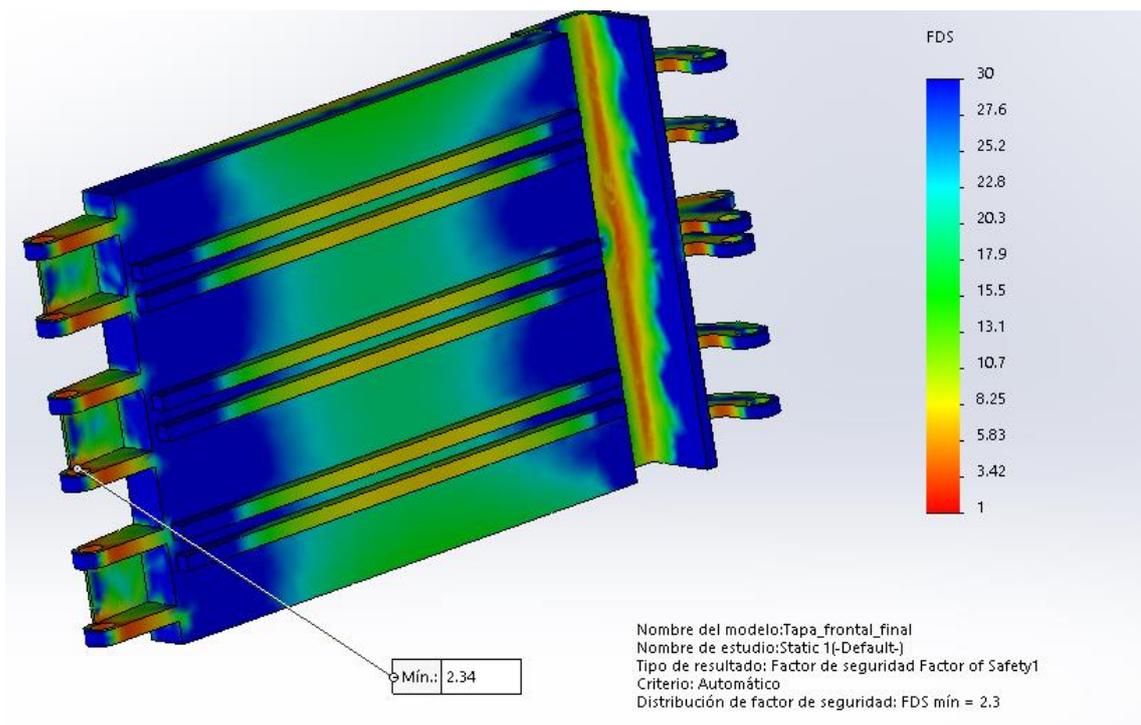


Figura 50. Factor de seguridad para la compuerta frontal.

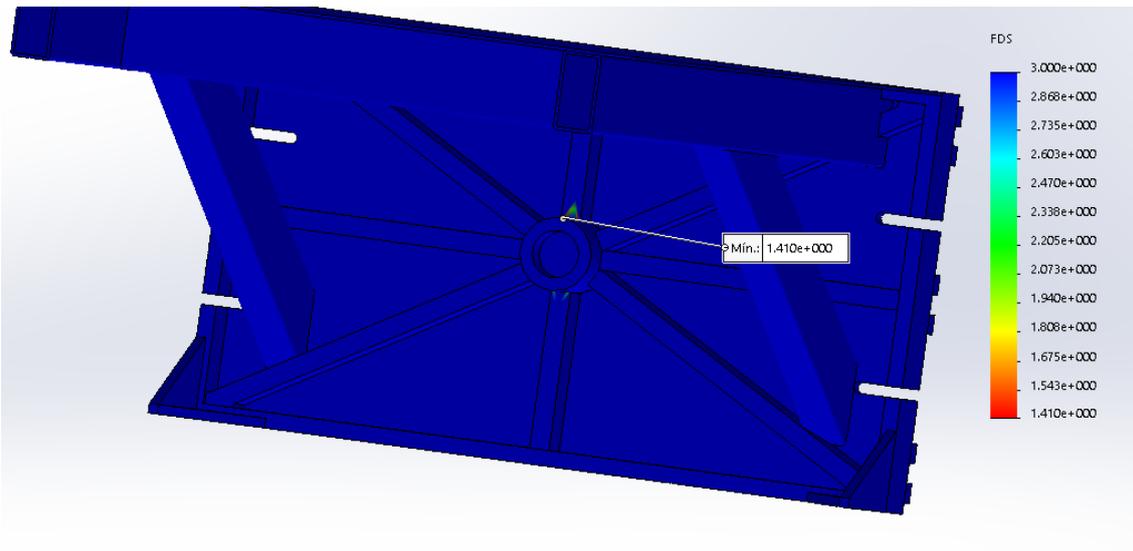


Figura 51. Factor de seguridad para el compactador.

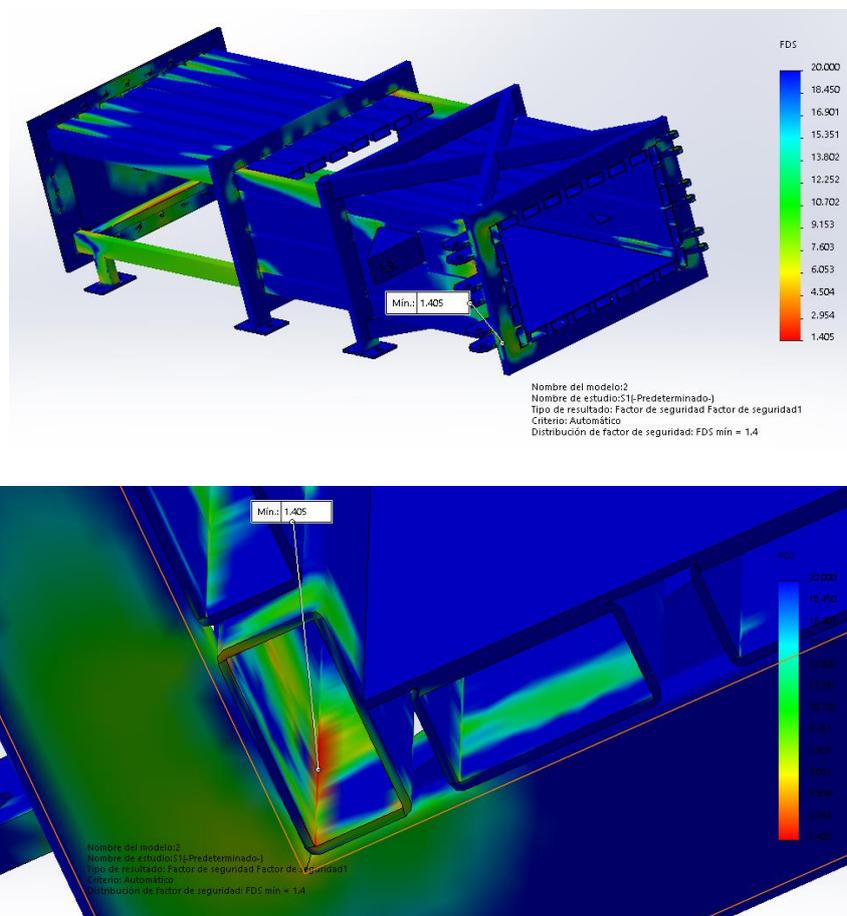


Figura 52. Factor de seguridad para el cuerpo.

5. Manual de uso del equipo.

Para operar el equipo:

- Asegúrese que la compuerta de descarga está cerrada y asegurada con el retenedor de la compuerta y pistón hidráulico.
- Coloque el plástico PET por la parte superior de la tolva hasta que se vea que está llena.
- Accione la palanca de la central hidráulica que mueve el cilindro hidráulico hacia adelante.
- Cuando llegue a la presión en “psi” (en el manómetro) establecidos para una carga de 10 toneladas, vuelva al estado inicial la palanca que acciona la compresión y accione la palanca de retorno.
- Realice el paso anterior 6 o 7 veces para llegar a tener una paca entre 70 a 80 kg de PET reciclado. (Siempre tenga en cuenta que puede compactar más, solo si aún hay espacio para poder pasar el cable o la piola a través de las ranuras del compactador para poder amarrar la paca).

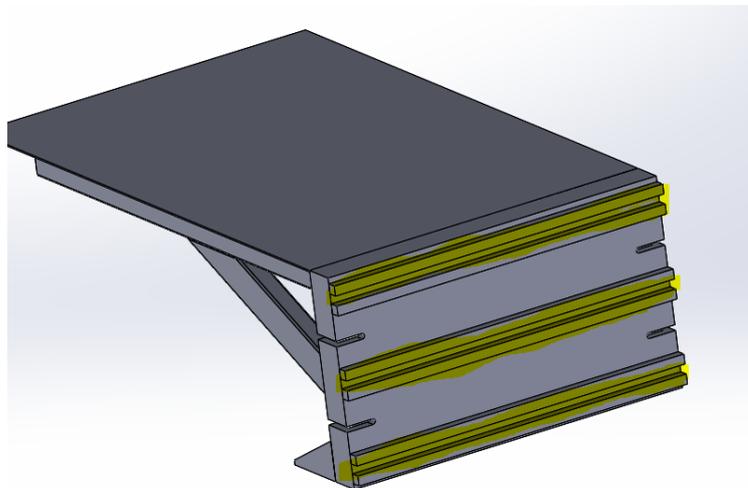


Figura 54. Ranuras del compactador.

- Una vez completado el paso anterior, cruce la piola o cable a través de la ranura del compactador para amarrar el producto de PET compactado.
- Antes de continuar con el siguiente paso, asegúrese de no estar cerca de la compuerta de descarga ya que esta puede abrirse de manera rápida.
- Accione la palanca que abre la compuerta.
- Finalmente accione la palanca del compactador para expulsar la paca de PET reciclado.
- Repita el ciclo para hacer otra paca.

6. Conclusiones y recomendaciones.

- Se logró diseñar una máquina con una capacidad de compactación mayor a 110kg/h de plástico PET. Es decir, satisfacer la demanda de Babahoyo con respecto al reciclaje de plástico PET.
- El precio de la máquina compactadora tiene un precio competente y es ideal para el mercado del reciclaje en Babahoyo.
- La compactadora de plástico es de fácil uso ya que solo se necesita una persona para su operación.
- Las simulaciones de las diferentes partes de la maquina permitieron comprobar que todos los cálculos están realizados correctamente y los esfuerzos no superan el límite de fluencia.
- Los resultados de factores de seguridad indican que el diseño de la compactadora funcionará de forma segura y estable para las cargas y condiciones de diseño establecidas en este informe.

- Se logró saber cómo está la industria del reciclaje PET en la ciudad de Babahoyo.
- El mercado del reciclaje en el Ecuador y específicamente en Babahoyo, aún se encuentra primitivo, es decir, no se ha explotado su potencial al máximo. Esto lo vuelve una oportunidad para emprendedores que buscan, aparte de crear riqueza, ayudar a mejorar el medio ambiente.

Recomendaciones:

- Realizar la construcción física de la máquina.
- Mejorar la automatización de la prensa haciendo que se realice un amarre automático de la paca.
- Hacer un sistema de banda transportadora para poder llevar el PET suelto desde el suelo hasta la tolva.

7. Bibliografía

- BBC Mundo. (2017, diciembre 11). 5 gráficos para entender por qué el plástico es una amenaza para nuestro planeta. *BBC*. Recuperado el 19 de marzo de 2018 desde <http://www.bbc.com/mundo/noticias-42304901>
- Beer, F., Johnston, E. R., DoWolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2013). *Mecánica de Materiales*. México DF: Mc Graw Hill Education.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley 9a*. México: McGraw Hill.
- Calderón, M., Martinelli, M., Alvarez Igarzabal, C., & Strumia, M. (Enero de 2007). Diseño de una asignatura sobre la ciencia de los polímeros. *Revista Iberoamericana de Polímeros Calderòn*, 8(1).
- Consejo Nacional de Planificación. (2017). *Plan Nacional para el Buen Vivir 2013-2017*. Quito. Recuperado el 14 de Septiembre de 2018, de https://www.unicef.org/ecuador/Plan_Nacional_Buen_Vivir_2013-2017.pdf
- Cuevas, K. (25 de Mayo de 2017). El plástico tarda miles de años en descomponerse. Televisa.
- Database, P. P. (2018). *Polymer Properties Database*. Recuperado el 19 de Septiembre de 2018 de <https://polymerdatabase.com/polymer%20physics/Poisson%20Table.html>
- Díaz Coutiño, R. (2011). *Desarrollo sustentable*. México, D.F.: McGraw-Hill Interamericana.

- Diseños y Mantenimiento MAR S.A. (2018). *DIMARSA*. Recuperado el 19 de Septiembre de 2018 de <http://www.dimarsa.com.mx/phone/prensas-compactadoras.html>
- Enríquez, C. (2017, Marzo 3). La industria invirtió menos en maquinaria durante el 2016. *El Comercio*. Recuperado el 10 de marzo de 2018 desde <http://www.elcomercio.com/actualidad/industria-inversion-maquinaria-ecuador-importaciones.html>
- Espinoza, E. A. (2009). *Modelo de gestión de residuos plásticos*. Mensoza-Argentina: II Simposio Iberoamericano de Ingeniería de Residuos.
- Follain, L. (7 de Septiembre de 2018). Reciclaje de PET en Babahoyo. (J. Tapia, Entrevistador)
- García, S. (2009). REFERENCIAS HISTÓRICAS Y EVOLUCIÓN DE LOS PLÁSTICOS. *Revista Iberoamericana de Polímeros*. Recuperado el 19 de marzo de 2018 desde <http://www.ehu.eus/reviberpol/pdf/ENE09/garcia.pdf>
- GLUAL Hidráulica. (2009). *GLUAL HIDRÁULICA*. Obtenido de GLUAL HIDRÁULICA el 10 de noviembre de 2018 desde https://www.glual.com/pdf/catalogos/catalogo_industrial.pdf
- González, S. y Muñoz, M. (2016, febrero). Reciclaje: Una industria en bruto. *Ekos*. Recuperado el 15 de marzo 2018 desde <http://www.ekosnegocios.com/revista/pdfTemas/1374.pdf>
- Hibbeler, R. C. (2006). *Mecánica de materiales*. Pearson educación.
- Hidráulicos, SMC Cilindros. (2018). *SMC Cilindros hidráulicos*. Recuperado el 15 de marzo 2018 desde

https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/local/ES/cilindros_hidraulicos/CH_cat_es.pdf

Iniciativa Regional para el Reciclaje Inclusivo (IRR). (2015). Quito. Recuperado el 19 de Septiembre de 2018 de <https://reciclajeinclusivo.org/wp-content/uploads/2016/04/Reciclaje-Inclusivo-y-Recicladores-de-base-en-EC.pdf>

Industrias Metálicas de Monclova SA. (2017). *IMMSA*. Recuperado el 19 de Septiembre de 2018 de <http://www.immsa.com/web/index.php/es/prensas-compactadoras-verticales>

IPAC. (2018). *IPAC ACERO*. Recuperado de Tubería Estructural Rectangular el 19 de Septiembre de 2018 de <http://www.ipac-acer.com/assets/img/upload/big/95891c0348dfe68eb9c00d42832ef9ba.pdf>

La Hora. (2011, julio 4). El reciclaje crece en Babahoyo. *La Hora*. Recuperado el 5 de marzo de 2018 desde <https://lahora.com.ec/noticia/1101167610/home>

Leal, L. (2002). *Estudio de los conocimientos, conductas, actitudes y recursos de los estudiantes de la ULPGC ante la gestión de los residuos, para la aplicación de una estrategia de educación ambiental basada en el modelo PRECEDE-PROCEDE*. Tesis de Doctorado en Biología, Universidad de Las Palmas de Gran Canaria, Biología, España.

Lund, H. (2000). *Manual de Reciclaje*. México: Mc. Graw-Hill.

NORTON, R. L. (2011). *DISEÑO DE MÁQUINAS Un enfoque integrado*.

Ríos, L. C., y Roncancio, E. (2007). Análisis y desarrollo de un programa de selección rápida de factores de seguridad, para diseño de elementos mecánicos. *Scientia et technica*, 1(1), 255-260.

Suarez, G., & Del Carmen, D. (1999). *La comprensión del concepto de desarrollo sostenible se facilita al colocarlo en la perspectiva de los siguientes aspectos de orden social y ambiental*. Universidad Centroccidental Lisandro Alvarado, Lara.

Velilla, W., Montero, D., Pérez, O., & Álvarez, R. (2010). Metodología de diseño conceptual para la selección de un sistema manipulador de tambores para camiones de carga. *Prospect*, Vol. 8, No. 1, 53-62.

Wilhelm, R. (2008). Códigos de identificación de resinas. *ASTM Standardization News*.

Recuperado de

https://www.astm.org/SNEWS/SPANISH/SPSO08/wilhelm_sps08.html

8. Anexos

8.1. Experimentos y recolección de información.

- **Análisis del reciclaje en Babahoyo mediante entrevistas.**

- Resumen de la entrevista con Euclides Vargas, gerente de la Recicladora

Carolina:

Lleva 32 años en el negocio del reciclaje, Compran todo tipo de desechos sean metales y no metales. Entre estos desechos, particularmente en la compra del plástico PET lleva 5 años. Este material se compra para enviarlo y venderlo posteriormente a una recicladora de la ciudad de Guayaquil, la cual se omite el nombre. Esta recicladora compra y vende aproximadamente entre 1000 kg a 2000 kg por semana y está ubicada en las calles 18 de mayo y García Moreno. Precio que paga actualmente esta empresa por kilo de PET es de \$0.50.

- Resumen de entrevista con David Castro, Administrador y operador de la Recicladora Babahoyo.

En esta recicladora se compra y se vende aproximadamente entre 1000 kg a 1500 kg por semana, esta recicladora vende su producto compactado de botellas PET a una empresa en Santo Domingo, la cual se omite el nombre. Esta empresa compra el kilo de PET a \$0.55.

- Resumen de entrevista con Luis Follain, gerente de RECMAT

“Veo complicado este negocio porque hay más competencia y se especula que hay mucho lavado de dinero con el negocio del reciclaje” (Follain, 2018). Estas empresas que presuntamente lavan ofrecen precios con los cuales no se puede competir, Luis trabaja con la empresa de Mario Bravo y comenta que ni la Matriz de Grupo Mario Bravo le puede pagar los precios que pagan algunas nuevas empresas que presuntamente lavan. Además, comenta que hace aproximadamente 2 años el

vendía hasta 100 toneladas mensuales y ahora llega a comprar y vender PET con pesos entre las 20 a 25 toneladas al mes. Se omite, los proveedores. En esta empresa es la que actualmente más paga por kilo de PET, a \$0.65 el kilo.

- Resumen de entrevista con Manuel Pacheco dueño de recicladora Recimetal.

Según Pacheco, lo que más se recicla es el plástico PET. En esta empresa se paga el kilo de PET \$0.60. Actualmente se recicla 2 toneladas semanalmente, él le vende sus botellas PET a Luis Follain.

- Resumen de entrevista con Victor Chavez dueño de recicladora “Comisariato de la chatarra”

Actualmente ha disminuido la compra del plástico PET por la competencia, aquí se compra el kilo de PET a \$0.50. Sin embargo, se logra comprar y vender aproximadamente 1000 kg por semana.

- Resumen de entrevista a Paul Ramirez administrador y operador de la Recicladora la Grandeza de Dios.

En esta empresa se logra comprar y vender aproximadamente 2000 kg por mes, es decir, aproximadamente 500 kg semanales, actualmente se paga por cada kilo de PET \$0.60. Se compra el PET y se lo compacta mediante el uso de una prensa hidráulica.

Tomando en cuenta que los centros de acopio mencionados de la ciudad de Babahoyo poseen una cantidad de compra y venta de plástico PET entre los 500 kg y 6000 kg se toma en cuenta la media que debe compactar la prensa, de todas las muestras obtenidas mediante las entrevistas. Adicionalmente, obtenemos la mediana y la moda, para saber los valores de tendencia central.

Tabla a: Compra y venta aproximada en (kg/semana)

Recicladora	Compra y venta aproximada en (kg/semana)
Grandeza de Dios	500
Don Chavez	1000
Jenny Cabezas	1500
Pacheco	2000
Euclides Vargas	2000
Luis Follain	6000

Fuente: Elaboración propia

En esta tabla se puede distinguir claramente que la mediana es de 1750 kg por semana y la moda es de 2000 kg por semana.

$$\bar{X} = \frac{2000 \text{ kg} + 1500 \text{ kg} + 6000 \text{ kg} + 2000 \text{ kg} + 1000 \text{ kg} + 500 \text{ kg}}{6}$$

$$\bar{X} \approx 2200 \text{ kg}$$

En este caso sería cumplir con la demanda media de 2200 kg compactados en la semana. Con este resultado sabemos que se debe poder compactar como mínimo 55kg por hora en el caso que se trabaje las 8 horas en los 5 días laborales de la semana.

- **Masa final de la paca compactada.**

Se realizó un análisis experimental y de investigación con la prensa usada en la recicladora Grandeza de Dios, con esto se obtuvo que bajo las condiciones de compactación con una carga de 10 toneladas y con unas dimensiones de 0.81 m * 0.60 m * 0.95 m, la paca compactada tenga una masa de 70 kg, por lo que haciendo una regla

de tres cambiando las dimensiones volumétricas a la del diseño presente $0.93 \text{ m} * 0.53 \text{ m} * 1 \text{ m}$ obtenemos que la paca será de aproximadamente 75 kg .

- **Masa que va a compactar en cada ingreso del material PET.**

Para la alimentación de la maquina se asume que ingresa el volumen de plástico de la figura a, el cual es comprimido en cada aplastamiento que genera el actuador. Este volumen está definido por la suma del volumen del área cuadrada y el volumen del área triangular.

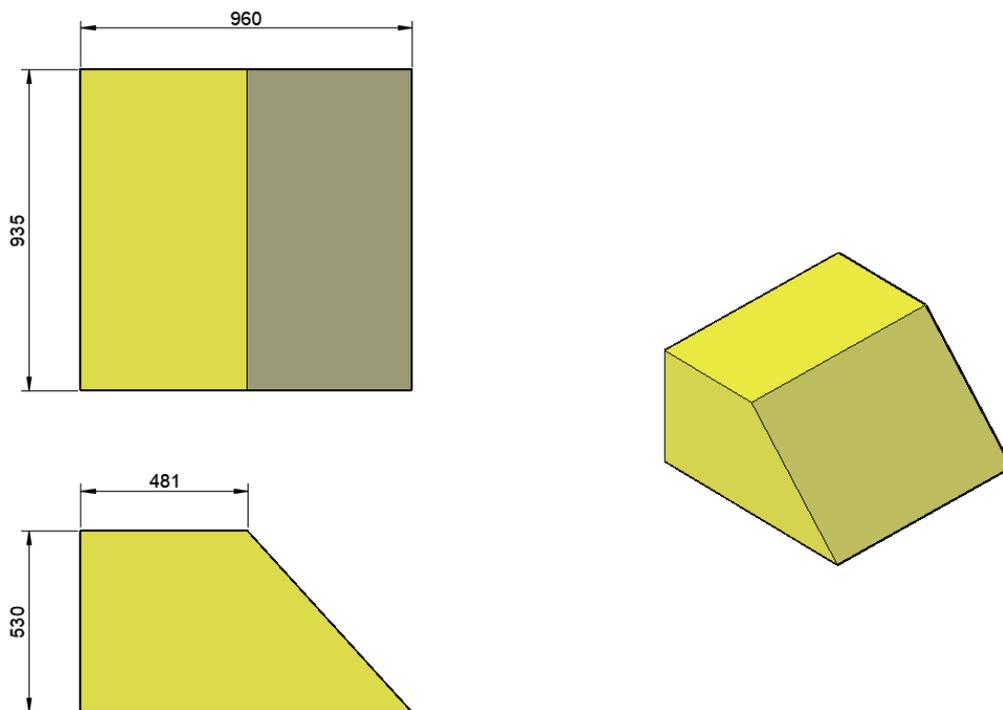


Figura a: volumen de plástico que ingresa.

$$V_{Total} = V_{\blacksquare} + V_{\Delta}$$

$$V_{\blacksquare} = 481 \text{ mm} * 935 \text{ mm} * 530 \text{ mm}$$

$$V_{\blacksquare} = 238.36 \text{ E6 mm}^3$$

$$V_{\Delta} = \frac{(960\text{mm} - 481\text{mm}) * 530\text{mm}}{2} * 935\text{mm}$$

$$V_{\Delta} = 118.68\text{E}6\text{ mm}^3$$

$$V_{Total} = 238.36\text{E}6\text{ mm}^3 + 118.68\text{E}6\text{ mm}^3$$

$$V_{Total} = 357.05\text{E}6\text{ mm}^3$$

Por pruebas experimentales, se obtuvo que en una funda de un volumen aproximado de $48.11\text{E}6\text{ mm}^3$, alcanzo una masa de 1608 gramos. Haciendo una regla de tres se obtuvo que:

$$X = \frac{357.05\text{E}6\text{ mm}^3 * 1608\text{ g}}{48.11\text{E}6\text{ mm}^3}$$

$$X = 11934\text{ g} \approx 12\text{ kg}$$

Esto nos indica que en cada compresión vamos a comprimir 12 kg de plástico PET aproximadamente.

- **Prueba experimental, realizado en la recicladora la Grandeza de Dios**

Basandose en el análisis de capacidad de compactación de esta máquina para estimar la masa que tendrá el paquete compactado de PET

Dimensiones de la máquina compactadora.

- Volumen del paquete compactado: $0.81 * 0.60 * 0.95$ metros cúbicos
- Masa aproximada del material compactado = 70 kg
- Diametro del eje del piston: 3 pulgadas
- Diametro externo del cilindro: 5 pulgadas
- Diametro interno del cilindro: 4.5 pulgadas
- Presión: 10 MPa

- Recorrido del pistón: 1m
- Velocidad de avance: $2.4 \frac{cm}{s}$
- Motor de 4 hp

Volumen

$$V = A * h$$

Donde

$$A = \frac{(4.5 \text{ in} * 25.4 \text{ mm})^2}{4 * 1 \text{ in}} * \pi$$

$$A = 10260.83 \text{ mm}^2$$

$$h = 1000 \text{ mm}$$

Por lo tanto

$$V = 10260.83 \text{ mm}^2 * 1000 = 10.26E6 \text{ mm}^3$$

$$V = 10.26 \text{ l}$$

Para obtener el caudal usamos la ecuación #

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

Donde el tiempo

$$t = \frac{d}{v} = \frac{100 \text{ cm}}{2.4 \frac{\text{cm}}{\text{s}}}$$

$$t = 42 \text{ seg}$$

$$Q = \frac{10.26 \text{ l}}{42 \text{ s}}$$

$$Q = 0.25 \frac{l}{s}$$

La presión

$$P = \frac{F}{A} = 10MPa$$

$$F = 10E6 Pa * 10260.83E - 6 m^2$$

$$F = 102608.3 N$$

$$m = \frac{F}{g}$$

$$m = \frac{102608.3 N}{9.8 \frac{m}{s^2}}$$

$$m = 10470 kg \approx 10.5 tons$$

Ahora que se sabe que esta máquina tiene una capacidad de compactación de 10 toneladas aproximadamente, hacemos una regla de 3 para por medio de una equivalencia obtener el peso que tendrá la paca de PET compactado con la máquina del presente diseño.

$$x = \frac{0.93 * 0.53 * 1}{(0.81 * 0.60 * 0.95)} * 70$$

$$x = 75 kg$$

Donde x equivale al peso aproximado que tendrá la paca compactada con las dimensiones de la compactadora horizontal.

- **Fotos de la compactadora que usan en la recicladora la Grandeza de Dios.**



Figura b: Compactadora de plástico

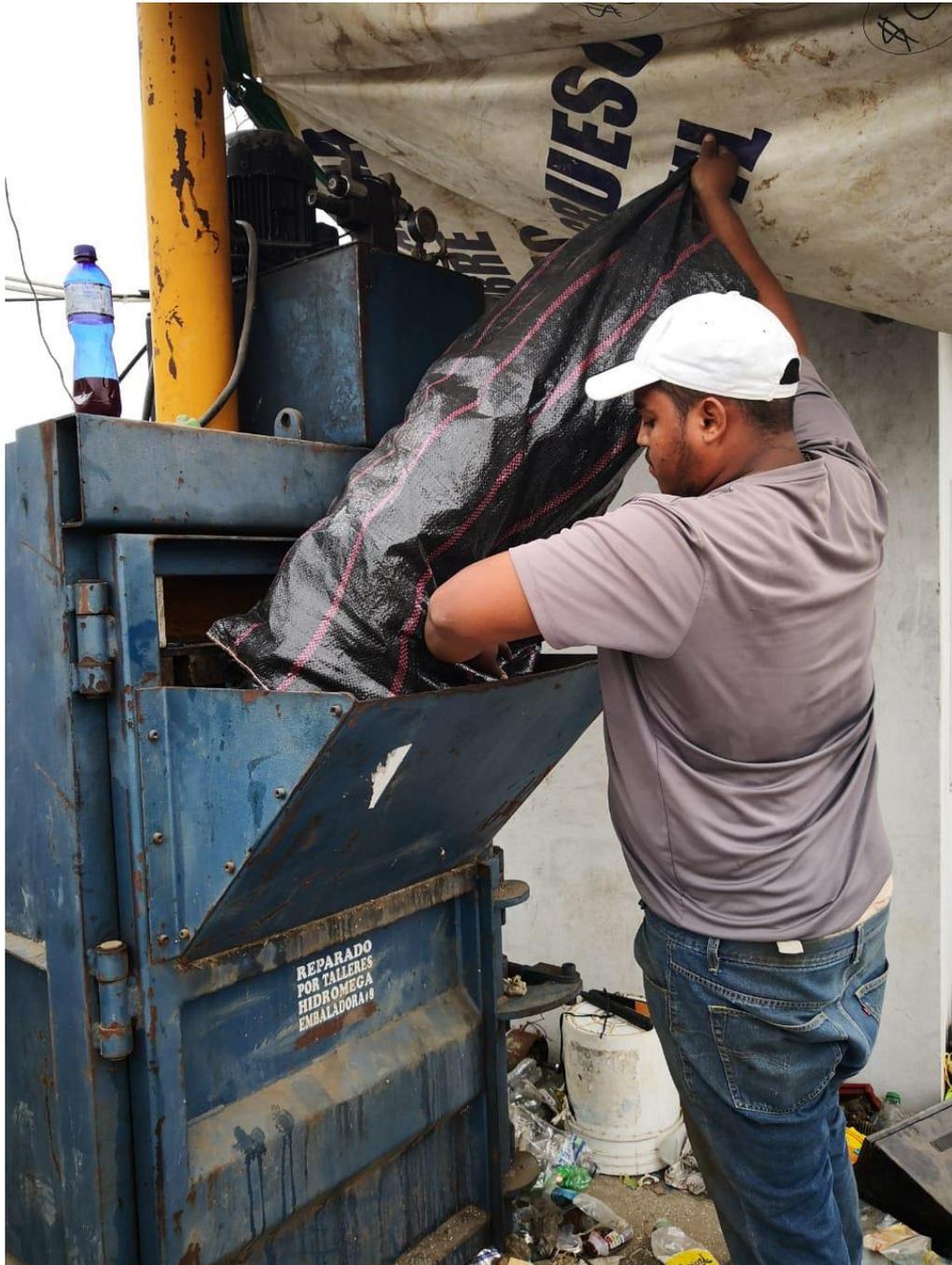


Figura c: Trabajador compactando plástico.

• Cotizaciones de la central hidráulica.



Gercasa S.A.
1792087627001
Vicente Duque N77-141 y Juan de Selis / Carcelén Industrial
servicioalcliente@gercasa.com.ec; alejandrogomez@gercasa.com.ec
(02)2801120-2801119

Cotizacion N° CTZ40807

Cliente: MOSTRADOR. TALEM S.A. - BABAHOYO

Atención:

Dirección: XXXXXXXXXXXX

Asesor: GÓMEZ SACA RAFAEL ALEJANDRO

RUC:

Teléfono: XXXXXXXXXXXX

Fecha: 16-nov-2018

Abonos:

N°:	Valor:	Fecha:

Item	Cant	Codigo	Articulo	Unidad	%Desc.	Precio	SubTotal
1	1,00	PROYECTO	CONSTRUCCION, INSTALACION, Y/O REPARACION	UNIDAD		7384,16	7.384,16
<p style="font-size: small; margin: 0;">FABRICACION DE SISTEMA HIDRAULICO COMPLETO CON 2 CILINDROS HIDRAULICOS 1. PARA 10 TON- CARRERA 1.6 MT DE 4" DIAM INT X 5" D EXT EJE DE 3" - ANLAJE CON BRIDA EN BASE Y EJE SIN ROTULA NI ROSCA - DIMENSIONES APROX CERRADO 1800 MM ABIERTO 3400 MM - 2 DO PARA 5 TN CARRERA 1.6 CM DIAM INT 2" EXT 2 1/2" - EJE DE 1 1/2 PULG CON ANLAJES PARA VASCUCLACION. DIMENSIONES APROXCERRADO 190 MM - ABIERTO 330 MM SISTEMA HIDRAULICO CON DOBLE FILTRADO BOMBA 3 GPM- MOTOR 3HP VELOCIDAD 2 CM/ SEG Y TANQUE DE ALMACENAJE DE ACUERDO A LOS CILINDROS. INCLUYE MANGUERAS Y ACOPLER PRENSADOS PARA TODO EL SISTEMA. SE INCLUYE EL PRE-DISEÑO PARA LA APROBACION DEL ENCARGADO DEL PROYECTO Y PUESTA EN MARCHA EN BABAHOYO.</p>							

NOTAS:

CONDICIONES COMERCIALES:

1.- ESTA COTIZACIÓN ES VALIDA SUJETA A STOCK DE MATERIA PRIMA.

2.- GERCASA S.A. FABRICARÁ LAS PIEZAS, PARTES Y/O PRODUCTOS SOLICITADOS POR EL CLIENTE, DE ACUERDO A LAS ESPECIFICACIONES QUE ÉSTE NOS PROPORCIONE EN FORMA VERBAL O, ESCRITA DE PREFERENCIA Y PARA SU CONSTANCIA. NO SE ACEPTAN RECLAMOS NI GARANTÍAS SOBRE SELLOS Y/O CUALQUIER OTRO PRODUCTO FABRICADO BAJO MUESTRA.

3.- CUALQUIER DATO TÉCNICO Y/O OTROS NO ESPECIFICADOS EN FORMA ESCRITA POR EL CLIENTE ANTES DE LA EMISIÓN DE LA ORDEN DE PRODUCCIÓN DE GERCASA S.A. Y POR LO TANTO NO DESCRITO EN EL PRESENTE DOCUMENTO O EN LOS FORMATOS DE GERCASA S.A., LIBERA DE TODO TIPO DE RESPONSABILIDAD A ESTA COMPAÑÍA, SOCIOS Y TRABAJADORES.

SUBTOTAL IVA: 7.384,16

SUBTOTAL EXCENTO: 0,00

DE SCUENTO: 0,00

IVA: 886,10

TOTAL: 8.270,26

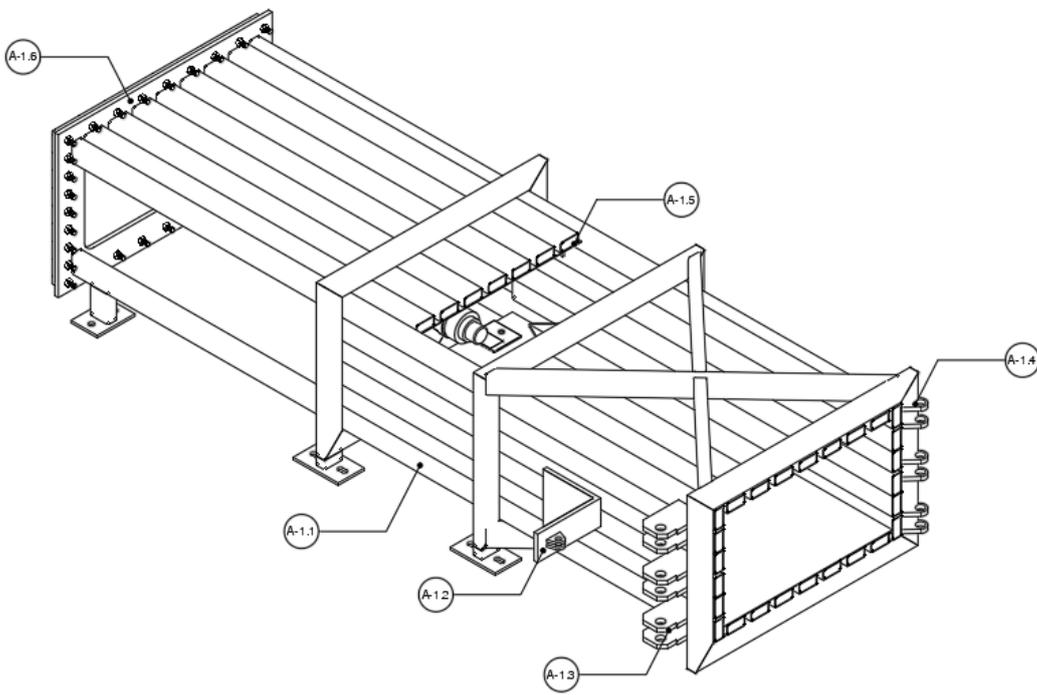
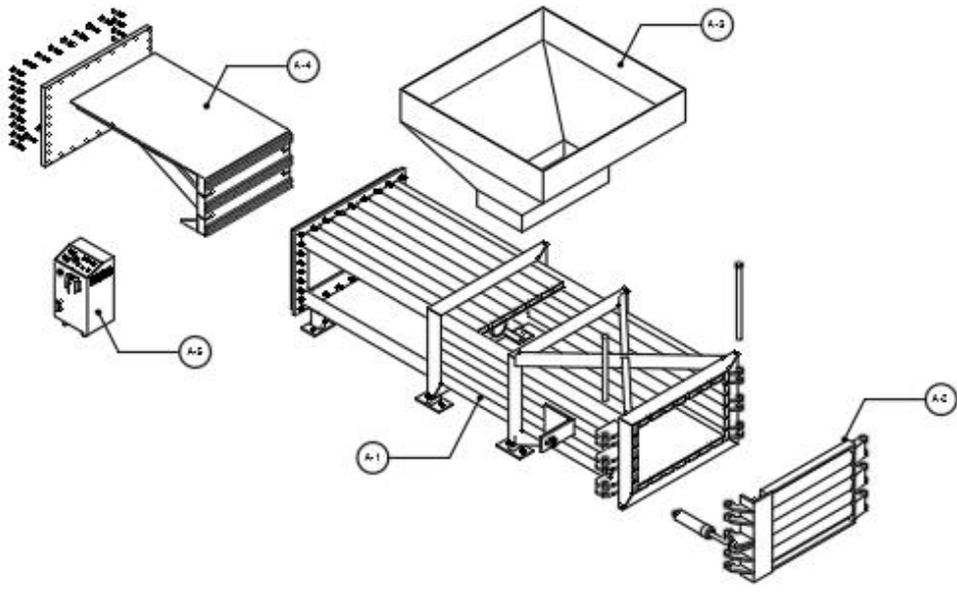
F/ Aceptado por el cliente: _____

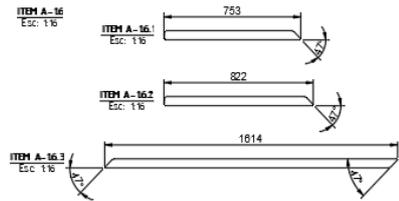
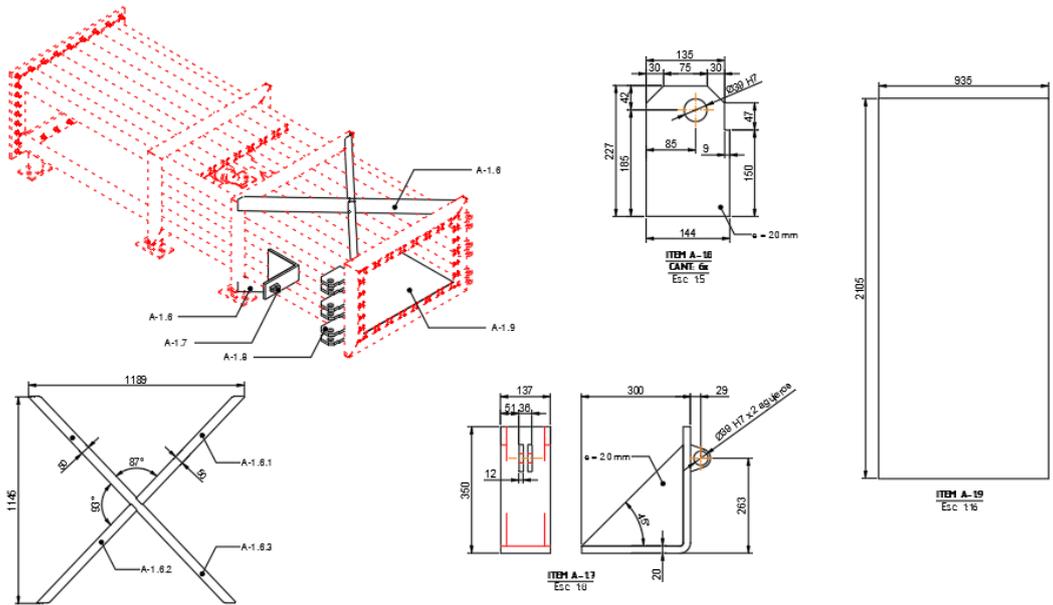
Figura d: Cotización de central hidráulica en Gercasa.

ITEM	QTY	UNIDA	DESCRIPCIÓN	CODIGO	VALOR UNI	TOTAL
1	1	u	motor de 5 HP		498,00 \$	498,00
2	1	u	Bomba 1AG3U05R	0040001000015	413,38 \$	413,38
3	1	u	VALVULA MANUAL 2 ESTACIONES	0160004000005	300,00 \$	300,00
4			MB42S318LE8			
5	1	u	Tanque T10		350,00 \$	350,00
6	1	u	Acople motor campana		350,00 \$	350,00
7	1	u	Válvula de alivio VICKERS	0270017000008	240,00 \$	240,00
8			DGMC3PTGW41			
9	1	u	Filtro sf-6504	0150001000059	32,00 \$	32,00
10	1	u	CABEZA DE FILTRO	0150002000048	30,00 \$	30,00
11			SAF07250			
12	1	u	Mano de obra	32--1--1	500,00 \$	500,00
13	2	u	Aceite canecas	0330001000004	60,00 \$	120,00
14			P226 PG SL-6000 AW 68-PAIL			
15	1	u	Neplos y accesorios		350,00 \$	350,00
16	1	u	VISOR DE NIVEL	0240012000008	25,00 \$	25,00
17			SNA127BNT12			
18	1	u	TAPA DE LLENADO	0150002000021	10,00 \$	10,00
19			SMBB47CS400CS0650			
20	1	u	MANOMETRO	0240004000025	30,00 \$	30,00
21			SPG0630500005SN04			
22	1	u	VALVULA DE DRENO		15,00 \$	15,00
23	1	u	CILINDRO DE 2,5 X 6"	0110003000043	450,00 \$	450,00
24			B350100ABAAA07			
25	1	u	CILINDRO DE 3,5 x 63"		1.227,00 \$	1.227,00
26			fabricado local			
FORMA DE PAGO					<input checked="" type="radio"/> CONTADO <input type="radio"/> ANTICIPO <input type="radio"/> CREDITO	\$ 4.940,38
TIEMPO DE ENTREGA						\$ -
VALIDEZ OFERTA					15 días	IVA % 12% \$ 592,85
COMENTARIOS					TOTAL :	\$ 5.533,23
					COTIZADO POR:	MANUEL MEDINA
						almacen@neumac.com
						(593-2)2483416. ext 116 / 0997566548

QUITO: Av Eloy Alfaro S/N y Anasayas Tel: (02) 24 83-416 / 28 01-122/ 28 02-034 Fax: (02) 24 83-857 E-mail: info@neumac.com
 GUAYAQUIL: Av. Jaime Roldós Aguilera, Parque Empresarial Colón Corporativo No.3 Piso 4, Of.407 Tel: (04) 21 36-631 E-

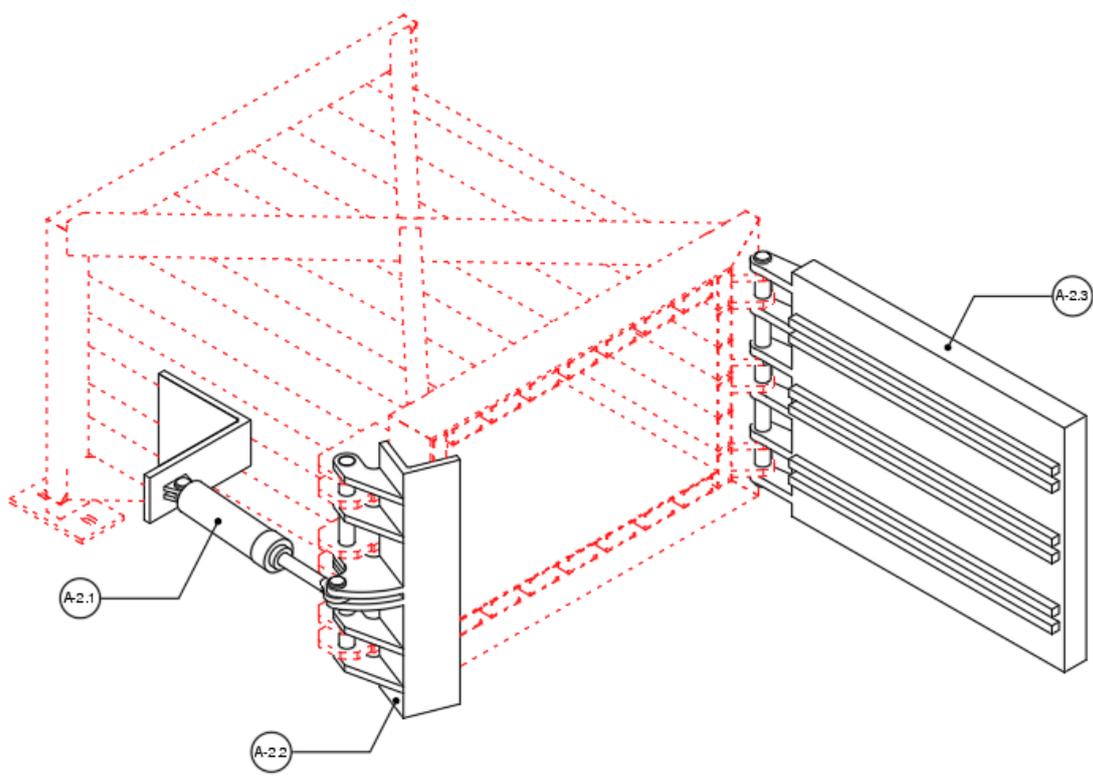
Figura e: Cotización de central hidráulica en NEUMAC.

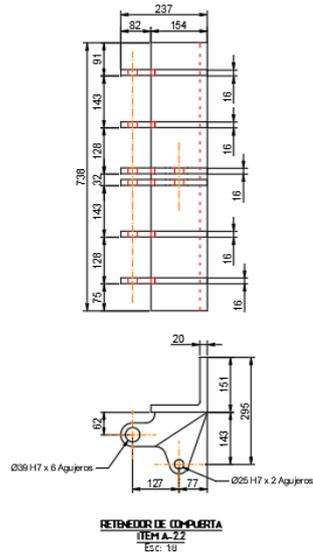
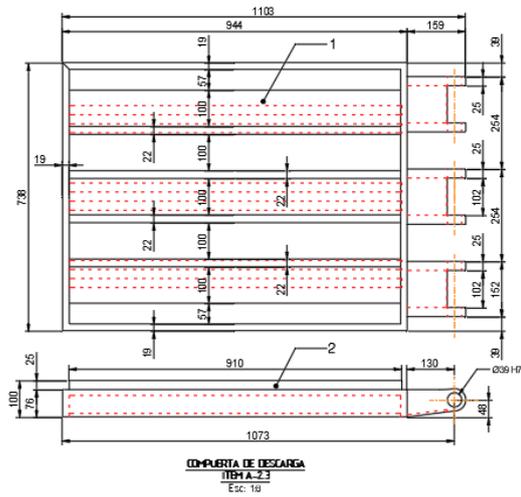




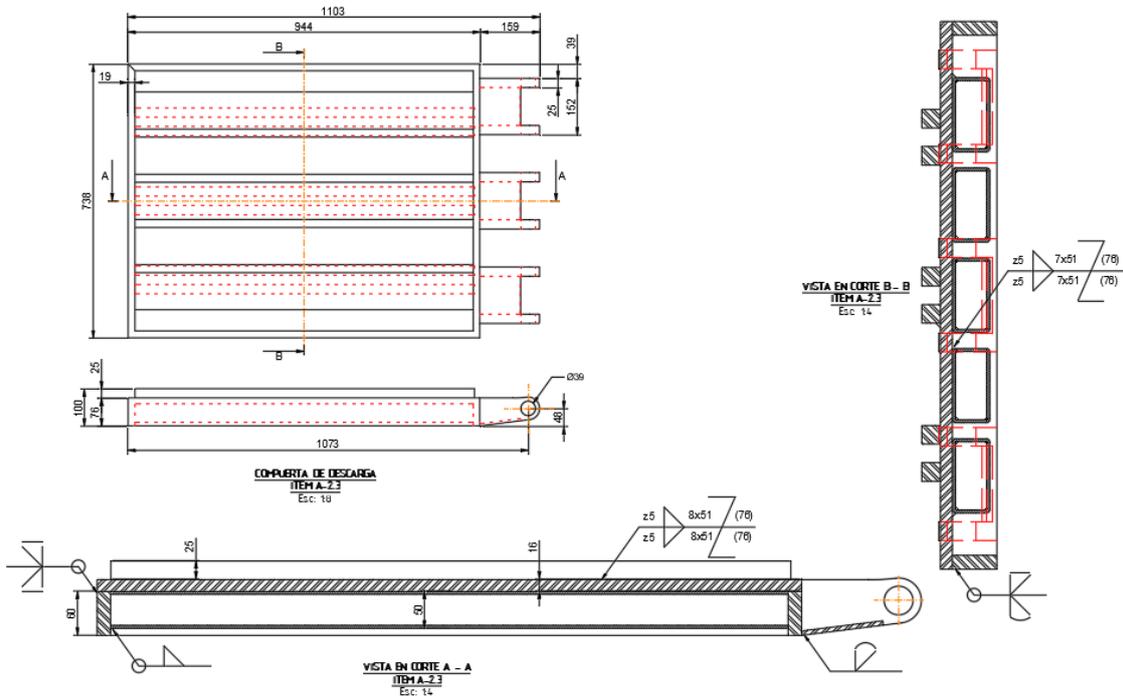
ITEM	CANT	DESCRIPCION	MATERIAL
A-1.9	1	PLANCHA DE DESLIZAMIENTO - e = 6 mm	ASTM A 36
A-1.6	6	SOPORTE Z - PLANCHA DE ACERO AL CARBONO	ASTM A 36
A-1.7	1	SOPORTE 1 - PLANCHA DE ACERO AL CARBONO	ASTM A 36
A-1.6.3	2	CUERPO DE PRENSA. REFUERZO INTERMEDIO 3 TUBO RECTANGULAR 100mm x 50mm x 4. mm	ASTM A 500
A-1.6.2	2	CUERPO DE PRENSA. REFUERZO INTERMEDIO 2 TUBO RECTANGULAR 100mm x 50mm x 4. mm	ASTM A 500
A-1.6.1	2	CUERPO DE PRENSA. REFUERZO INTERMEDIO 1 TUBO RECTANGULAR 100mm x 50mm x 4. mm	ASTM A 500

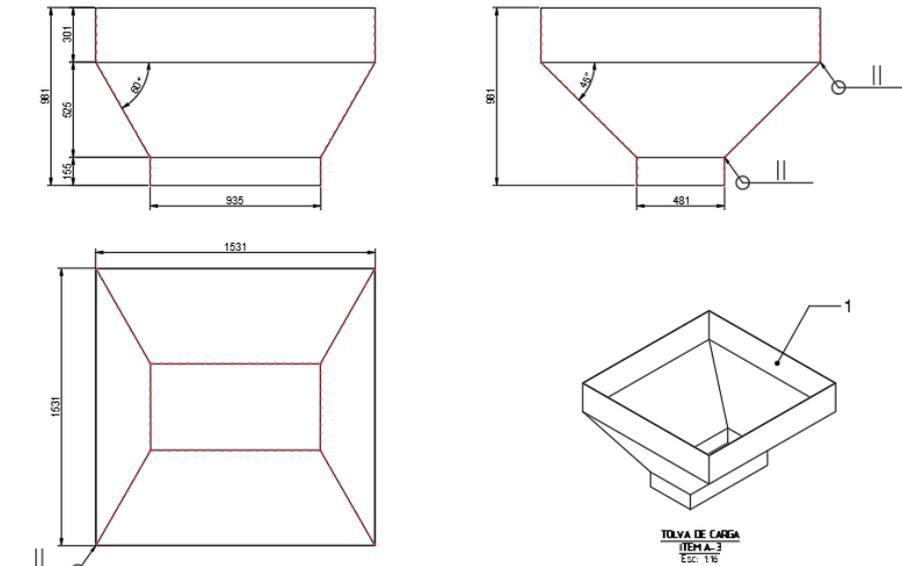
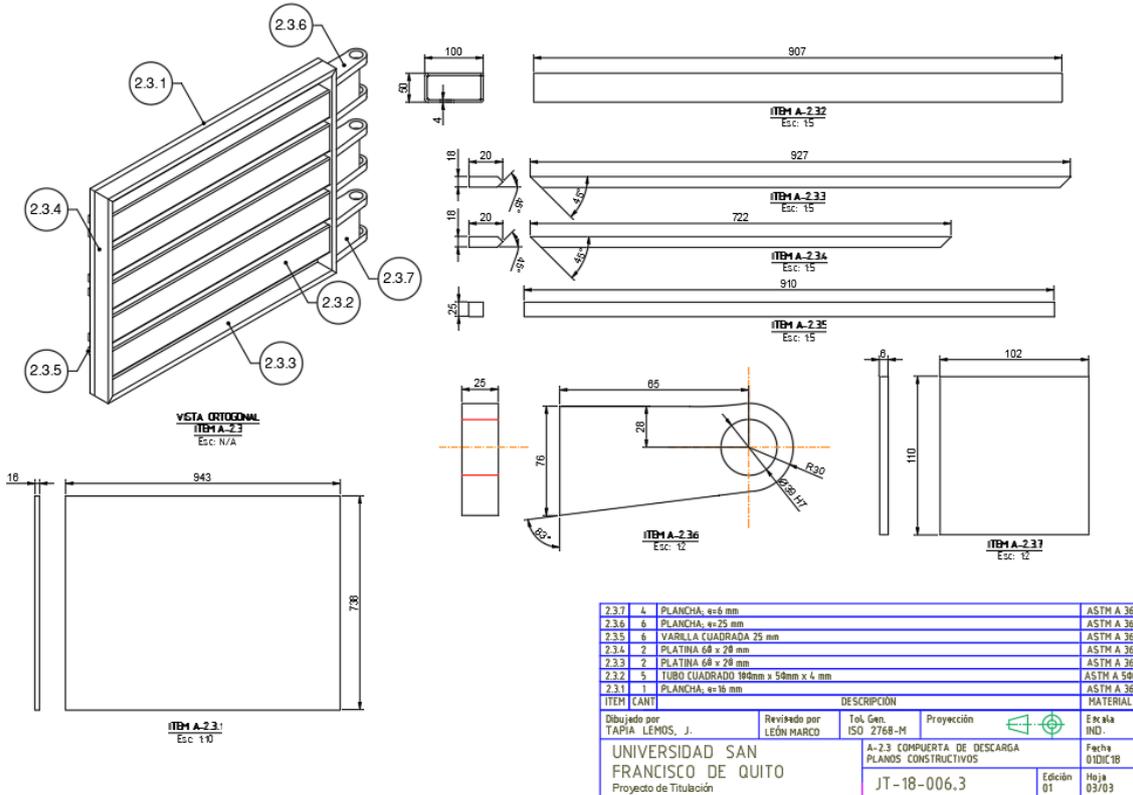
ITEM		DESCRIPCION	MATERIAL
Dibujado por		TAPIA LEMOS, J.	Revisado por
Escala		1/16	LEÓN MARCO
Tol. Gen.		ISO 2768-M	Proyección
UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO		A-1 CUERPO DE PRENSA PLANDOS CONSTRUCTIVOS - 1	Escala
Proyecto de Titulación		JT-18-004-5	N/A
		Edición	Fecha
		01	01/05/18
		Hoja	05/05

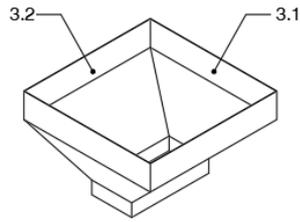




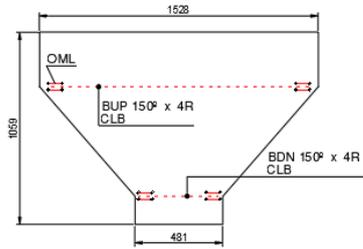
2	6	VARILLA CUADRADA 25 mm	ASTM A 36
1	5	TUBO RECTANGULAR 144mm x 54mm x 4mm	ASTM A 36
ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
Dibujado por TAPIA LEMOS, J.		Revisado por LEÓN MARCO	Tol. Gen. ISO 2768-M
UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO Proyecto de Titulación		Proyección	Fecha 01/01/18
		A-2 MECANISMO DE APERTURA Y COMPUERTA - VISTA ORTOGONAL	Edición 02
		JT-18-006.1	Hoja 01/03



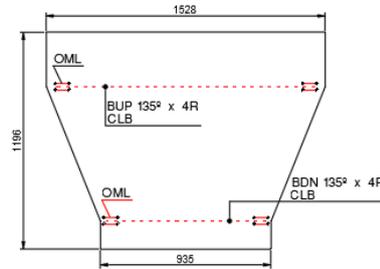
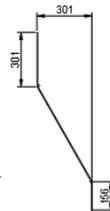




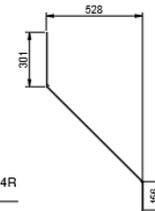
TOLVA DE CARGA
ITEM A-3



ITEM A-31
Cant: 2x
Esc: 1:6



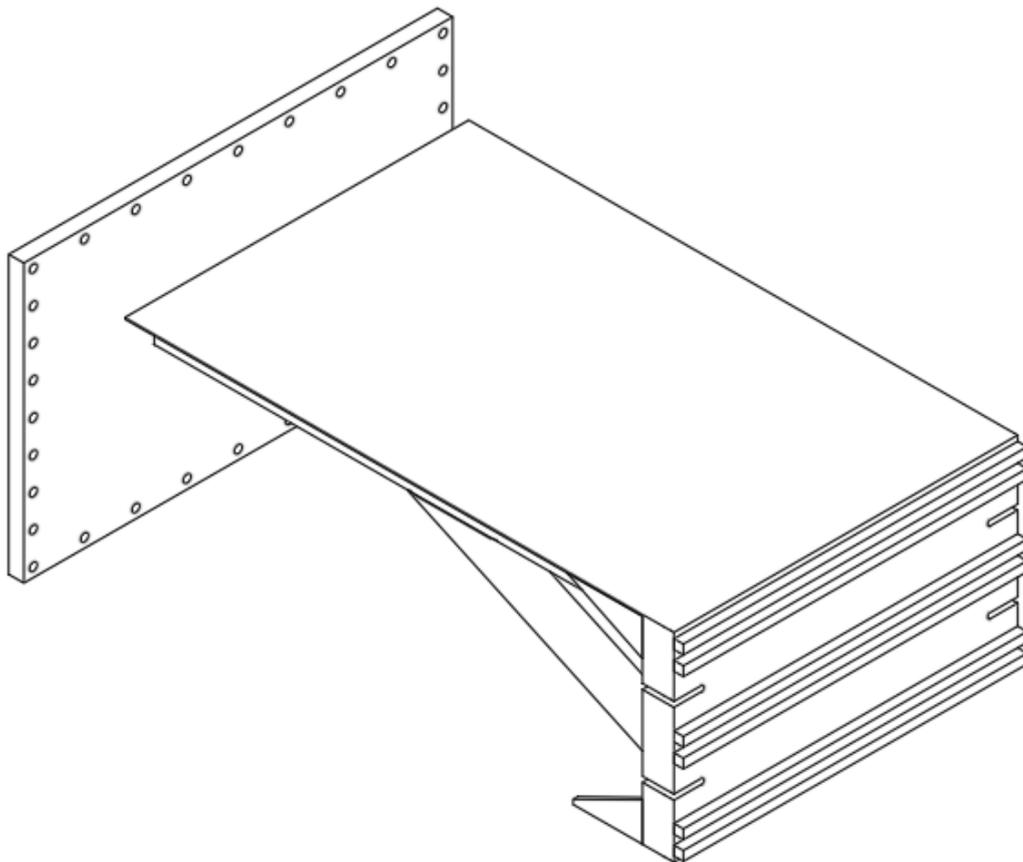
ITEM A-32
Cant: 2x
Esc: 1:6

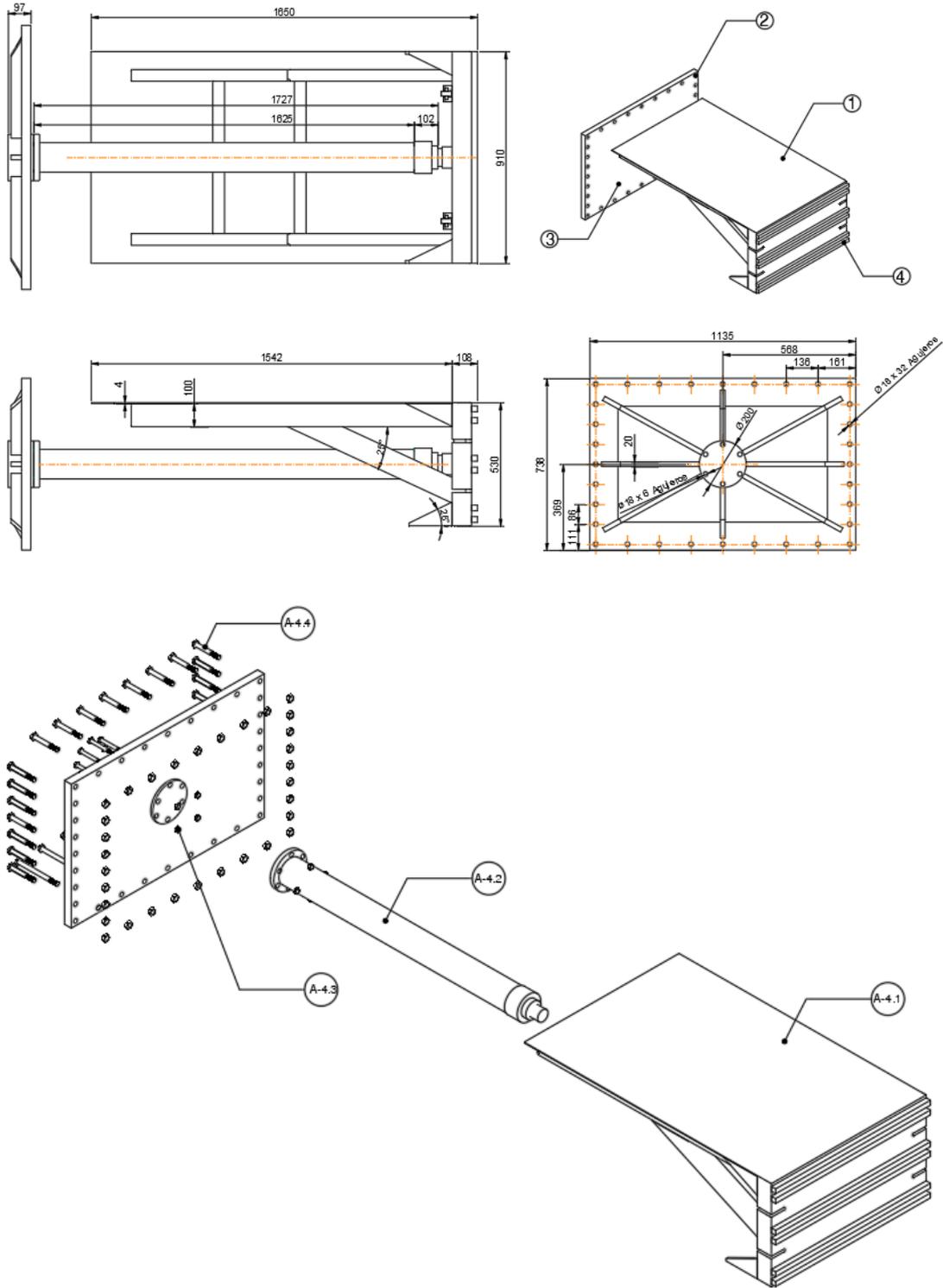


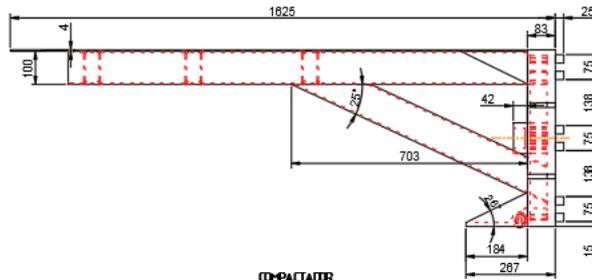
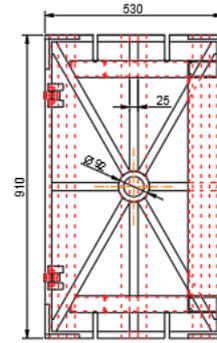
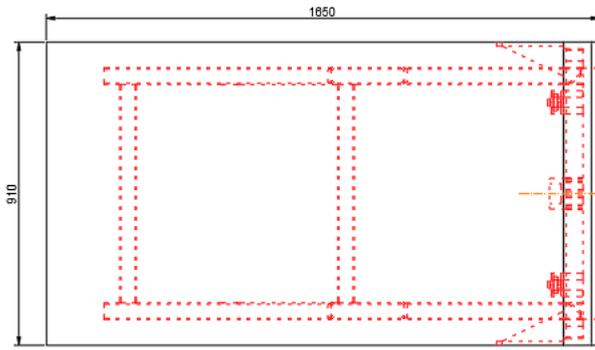
Notación Boeing de doblados:

- BDN: Doblado hacia abajo.
- BUP: Doblado hacia arriba.
- CLB: Línea central de doblado
- OML: Línea de molde exterior.

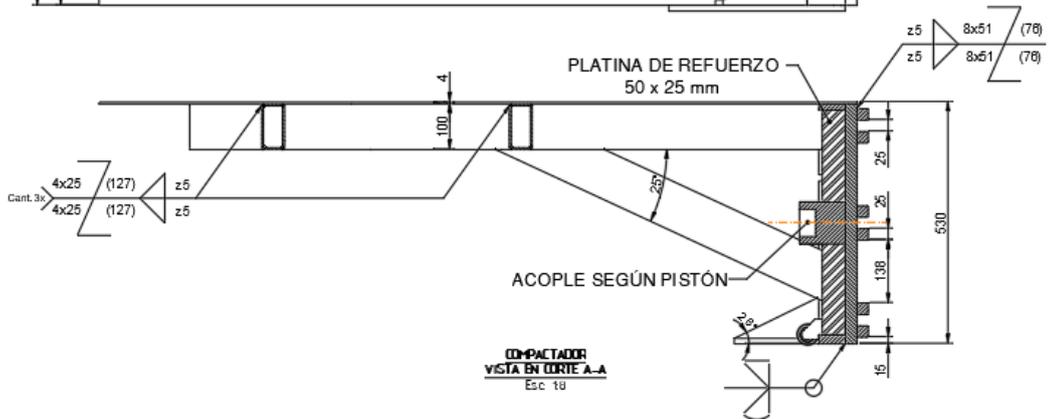
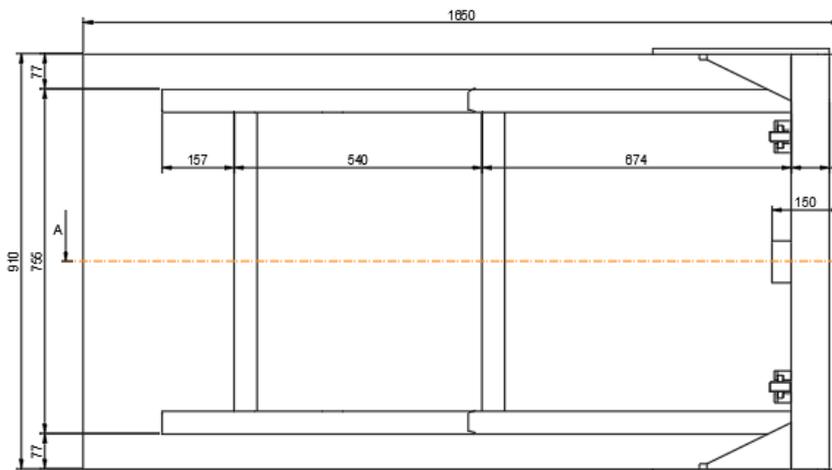
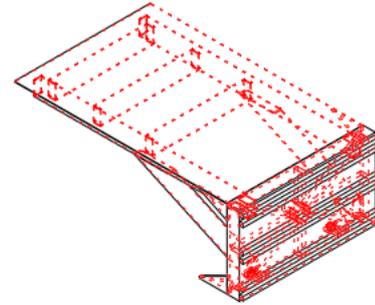
1	1	PLANCHAS 3mm	DESCRIPCIÓN		GALVANIZADA
ITEM	CANT		DESCRIPCIÓN	Proyección	MATERIAL
		Dibujado por: TAPIA LEMOS, J.	Revisado por: LEÓN MARCO	Tal. Gen. ISO 2768-M	Esc: 1:6
UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO			A-3 TOLVA DE CARGA		Fecha 01DIC18
Proyecto de Titulación			PLANDOS CONSTRUCTIVOS		JT-18-007-2



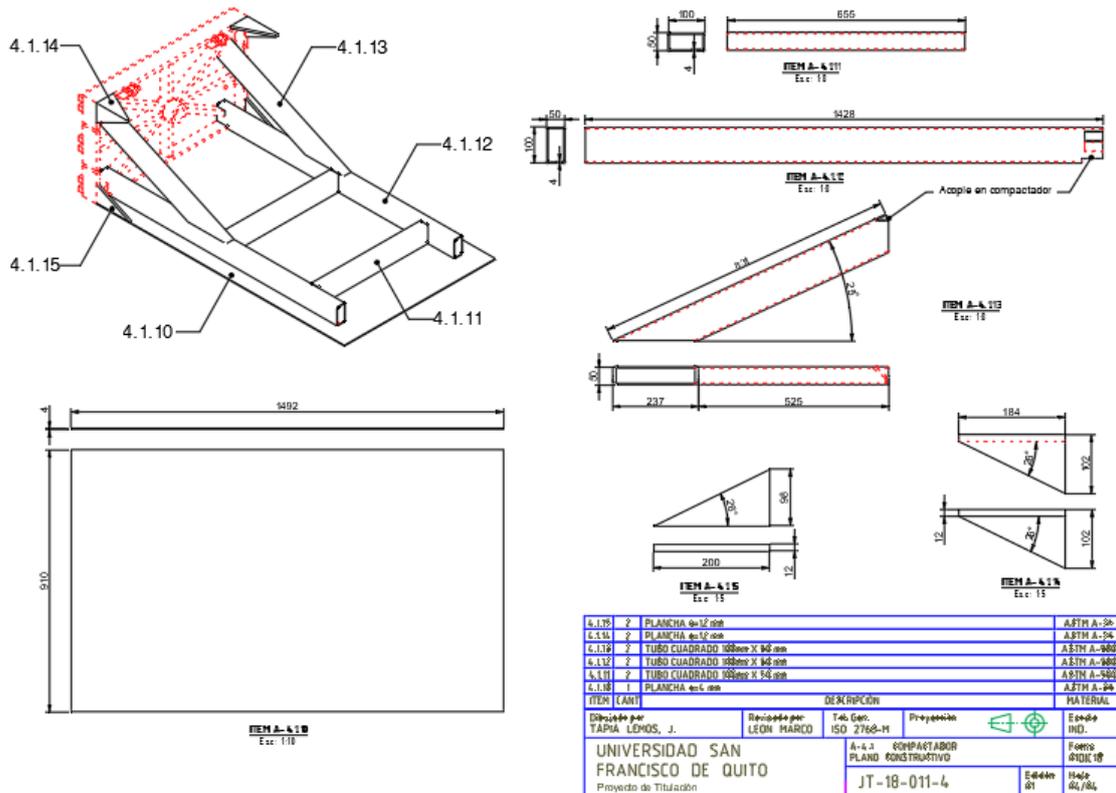
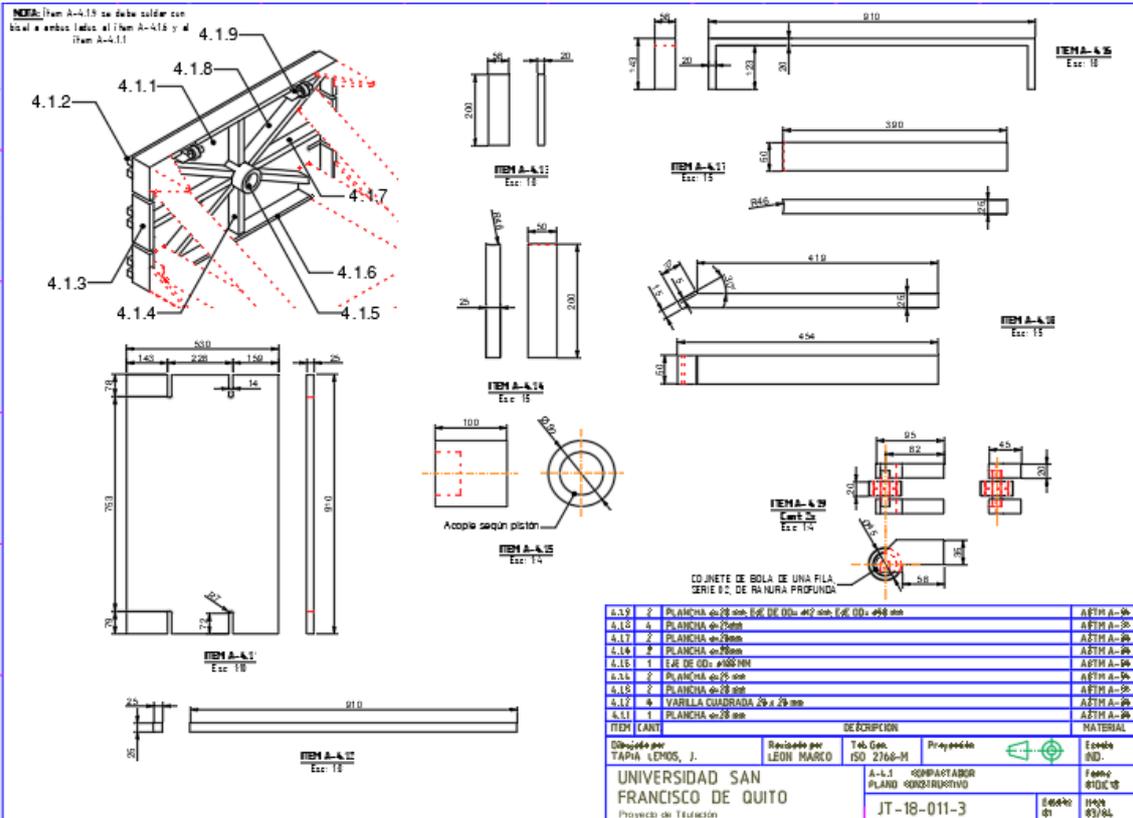


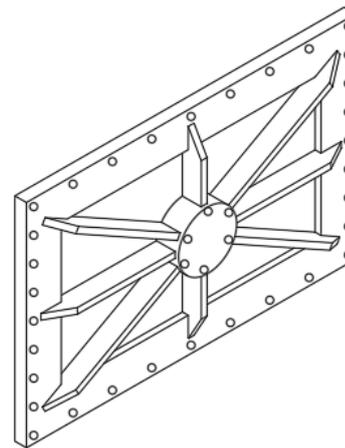
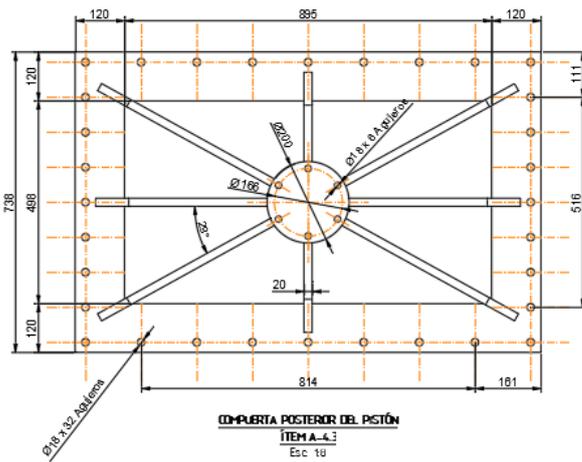
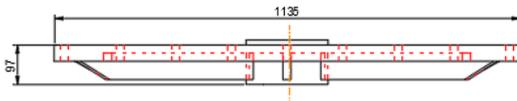
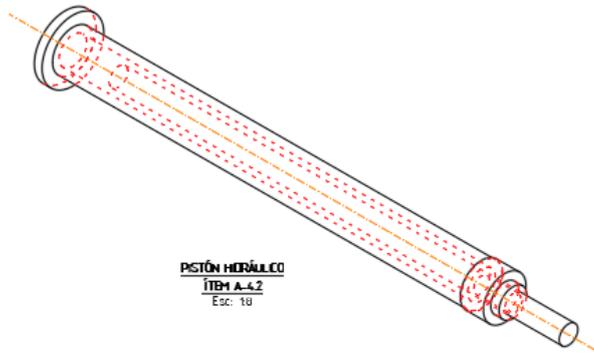
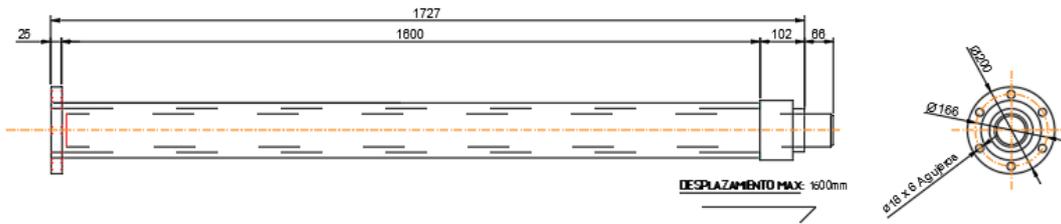


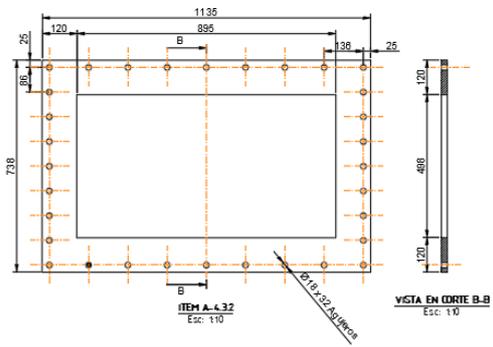
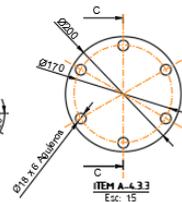
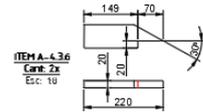
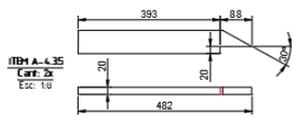
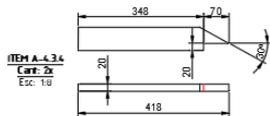
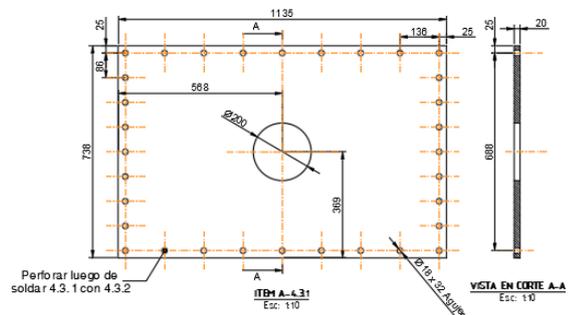
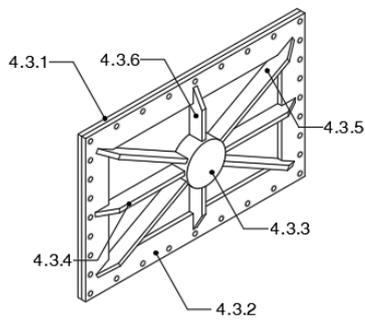
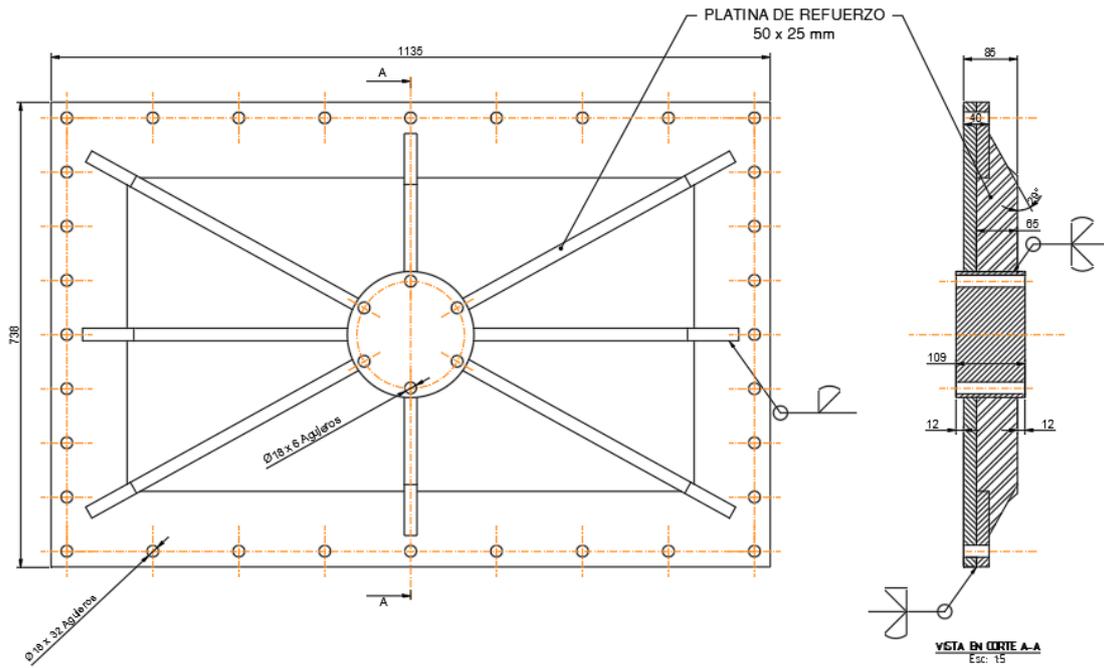
COMPACTADOR
ITEM A-4
Esc: 1:10



COMPACTADOR
VISTA EN CORTE A-A
Esc: 1:10







NOTA: Todos los elementos son de Acero A36

Dibujado por TAPIA LEMOS, J.	Revisado por LEON MARCO	Tek. Gen. ISO 2768-M	Proyección	Escala 1:8
UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO Proyecto de Titulación		A-4.3 COMPUERTA POSTERIOR PLANDOS CONSTRUCTIVOS JT-18-013-3	Edición 01	Fecha 01/01/18 Hoja 03/03