

## CAPÍTULO 4

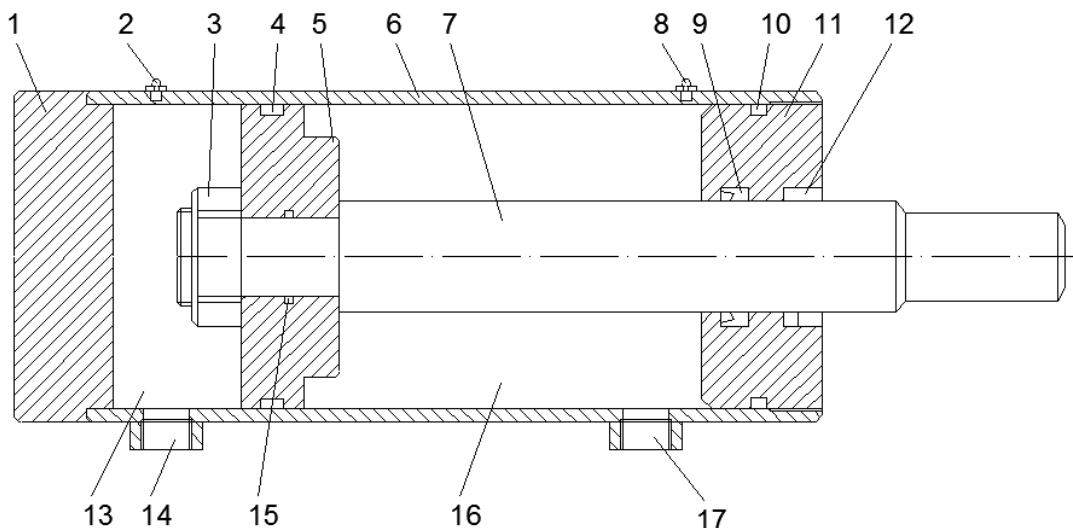
### DISEÑO

Este capítulo pretende llegar a una memoria de cálculo clara que satisfaga los requerimientos estructurales de la prensa compactadora.

#### Cilindro Hidráulico

Previo al diseño se necesita tener presente las partes de un cilindro hidráulico para realizar futuras referencias.

“En la figura puede apreciarse la constitución interna de un cilindro de doble efecto donde se muestran los componentes esenciales y el modo de funcionamiento. Al penetrar aceite a presión por el conducto (14) que alimenta a la cámara (13), el pistón (5) y el vástago (7) solidario a él, avanzan. Mientras tanto el aceite de la cámara (16) se desaloja hacia el depósito a través del conducto (17). Para que el vástago se repliegue volviendo a su posición original, es preciso que se invierta el proceso; esta vez el fluido debe penetrar por (17) hacia la cámara de retroceso (16) y, a la vez, el aceite presente en la cámara (13) retornará al depósito a través del conducto (14).



**Figura 4.1 Cilindro de doble efecto**

La camisa o tubo (6) suele llevar soldada o roscada la tapa posterior (1) para conseguir el cierre de esa parte. A veces el agujero de alimentación de la

cámara trasera lo lleva incorporado esta misma tapa. La parte interior del tubo por donde desliza el pistón o émbolo (5), debe mecanizarse con superficie muy fina mediante un superacabado con objeto de facilitar el deslizamiento y reducir al máximo el desgaste de la junta dinámica (4).

El cierre de la parte delantera del tubo se logra a través de la tapa (10) que normalmente se rosca al tubo ya que dicha tapa debe ser desmontable. En ella se alojan la junta estática de hermeticidad (9) y la junta dinámica de cierre (11) de la tapa y del vástago. En la parte delantera de dicha tapa se monta un anillo de caucho (12) denominado anillo rascador, cuya misión consiste en limpiar el vástago de suciedad cada vez que éste penetra en el interior del cilindro.

Normalmente, el pistón (5) y el vástago (7), se construyen de formas independientes y unidas por una tuerca de fijación (3), pero también existen cilindros con el pistón soldado al vástago. En cualquier caso, y al igual que ocurre con la camisa, el exterior del vástago debe mecanizarse con superficie muy fina para reducir al máximo el fenómeno de desgaste por rozamiento que se produce en el vástago debido a la junta de cierre. Los vástagos, a diferencia de las camisas, es conveniente que lleven algún tratamiento de endurecimiento superficial para alargar la vida del mismo.

En la figura mencionada pueden observarse los dos purgadores del cilindro, el (2) para evacuar el aire de la cámara trasera y el (8) para hacer lo mismo con el aire de la cámara delantera.”<sup>1</sup>

### **SolidWorks**

El diseño de varios de los elementos de la compactadora se realizó por medio del software SolidWorks V.2008 en el módulo COSMOSWorks. El software utiliza el método de elementos finitos. Este método es aceptado como el método de análisis estándar debido a su generalidad y la idoneidad para la aplicación informática. El método de elementos finitos divide el modelo en muchos pedazos pequeños de formas simples llamados elementos efectivos, sustituyendo un problema complejo por muchos problemas sencillos que se deben resolver simultáneamente. Los elementos comparten puntos comunes

---

<sup>1</sup> Oleohidráulica A. Serrana Nicolás pg120

llamado nodos. El software divide al modelo en partes pequeñas este proceso se llama mallado.

La respuesta en cualquier punto de un elemento es interpolado de la respuesta en los nodos de elemento. Cada nodo está completamente descrito por una serie de parámetros en función del tipo de análisis y el elemento utilizado. Para el análisis estructural, la respuesta de un nodo se describe, en general, por tres traslaciones y tres rotaciones, llamados grados de libertad. El software formula las ecuaciones que rigen el comportamiento de cada elemento teniendo en cuenta la conectividad con otros elementos. Estas ecuaciones se refieren su respuesta a las propiedades del material conocido, las restricciones y cargas. A continuación, el programa organiza las ecuaciones en un gran conjunto de sistemas de ecuaciones algebraicas y resuelve las incógnitas. En el análisis de esfuerzo, por ejemplo, el solver encuentra los desplazamientos en cada nodo y, a continuación el programa calcula la deformación y el esfuerzo final.

Para el análisis de los elementos de la compactadora se ejecutó un estudio estático para calcular desplazamiento, esfuerzo y factor de seguridad.

Con el fin de obtener un mejor diseño de estos elementos y alcanzar un factor de seguridad apropiado, se realizó varios estudios con los que se pudo determinar el material de las placas y refuerzos, además de ubicación adecuada de los mismos.

Los elementos de la compactadora que fueron diseñados en SolidWorks son los siguientes:

- Puerta de contención
- Gancho de anclaje
- Soporte de cilindro principal
- Soporte de cilindro secundario
- Dado
- Puerta de compactación angular
- Paredes

Estos elementos se encuentran ilustrados a lo largo del capítulo.

## 4.1. FUERZA NECESARIA PARA COMPACTAR

En este numeral se realizará la selección de los cilindros de doble efecto, basado en el numerales 3.1.1 en el que se hizo un primer análisis de cómo se comportará la chatarra y los porcentajes de compactación que se requieren en cada cilindro hidráulico.

La fuerza axial que proporciona un cilindro hidráulico depende de la presión del aceite, de la sección del émbolo y del rendimiento o pérdidas por rozamiento de las juntas dinámicas y piezas metálicas en contacto.

El cilindro secundario trabajará en la primera etapa de la curva de compactación, además deberá ser capaz de vencer la elasticidad de la chatarra que no entre en la cámara de compactación. Por lo que deberá tener una fuerza mayor a las 10 toneladas necesarias para cumplir con la primera fase de la compactación.

### Cilindro principal

Para la reducción de volumen dispuesta por la cámara de compactación, resulta suficiente un cilindro que con una presión de 24.99 MPa<sup>2</sup> alcance una fuerza de 70000 Kgf. La geometría del pistón es la que decide si alcanzará o no esta fuerza. Así tenemos:

$F_{1n} = 68646\text{N}$	Fuerza necesaria del gato Principal
$P = 2.499 \times 10^7 \text{Pa}$	Presión del sistema
$A_{1n} = \frac{F_{1n}}{P} = 0.027\text{m}^2$	Área necesaria en el pistón principal
$D_{1n} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{1n}}{\pi}} = 0.187\text{m}$	Diámetro necesario del gato Principal

Para el cilindro secundario se concluye en la siguiente geometría

### Cilindro secundario

Debido a que trabaja en la primera etapa de la figura 8, por lo menos deberá superar las 10Ton.

---

<sup>2</sup> Este dato se verificará en el numeral 4.5.1 “Selección de la bomba.”

$$F_{2n} = 9.81 \times 10^4 \text{ N}$$

Fuerza necesaria del gato  
Secundario

$$A_{2n} = \frac{F_{2n}}{P} = 3.925 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Área necesaria para el pistón Secundario

$$D_{2n} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{2n}}{\pi}} = 0.071 \text{ m}$$

Diámetro necesario del gato Secundario

Cabe recalcar que en el circuito hidráulico, la presión es la misma para ambos cilindros.

El cilindro principal y secundario deben cumplir con 56% y 19% respectivamente, esto quiere decir que ambos se encuentran en la primera etapa de la compactación, sin embargo se sobredimensionará el cilindro secundario debido a:

- Posibles cargas con material demasiado rígido,
- Los elementos a ser compactados pueden resultar ser de medidas diferentes a las de la cámara de compactación por lo que se requerirá disminuir su volumen para que puedan entrar en la cámara. Esto con ayuda de las paredes de la cámara, ganchos que se ubicarán en los extremos y la puerta de compactación.
- Con este sobredimensionamiento se desprejará los factores de eficiencia del cilindro hidráulico.

La sobredimensión del cilindro principal se debe a:

- El rozamiento entre el dado y la base de la cámara de compactación,
- Para alcanzar la dimensión de 500x500x500 mm no se necesita más de 7 Ton, sin embargo esta paca resultaría poco densa y la chatarra se desprendería, es por esto que las dimensiones del lado paralelo al eje del cilindro siempre deberá ser menor.
- Posibles cargas con material más rígido que los considerados en la experimentación.
- En el experimento solo se consideró la longitud de compactación.

Los cilindros hidráulicos no se los adquirirá nuevos, esta decisión se tomó con el fin de abaratar los costos. Se procedió a buscar en distintos lugares como

talleres, distribuidores de productos hidráulicos, lotes de chatarra y por medio de internet. A continuación una lista de estos cilindros.

**Tabla 4.1 Cilindros**

Diámetro de Pistón (mm)	Carrera (mm)
100	1150
114,3	546
133,35	876
140	609
180	869
180	711
200	1570
220	956

Debido a que el pistón se encuentra dentro del cilindro, resulta conveniente tomar la medida del diámetro del vástago y con este valor se entra a la tabla 4.2 para obtener el valor del diámetro del pistón que es determinante para el cálculo de la fuerza.

**Tabla 4.2 Características de los cilindros**

Ø Pistón (mm)	Ø Vástagos (mm)		Sección total (cm <sup>2</sup> )	Secciones anulares (cm <sup>2</sup> )	
25	12	--	4.9	3.77	--
32	18	--	8.04	5.50	--
40	22	--	12.56	8.76	--
50	22	28	19.63	15.83	13.48
63	36	40	31.17	21.00	18.60
70	40	50	38.48	25.92	18.83
80	45	56	50.26	34.36	25.63
100	56	70	78.53	53.90	40.05
115	70	80	103.86	65.38	53.60
125	70	90	122.71	84.24	59.10
140	80	100	153.38	103.6	75.39

**Tabla 4.2 Características de los cilindros (continuación)**

160	90	110	201.06	137.45	106.03
180	110	125	254.47	159.43	131.75
200	110	140	314.16	219.13	160.23
220	140	160	380.13	226.19	179.07
250	140	160	490.87	336.93	289.81

**Fuente: Oleohidráulica A. Serrano Nicolás**

La carrera del cilindro principal deberá ser más de 1400 mm (Capítulo 3), mientras que la del cilindro secundario responde al análisis de la sección 4.2.2. Teniendo así los siguientes valores finales de los cilindros de doble efecto que se usarán en el presente proyecto:

**GATO PRINCIPAL**

$D1 = 200\text{mm}$  Diámetro de pistón del gato principal seleccionado

$A1 = \frac{\pi}{4} \cdot D1^2 = 0.031\text{m}^2$  Área del pistón del gato principal

$F1 = P \cdot A1 = 7.852 \times 10^5 \text{N}$  Fuerza proporcionada por el gato principal (88 Tonf)

**GATO SECUNDARIO**

$D2 = 100\text{mm}$  Diámetro de pistón del gato secundario seleccionado

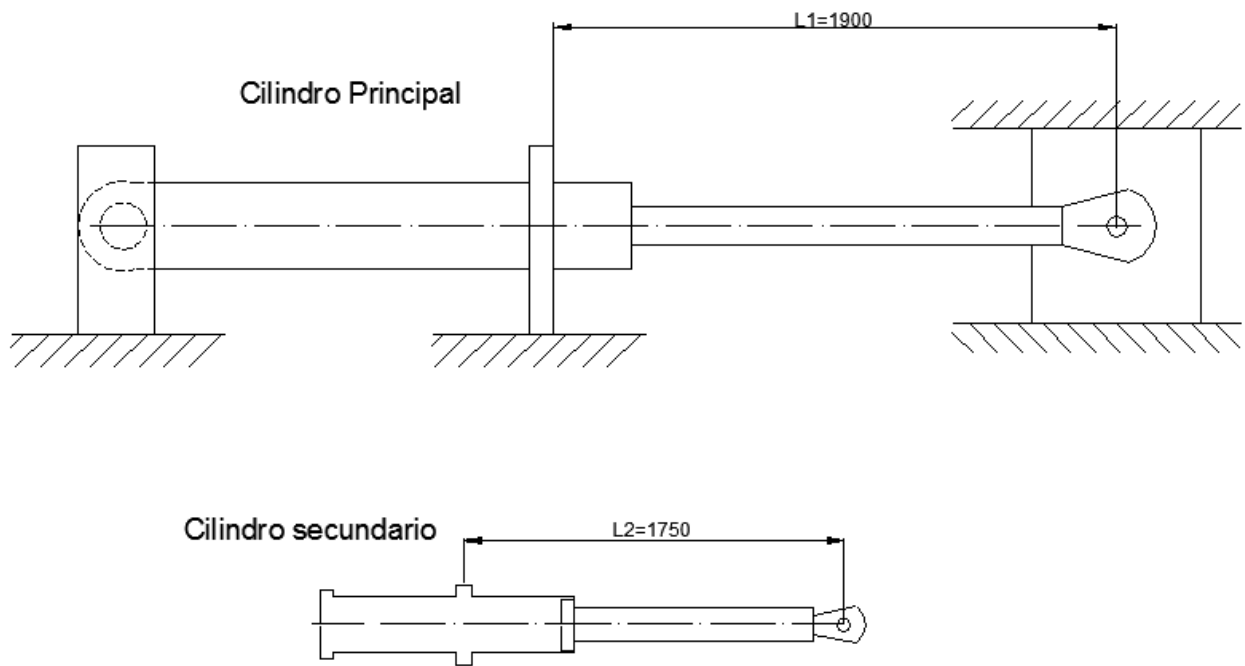
$A2 = \frac{\pi}{4} \cdot D2^2 = 7.854 \times 10^{-3} \text{m}^2$  Área del pistón del gato secundario

$F2 = P \cdot A2 = 1.963 \times 10^5 \text{N}$  Fuerza proporcionada por el gato secundario (22 Tonf)

**Tipo de fijación sobre la longitud de pandeo**

La figura 4.2 muestra los tipos de fijación que corresponde a los cilindros escogidos y las dimensiones necesarias para compararlos con el ISO 6020/2<sup>3</sup>

<sup>3</sup> Catálogo de GLUAL Hidráulica pg 10



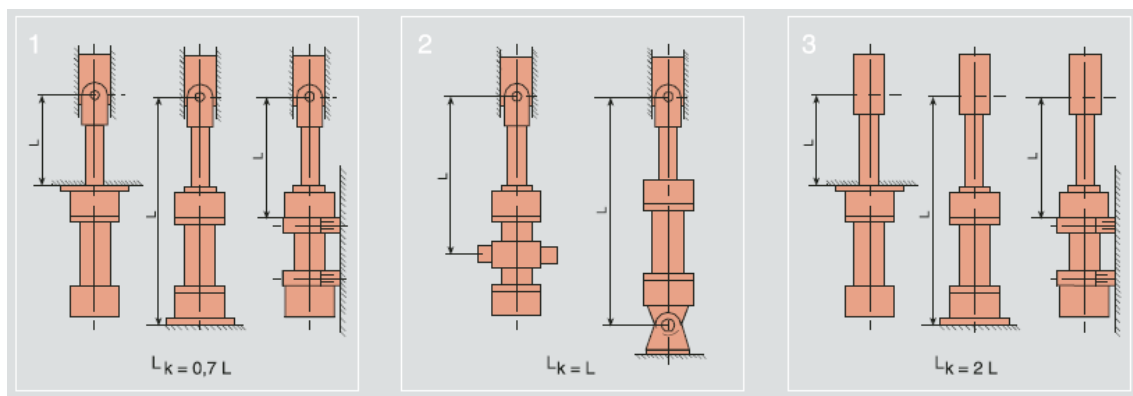
**Figura 4.2 Tipos de fijación de los cilindros principal y secundario**

De acuerdo a la figura 4.3, el cilindro principal corresponde a

$$L_k = 0.7L_1 = 1330\text{mm},$$

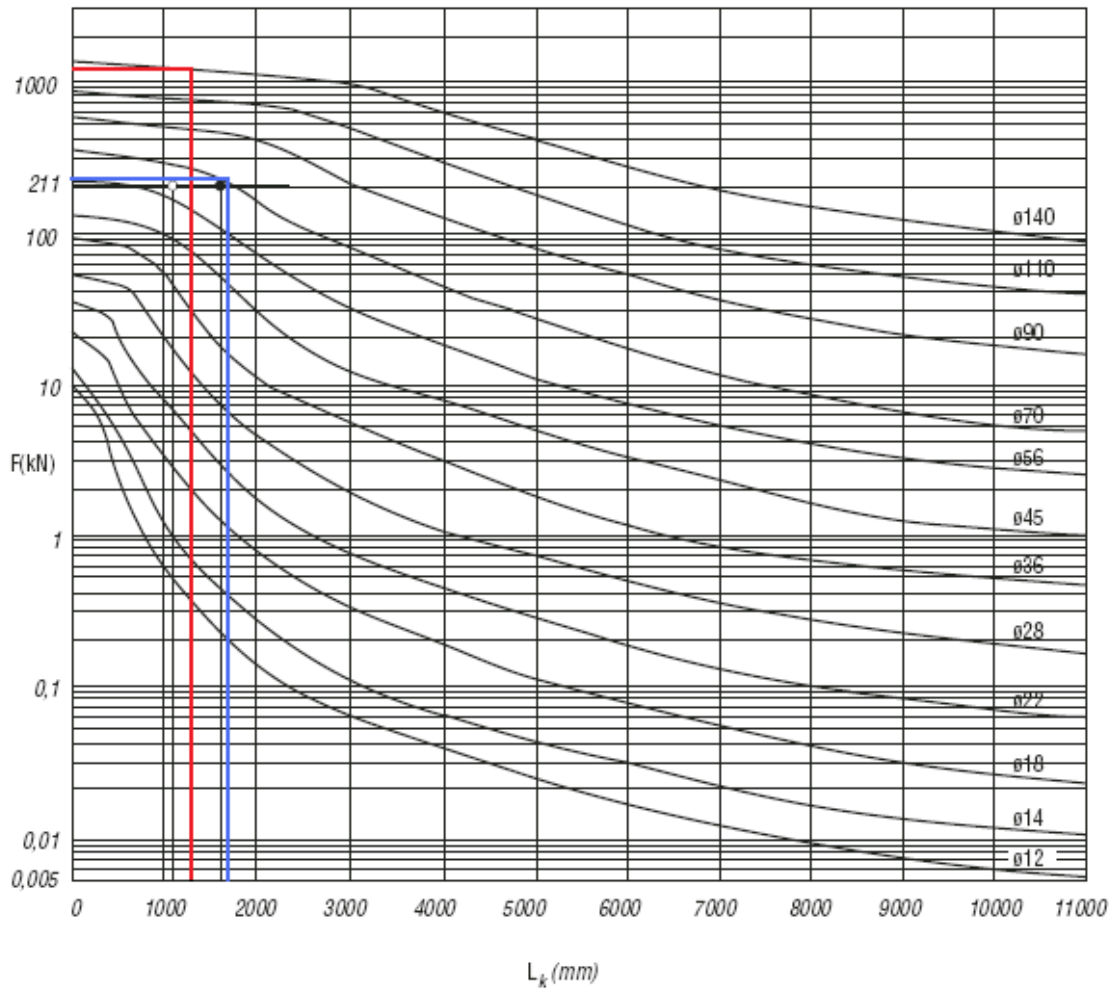
mientras que el secundario corresponde a

$$L_k = L_2 = 1750\text{mm}$$



**Figura 4.3 Influencia del tipo de fijación sobre la longitud de pandeo**





**Figura 4.4 Diagrama de pandeo coeficiente de seguridad =3.5**

De acuerdo al diagrama de pandeo, el cilindro principal puede soportar hasta 1250 KN, mientras el cilindro secundario puede soportar hasta 220 KN. Comparando con la tabla resumen mostrada a continuación, las fuerzas que resistirán los cilindros son menores a las máximas recomendadas por la norma ISO 6020/2.

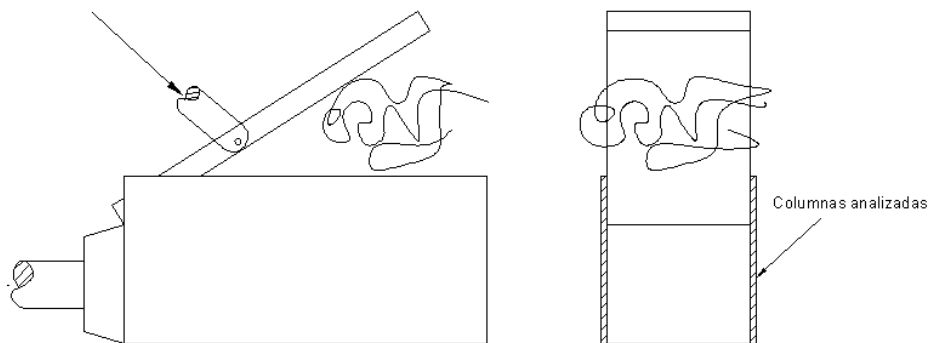
**Tabla 4.3 Resumen**

Cilindro	Ø de pistón (mm)	Ø de vástago (mm)	Carrera (m)	Fuerza (KN)	Sobre-dimensionado (%)
Principal	200	140	L1=1500	F1=785,2	14.4
Secundario	100	70	L2=1150	F2=196,3	200

## 4.2. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA (BASTIDOR)

### 4.2.1. DISEÑO DE LAS PAREDES

Las consideraciones para estimar las medidas de las paredes laterales se da con dos análisis de cargas. *El primer análisis*, se considera el posible caso de tener la fuerza del pistón secundario directamente sobre las paredes, esto se da si tenemos las condiciones mostradas en el esquema de la Figura 4.4. Donde la chatarra contenida transmitiría la fuerza hacia las paredes.



**Figura 4.4 Caso para análisis de carga en columnas de paredes**

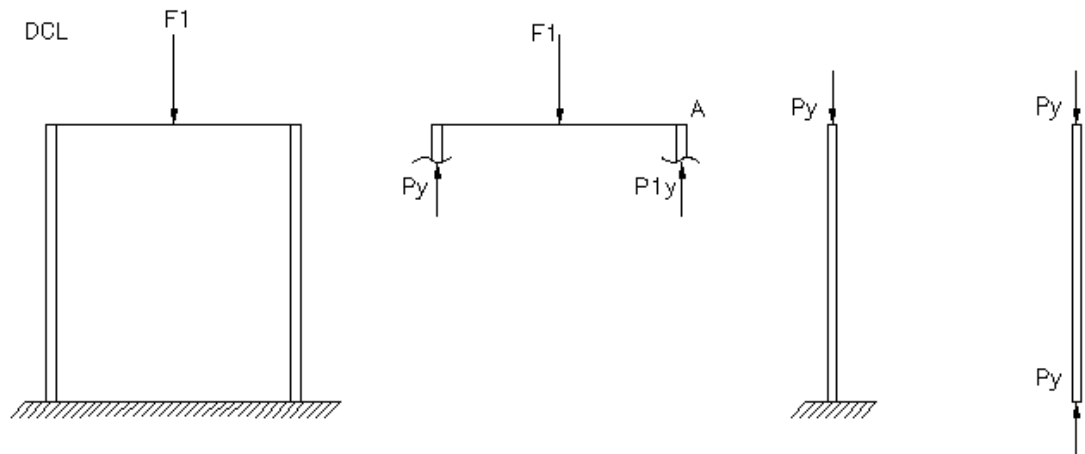
Es importante destacar que la fuerza sería solo una componente de la fuerza total ya que el pistón tiene un movimiento angular, sin embargo se usa la totalidad de la carga para realizar cálculos conservadores.

Se toma en cuenta una columna de una pulgada de espesor. Los siguientes cálculos muestran el desarrollo de la inercia y de la fuerza crítica<sup>4</sup>  $P_{cr}$ . Si se excede esta carga, el más ligero desplazamiento lateral generaría un momento exéntrico de flexión mayor que el momento interno elástico de restauración y la columna colapsaría.

El DCL es el siguiente:

---

<sup>4</sup> Fundamentos de diseño para Ingeniería Mecánica Robert Juvinall páginas 176-179



**Figura 4.5 Diagrama de cuerpo libre de las paredes laterales**

$$E = 21.10210^9 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

Módulo de elasticidad de Acero al Carbono  
fuente Robert L. Norton 206.8 GPa

$$F2 = 20 \cdot 10^3 \text{ Kg}$$

$$\Sigma MA = 0$$

$$\frac{L_0}{2} \cdot F1 = Py \cdot L_0$$

$$Py = \frac{F2}{2} = 1 \times 10^4$$

$$b = .0254 \text{ m} \quad h = 0.711 \text{ m}$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Inercia de la sección

$$I = 7.608 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$L_0 = 0.711 \text{ m}$$

$$L_e = 2.1 \cdot L_0 = 1.493 \text{ m}$$

Recomendaciones mínimas de la AISC  
Juvinall Figura 5.25  
Longitudes de columna Equivalente

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E \cdot I}{L_e^2} = 7.107 \times 10^7 \text{ Kg}$$

Fuerza Crítica

Entonces,  $Py < P_{cr}$  lo que sugiere que si existirá estabilidad elástica. Esto corresponde al caso de que la puerta principal no consigue cortar el material cargado.

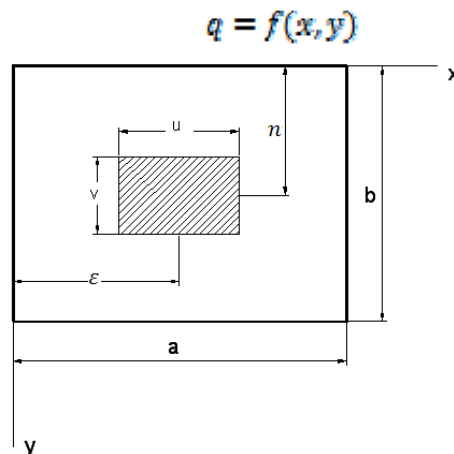
Un *segundo análisis* de cargas se lo hace considerando la compactación del pistón principal. De este análisis se obtendrá el espesor de pared.

#### 4.1.1.1 Espesor de Pared

El análisis de placas y láminas fue una de las primeras aplicaciones del método de elementos finitos en los inicios de los años 60. En aquel tiempo no se apreciaron las diversas dificultades que se encontrarían más tarde y por esta razón en este tema se desarrolla todavía una investigación muy activa. Se usará este método por medio del programa SolidWorks versión 2008. Además, previamente, se usará la teoría de placas de Philip Timoshenko para estimar el espesor de pared a simular en el programa.

Un resumen de la deducción de las ecuaciones de Timoshenko se resume a continuación:

Se toma como carga distribuida a la ecuación dada:



**Figura 4.6 Condiciones de borde**

Para este propósito se trata a la función en forma de una doble serie trigonométrica

$$f(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} a_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Para encontrar el valor del coeficiente  $a_{mn}$  teniendo en cuenta que debemos tender a cero tanto  $u$  como  $v$  para considerar el caso de carga puntual tenemos:

$$\sigma_{\max} = \frac{4P}{abw} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} dx dy$$

$$\sigma_{\max} = \frac{16P}{\pi^2 mnw} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \sin \frac{m\pi u}{2a} \sin \frac{n\pi v}{2b}$$

Para que sea puntual, u y v deben tender a cero.

En un siguiente artículo el autor trata específicamente este caso de carga y concluye con la siguiente ecuación de momento correspondiente a una carga distribuida circular en el centro de la placa.

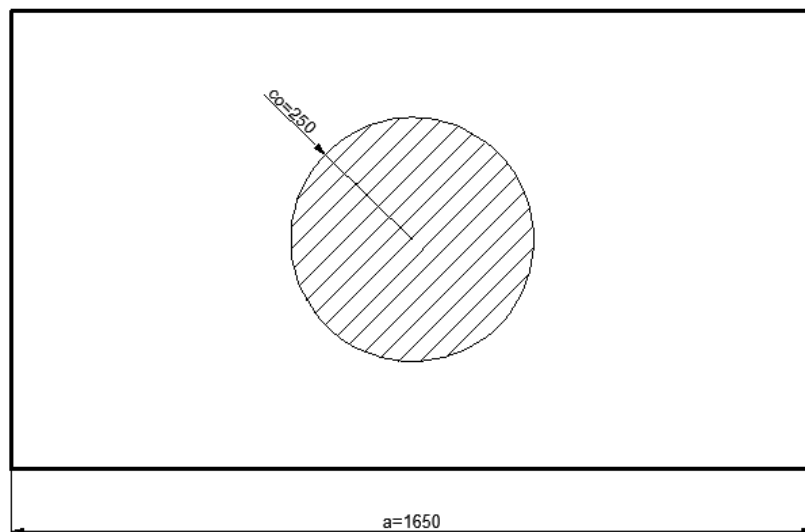
$$M_{\max} := \frac{P_0}{4\pi} \left[ (1 + \nu) \log \left( \frac{a}{c_0} \right) + 1 \right] \quad \text{Ec. 4.2}$$

La carga para que sea máxima debe estar en el centro de la placa<sup>5</sup>. Es decir que en el centro de la placa resulta más crítico el análisis. Cabe recalcar que las unidades concuerdan el momento de reemplazar con la ecuación de esfuerzo:

$$\sigma_{\max} = \frac{6M_{\max}}{h^2} \quad \text{Ec. 4.3}$$

Siendo h el espesor de la pared.

Una vez vista, en parte, la forma de llegar a las ecuaciones, se procede a realizar el cálculo de la pared interior de la cámara de compactación.



**Figura 4.7 Ancho de placa y radio de carga distribuida**

<sup>5</sup> De la teoría de placas de Timoshenko Capítulo 5

La figura muestra las condiciones en las que se calculará el espesor de la placa, para este análisis el autor usa una carga distribuida circular.

$n = 2$	Factor de seguridad
$S_y = 206843 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$	Límite de fluencia A36
$F_1 = 785.2 \text{ KN}$	Fuerza proporcionada por el cilindro principal
$\nu = 0.3$	Coefficiente de Poisson
$a = 1.65 \text{ m}$	Longitud de la placa
$c_0 = 0.25 \text{ m}$	Radio del área de la carga distribuida

$$M_{\max} = \frac{F_1}{4\pi} \cdot \left[ (1 + \nu) \log\left(\frac{a}{c_0}\right) + 1 \right] \quad \text{Timoshenko pg 147}$$

$$M_{\max} = 129.055 \text{ KN}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{\max}}{\frac{S_y}{n}}} = 0.087 \text{ m} \quad \text{Timoshenko pg 108}$$

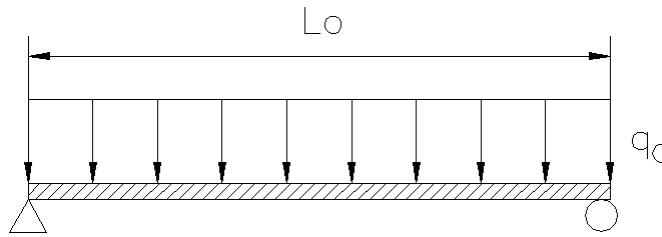
Si bien el espesor de 87mm soportaría la carga, es necesario ahorrar material usando soportes laterales, pudiendo ser placas o perfiles, que resistirían una carga distribuida equivalente a un porcentaje de la carga total. Se toma en cuenta que el 60% de la fuerza se aplicará a los perfiles, mientras que la placa soportará el 40% de la misma. Se iterará este porcentaje hasta conseguir una placa de 1½plg que se considera bastante accesible en el mercado ecuatoriano.

$$F_1 := 785.2 \text{ KN} \quad \text{Fuerza} \quad F_p := 0.4 \cdot F_1 \quad \text{Fuerza que soportará el refuerzo}$$

#### 4.1.1.2 Refuerzos de pared

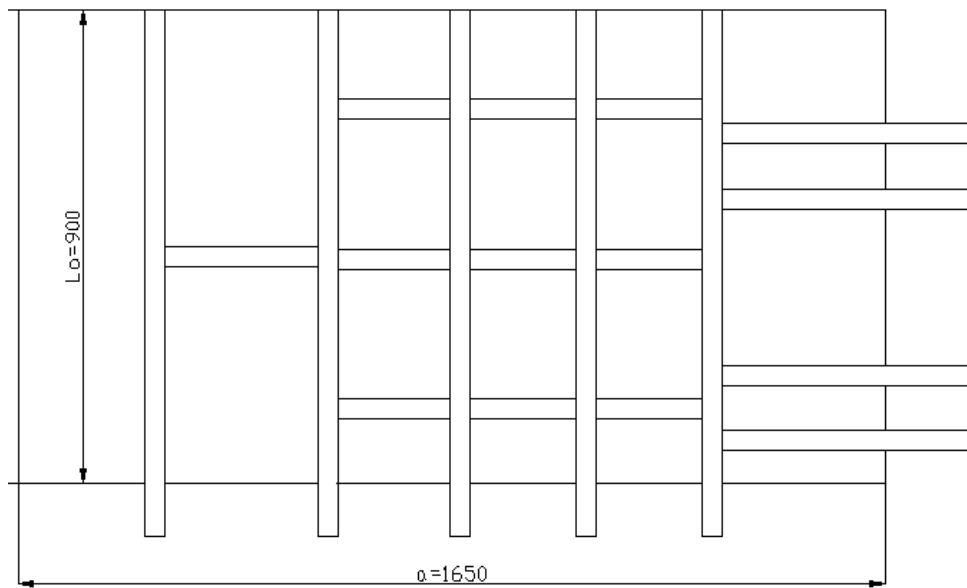
El perfil se lo tratará como simplemente apoyado, de ahí la expresión de momento:

$$M := \frac{q_0 \cdot L_0^2}{8} \quad \text{Ec. 4.4}$$



**Figura 4.8** Viga simplemente apoyada con carga distribuida

Los perfiles tienen apoyo lateral debido a que se soldará a la placa, además se usarán soportes laterales de la misma sección.



**Figura 4.9** Configuración de la pared.

La pared lateral tendrá esta configuración debido a que es en la parte inferior derecha en la que se aplicará la fuerza.

**Tabla 4.4** Iteración

Iteración No	Porcentaje de fuerza (placa-refuerzo)	h metros (in)	$S_x$ in <sup>3</sup>	Perfil	$S_x$ final in <sup>3</sup>	Inercia	Pl. equi (m)
1	40-60	0,055 (2,1)	3,77	C6x8,2	4,35	13,1	0,120
2	35-65	0,05 (2)	4,084	C6x10,5	5,04	15,2	0,126
3	30-70	0,046 (1,8)	4,398	C6x10,5	5,04	15,2	0,126
4	25-75	0,042 (1,7)	4,712	C6x10,5	5,04	15,2	0,126
5	20-80	0,038 (1,5)	5,26	C6x10,5	5,04	15,2	0,126

El espesor de pared de 38mm, converge en la quinta iteración.

## Ejemplos de cálculos:

$$L_o = 0.9 \text{ m}$$

$$P_c = F_1 - P_p = 628.16 \text{ Fuerza para refuerzos}$$

$$q_o = \frac{P_c}{6L_o} = 116.326 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

Una sexta parte de la fuerza debido al número de perfiles y a la puerta.

$$M = \frac{q_o \cdot L_o^2}{8} = 11.778 \text{ KN}\cdot\text{m}$$

Con este momento encontramos el módulo  $S_x$

$$F_b = 0.66S_y$$

Pg 83 Diseño de estructuras metálicas método ASD McCormac

$$S_x = \frac{M}{F_b} = 8.628 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$S_x \cdot 61023.7 = 5.265 \text{ in}^3$$

Corresponde a un perfil C6x10,5

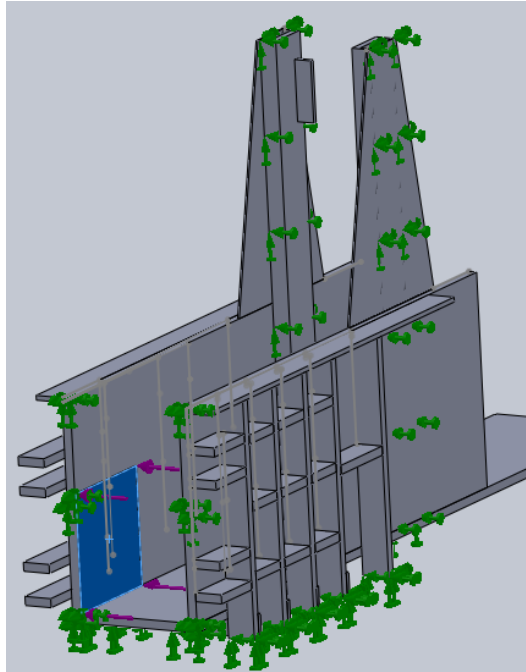
El análisis en SolidWorks es el siguiente:

### Paredes

Las paredes están formadas por placas de acero ASTM A-36 de espesor de 38 mm, al igual que los refuerzos.

Se aplicó una carga distribuida en un área de 500x500 mm, ya que como se comprobó en el experimento realizado, al inicio del recorrido el material se acomoda llenando los espacios vacíos sin generar carga en las paredes, esta área se consideró en la parte final del recorrido como se indica en la figura.



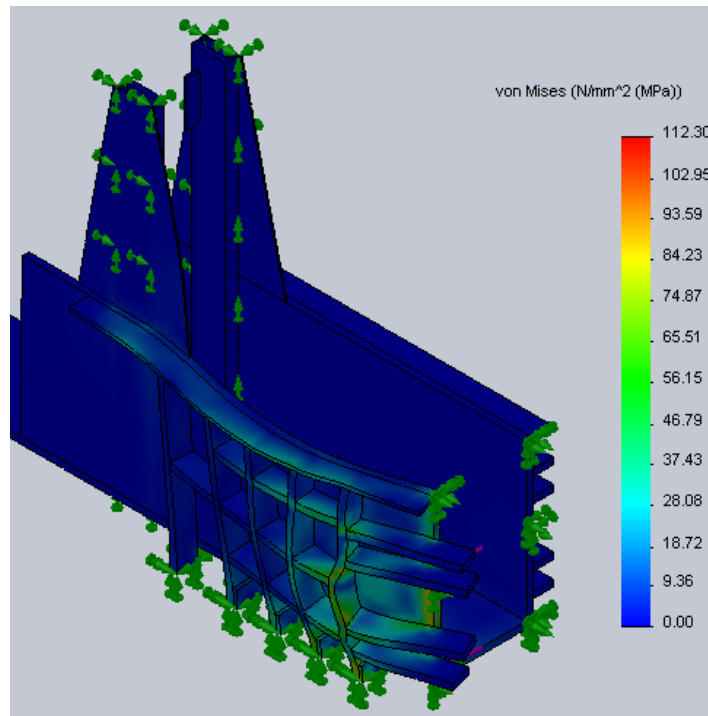


**Figura 4.10 Ubicación de la fuerza en las paredes**

Aplicando una carga de 785.2 KN se obtuvieron los siguientes resultados:

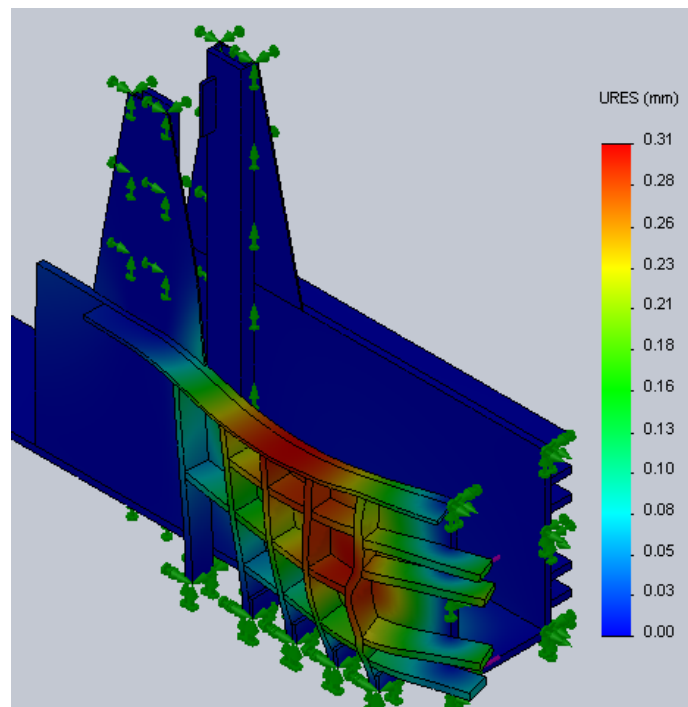
**Tabla 4.5 Resultados de las paredes**

<b>Nombre</b>	<b>Tipo</b>	<b>Min</b>	<b>Max</b>
Esfuerzo	VON: von Mises Stress	6.58e-06 (MPa)	112.304 (MPa)
Desplazamiento	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	0.310041 mm



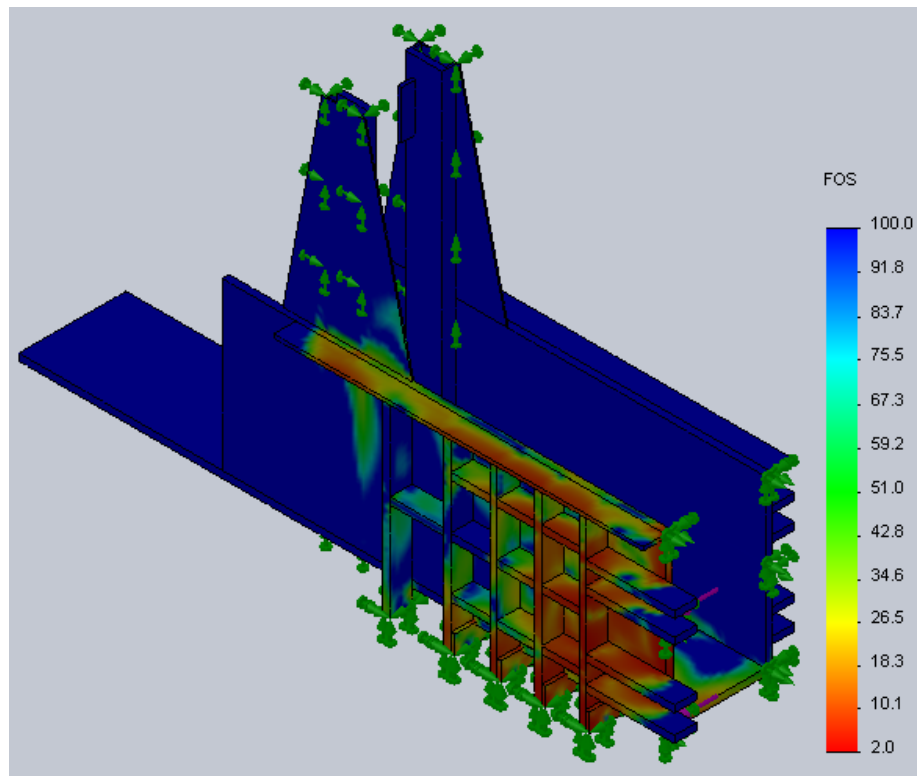
**Figura 4.11 Simulación del esfuerzo de Von Mises para las paredes**

El mayor esfuerzo para el elemento es de 112,3 MPa, por lo que no supera el valor de fluencia del material.



**Figura 4.12 Simulación del desplazamiento para las paredes**

El máximo valor de desplazamiento para las paredes es de 0.31mm, ubicándose en la parte central y superior de las paredes.



**Figura 4.13 Factor de seguridad para las paredes**

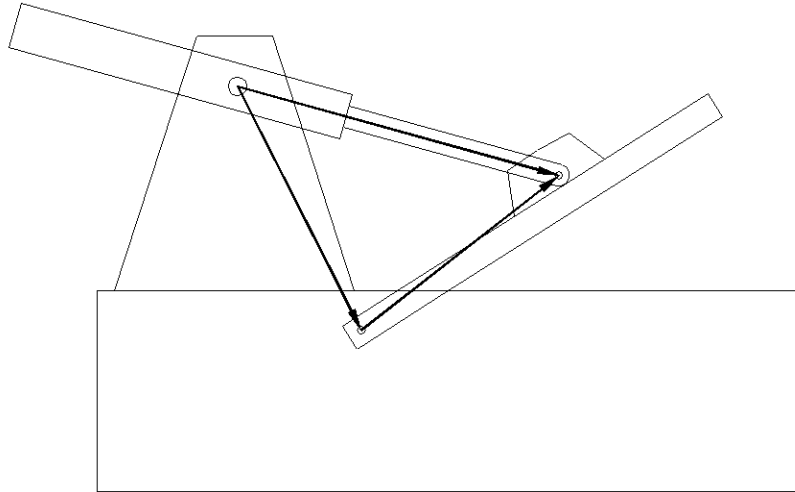
Por medio de la simulación se determinó que el conjunto analizado tiene un factor de seguridad mínimo de 2.

#### **4.2.2. DISEÑO DE PUERTAS**

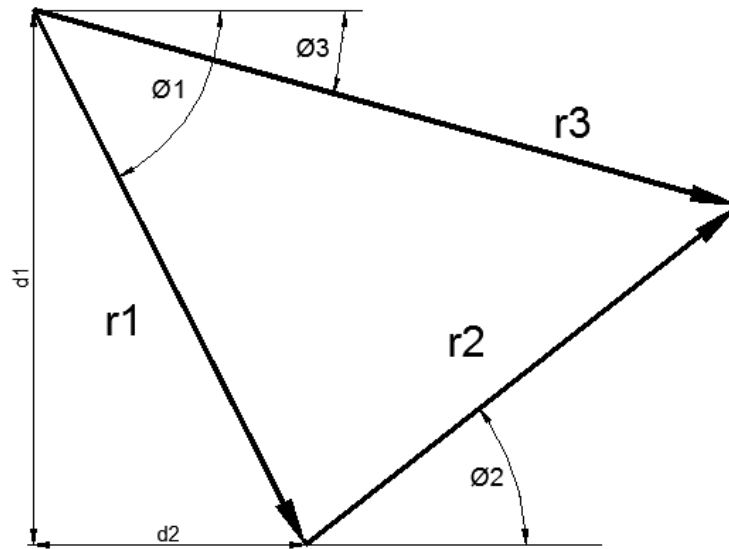
Para este diseño se utilizará el programa Working Model2d, este permite realizar la simulación en dos dimensiones de los mecanismos de cierre. En esta sección se definirá la disposición de los elementos que realizarán la compactación angular y las dimensiones del gancho para la puerta de compactación angular.

Puerta de compactación angular

Este elemento se caracteriza por tener un mecanismo de cierre que corresponde al siguiente modelo:



**Figura 4.14 Esquema de conjunto**



**Figura 4.15 Circuito vectorial**

$$r_1 + r_2 = r_3$$

Utilizando la notación en álgebra compleja donde el eje x es el eje real y el eje y es imaginario:

**Ec. 4.5**

$$r_1 \cdot e^{i\phi_1} + r_2 \cdot e^{i\phi_2} = r_3 \cdot e^{i\phi_3}$$

**Ec. 4.6**

$$r_1(\cos(\phi_1) + i \cdot \sin(\phi_1)) + r_2(\cos(\phi_2) + i \cdot \sin(\phi_2)) = r_3(\cos(\phi_3) + i \cdot \sin(\phi_3))$$

Igualando la parte real con la imaginaria se tiene el siguiente sistema de ecuaciones no lineales:

$$r_1 \cdot \cos(\phi_1) + r_2 \cdot \cos(\phi_2) = r_3 \cdot \cos(\phi_3) \quad \dots\dots(a)$$

$$r_1 \cdot \sin(\phi_1) + r_2 \cdot \sin(\phi_2) = r_3 \cdot \sin(\phi_3) \quad \dots\dots(b)$$

El ángulo de la puerta será la variable independiente que va de 0 a 90°.

Que la puerta se abra hasta el valor del ángulo recto es lo ideal debido a que con este ángulo se tiene más espacio para llenar la cámara de compactación.

(b)  
(a)

$$\frac{\sin(\phi_3)}{\cos(\phi_3)} = \frac{r_1 \cdot \sin(\phi_1) + r_2 \cdot \sin(\phi_2)}{r_1 \cdot \cos(\phi_1) + r_2 \cdot \cos(\phi_2)}$$

Al realizar la división, se elimina r3

$$\phi_3 = \text{atan}\left(\frac{r_1 \cdot \sin(\phi_1) + r_2 \cdot \sin(\phi_2)}{r_1 \cdot \cos(\phi_1) + r_2 \cdot \cos(\phi_2)}\right)$$

**Ec. 4.7**

De la ecuación (b) se tiene:

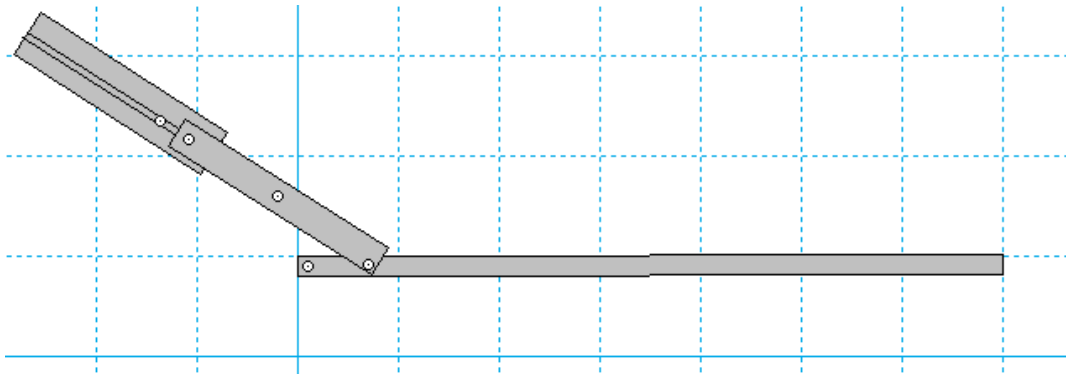
$$r_3 = \frac{r_1 \cdot \sin(\phi_1) + r_2 \cdot \sin(\phi_2)}{\sin(\phi_3)}$$

Magnitud del vector r3 o desplazamiento del gato secundario

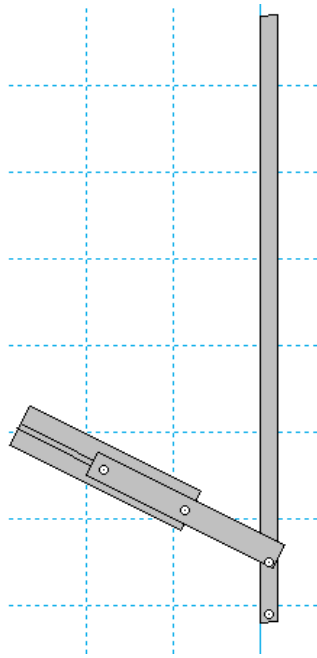
**Ec. 4.8**

Este es el análisis del mecanismo, a continuación se realizan iteraciones con la ayuda de la simulación en WM2D (Working Model 2D) versión 5.0.3.37. El programa permite realizar movimientos en los eslabones previamente proyectados en Autocad.

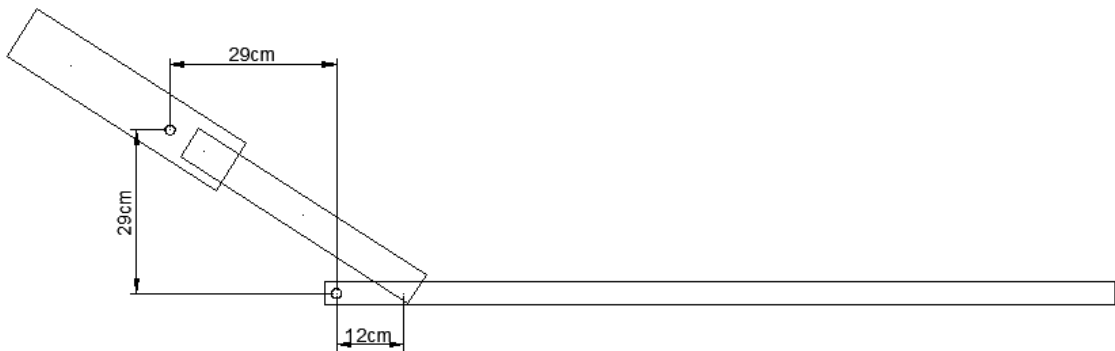
### Ajuste de Diseño 1



**Figura 4.16 Primer ajuste, puerta de compactación angular cerrada**



**Figura 4.17 Primer ajuste, puerta de compactación angular abierta**



**Figura 4.18 Dimensiones, primer ajuste**

$$d1 = 0.29 \text{ m}$$

$$d2 = 0.29 \text{ m}$$

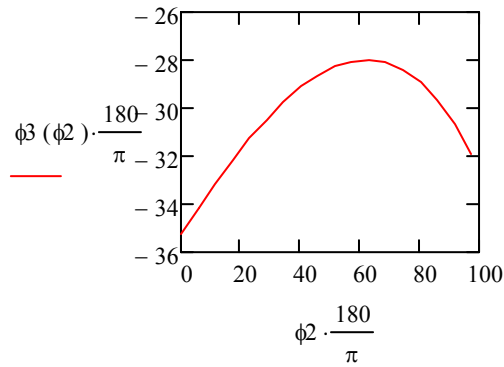
$$r1 = \sqrt{(d1)^2 + d2^2} = 0.41 \text{ m}$$

$$\phi1 = -\text{atan}\left(\frac{d1}{d2}\right) = -0.785 \text{ rad}$$

$$r2 = 0.12 \text{ m}$$

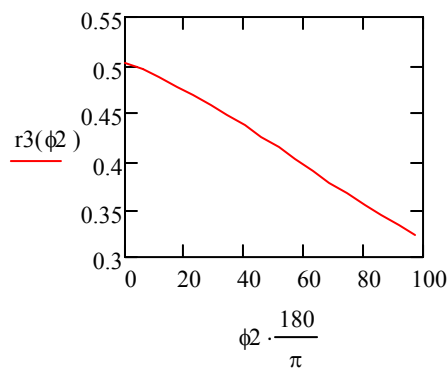
$$\phi2 = 0,0.1.. \frac{9\pi}{16} \text{ rad}$$

$$\phi3 (\phi2) = \text{atan}\left(\frac{r1 \cdot \sin(\phi1) + r2 \cdot \sin(\phi2)}{r1 \cdot \cos(\phi1) + r2 \cdot \cos(\phi2)}\right)$$



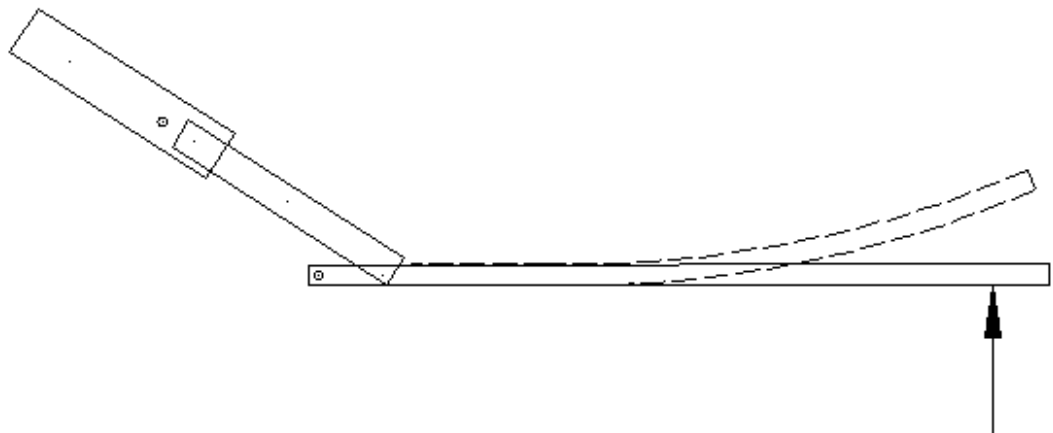
**Figura 4.19 Desplazamiento angular del cilindro secundario**

$$r_3(\phi_2) = \frac{r_1 \cdot \sin(\phi_1) + r_2 \cdot \sin(\phi_2)}{\sin(\phi_3(\phi_2))}$$



**Figura 4.20 Desplazamiento de vástago de cilindro secundario**

Entonces, se ubicó un cilindro pequeño de tal forma que la puerta se abriera totalmente. Los inconvenientes que tiene esta configuración se ilustran en la siguiente gráfica.



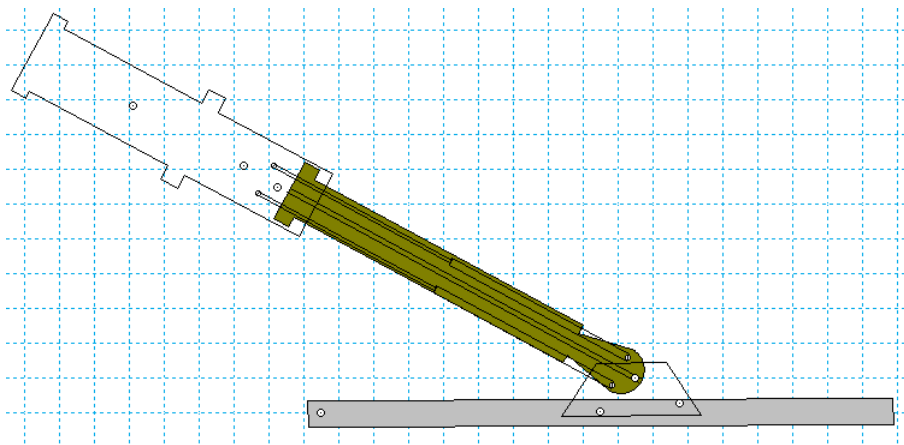
**Figura 4.21 Durante la etapa de compactación del cilindro principal**

Cuando la máquina este operando, la puerta corre el riesgo de trabarse, debido a que la distancia desde el extremo derecho hasta el acople con el vástago provoca un momento muy grande, es por esto que la magnitud del vector  $r_2$  debe ser lo suficientemente grande como para evitar este efecto. Otra forma de solucionar este problema es ubicando en el extremo, un cerramiento que soporte toda la fuerza que aplicaría el cilindro principal en su etapa de compactación. De esta forma esta configuración sería la correcta. Sin embargo, la función de este mecanismo no se resume en soportar la segunda etapa de compactación ya que además deberá ser capaz de solventar otro tipo de cargas (véase 4.1 cilindro secundario).

Por todas estas razones, se concluye que:

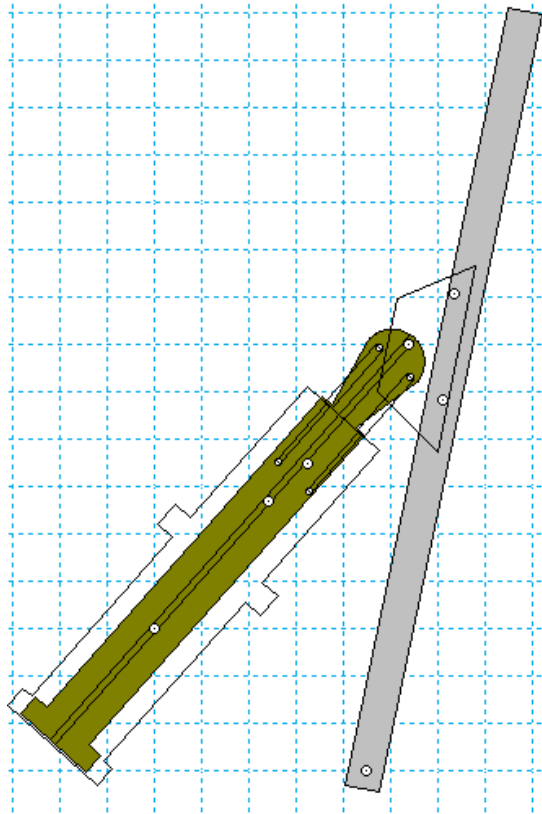
- Usar un cilindro con poca carrera no es conveniente,
- La magnitud del vector  $r_2$  será lo más cercana posible al extremo de la puerta.
- En lo posible  $d_2$  tendrá la menor distancia para no sobredimensionar la carrera del cilindro, sin embargo siempre estará direccionada hacia la parte posterior de la máquina para poder usar todo el alcance del cilindro.

### Ajuste de Diseño 2

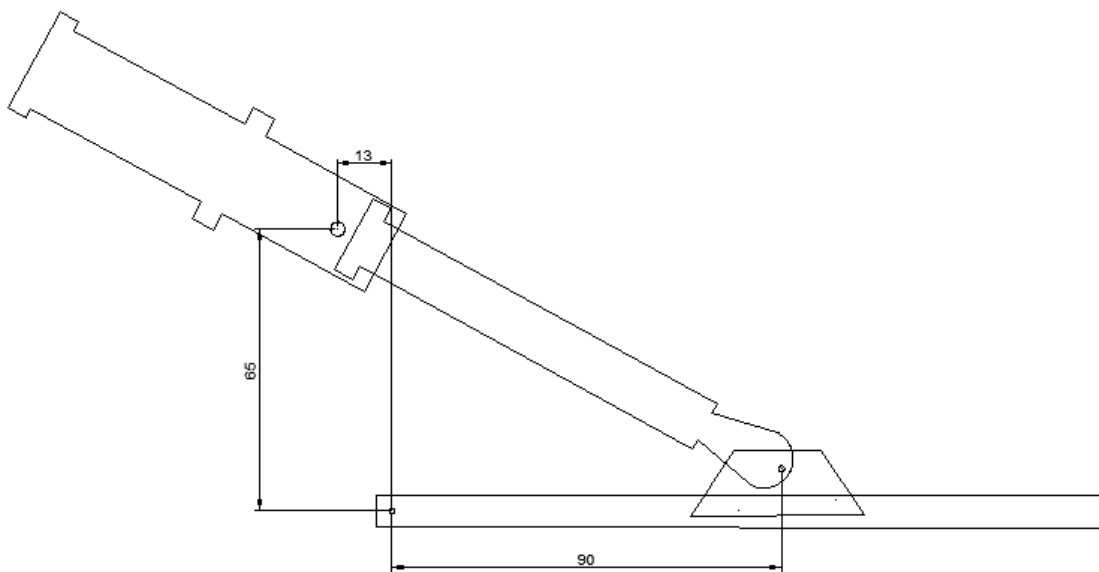


**Figura 4.22 Segundo ajuste, puerta de compactación angular cerrada**





**Figura 4.23 Tercer ajuste, puerta de compactación angular abierta**



**Figura 4.24 Dimensiones, segundo ajuste**

$$d1 = 0.65 \text{ m}$$

$$d2 = 0.13 \text{ m}$$

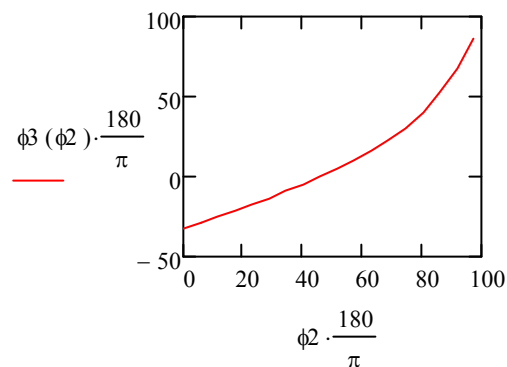
$$r1 = \sqrt{(d1)^2 + d2^2} = 0.663 \text{ m}$$

$$\phi1 = -\text{atan}\left(\frac{d1}{d2}\right) = -1.373 \text{ rad}$$

$$r2 = 0.9 \text{ m}$$

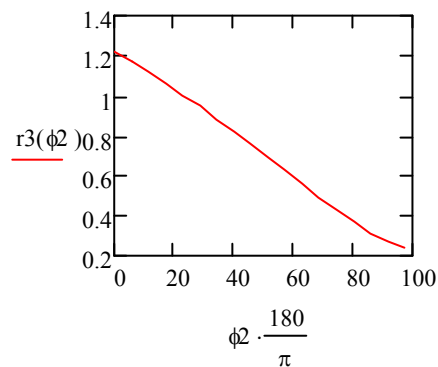
$$\phi2 = 0, 0.1.. \frac{9\pi}{16} \text{ rad}$$

$$\phi3(\phi2) := \text{atan}\left(\frac{r1 \cdot \sin(\phi1) + r2 \cdot \sin(\phi2)}{r1 \cdot \cos(\phi1) + r2 \cdot \cos(\phi2)}\right)$$



**Figura 4.25 Desplazamiento angular del cilindro secundario**

$$r3(\phi2) = \frac{r1 \cdot \sin(\phi1) + r2 \cdot \sin(\phi2)}{\sin(\phi3(\phi2))}$$



**Figura 4.26 Desplazamiento de vástago de cilindro secundario**

La carrera del pistón es determinante para conseguir un mayor momento en la puerta. Por lo que se buscará un pistón con un alcance mayor al de la segunda iteración.

### Ajuste de Diseño 3

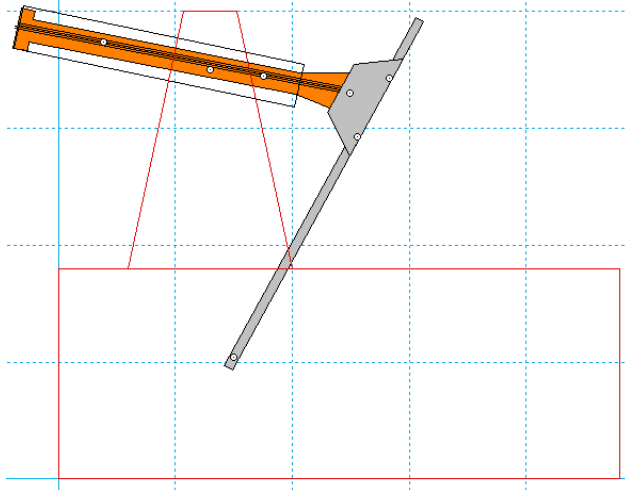


Figura 4.27 Tercer ajuste, puerta de compactación angular abierta

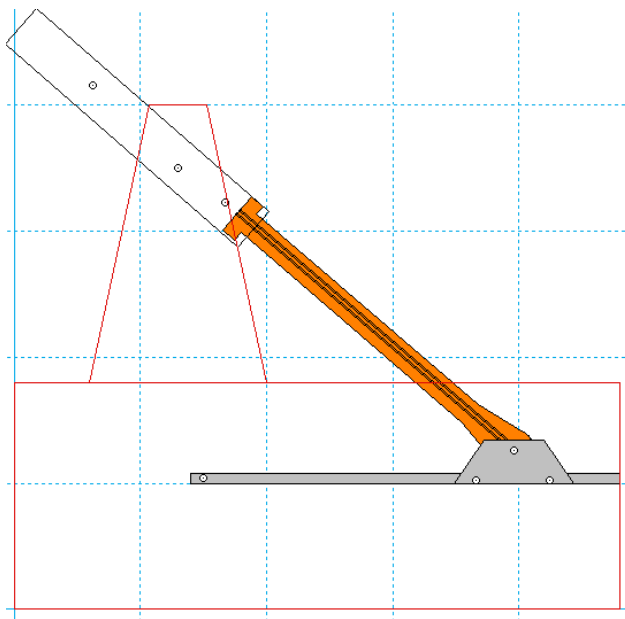
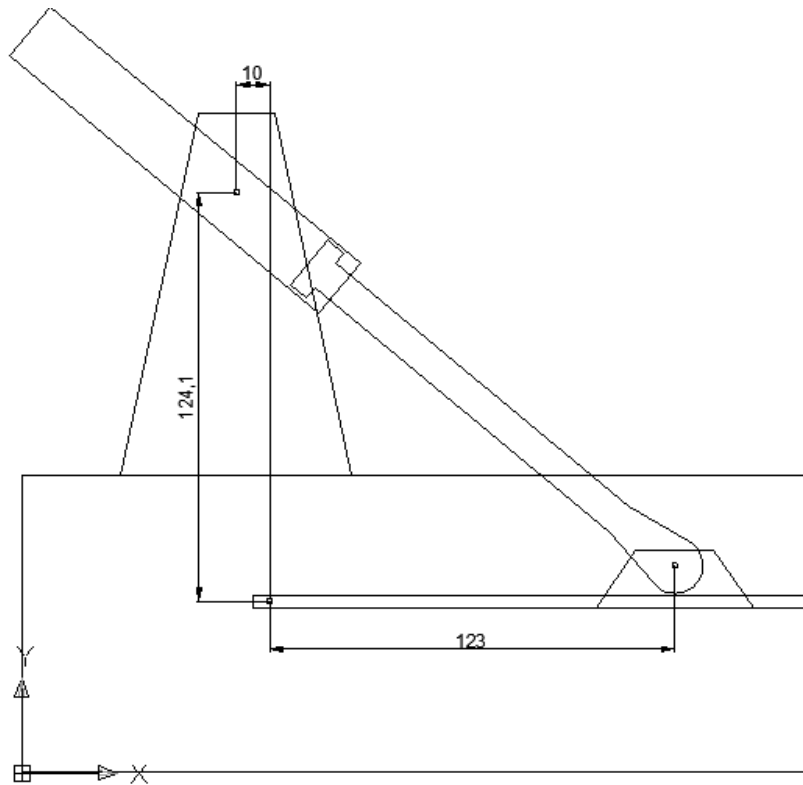


Figura 4.28 Tercer ajuste, puerta de compactación angular cerrada



**Figura 4.29 Dimensiones, tercer ajuste**

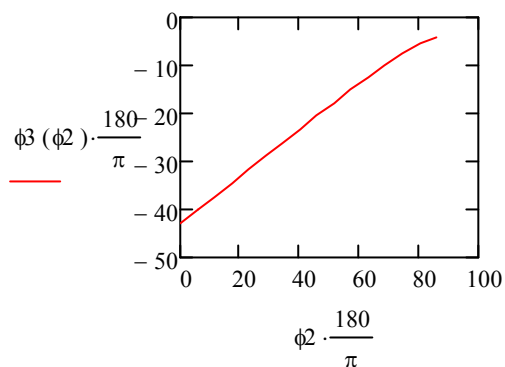
$$d1 = 1.241 \text{ m}$$

$$d2 = 0.1 \text{ m}$$

$$r1 = \sqrt{(d1)^2 + d2^2} = 1.245 \text{ m} \quad \phi1 = -\text{atan}\left(\frac{d1}{d2}\right) = -1.49 \text{ rad}$$

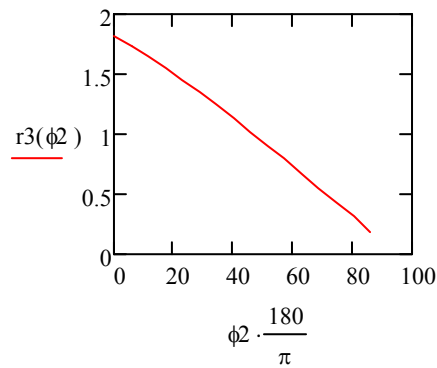
$$r2 = 1.23 \text{ m} \quad \phi2 = 0, 0.1.. \frac{\pi}{2} \text{ rad}$$

$$\phi3(\phi2) := \text{atan}\left(\frac{r1 \cdot \sin(\phi1) + r2 \cdot \sin(\phi2)}{r1 \cdot \cos(\phi1) + r2 \cdot \cos(\phi2)}\right)$$



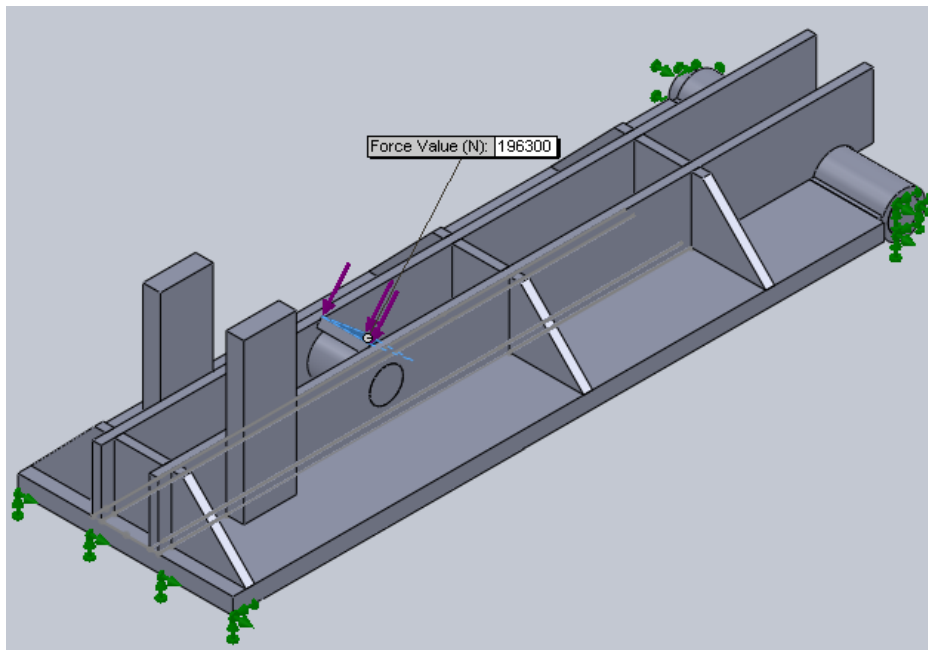
**Figura 4.30 Desplazamiento angular del gato secundario**

$$r3(\phi2) = \frac{r1 \cdot \sin(\phi1) + r2 \cdot \sin(\phi2)}{\sin(\phi3(\phi2))}$$



**Figura 4.31 Desplazamiento de vástago de cilindro secundario**

Después de analizada la síntesis, se procedió a calcular los esfuerzos por medio de SolidWorks obteniendo los resultados ilustrados en la figura.

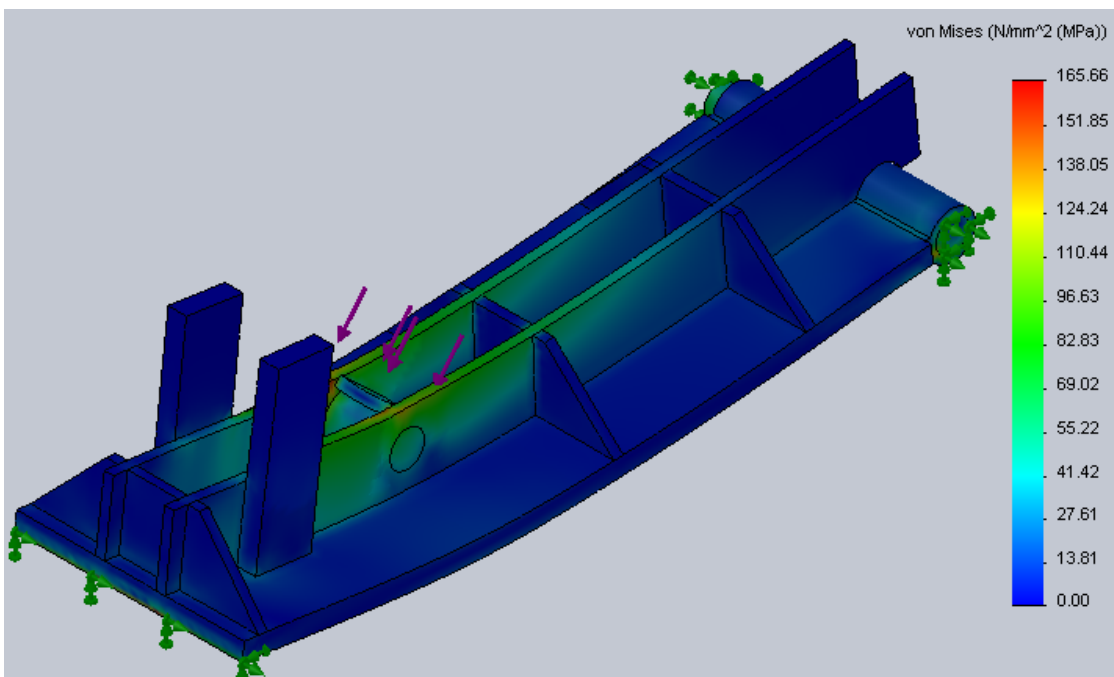


**Figura 4.32 Ubicación de la fuerza en puerta de compactación angular**

Luego de realizar el estudio correspondiente se obtuvieron los siguientes resultados:

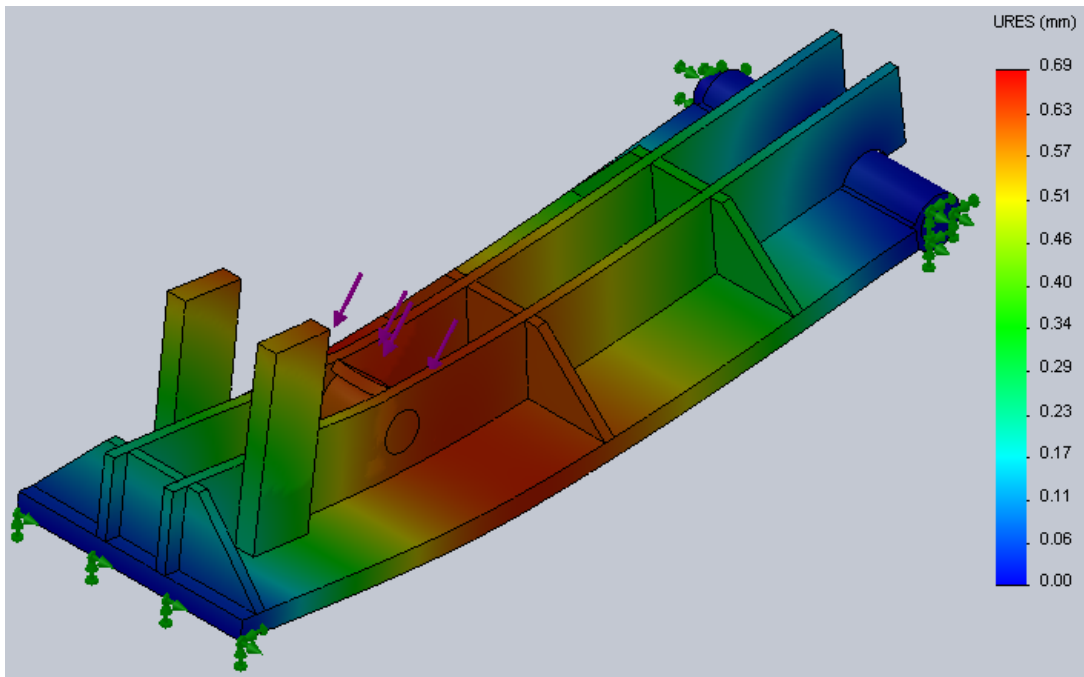
**Tabla 4.6 Resultados de puerta de compactación angular**

Nombre	Tipo	Min	Max
Esfuerzo	VON: von Mises Stress	0.0013845 (MPa)	165.658 (MPa)
Desplazamiento	URES: Desplazamiento Resultante	0 mm	0.686645 mm



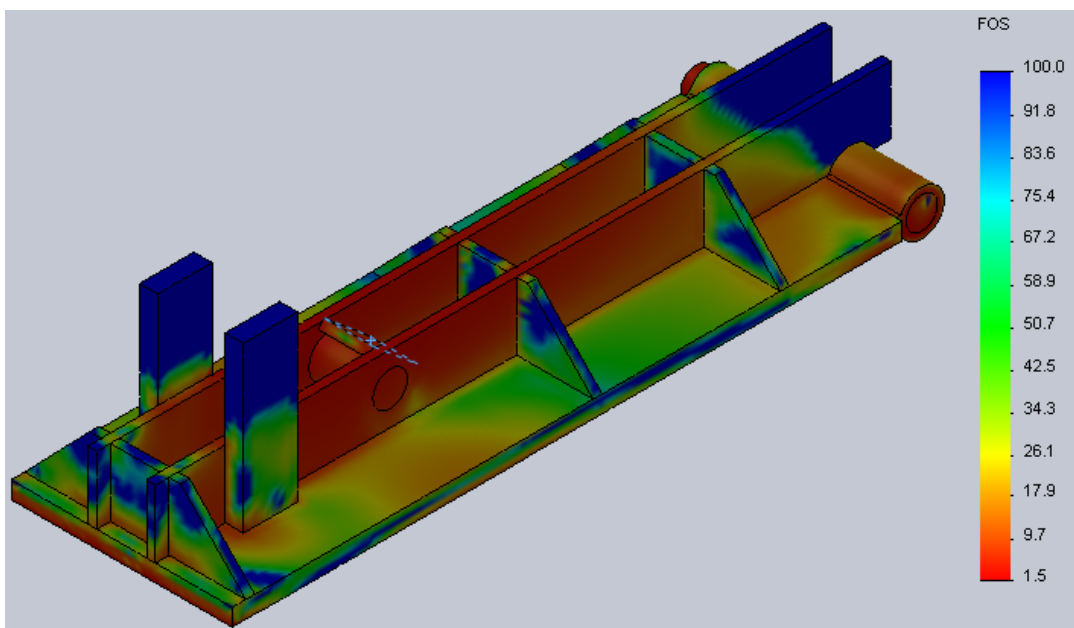
**Figura 4.33 Simulación del esfuerzo de Von Mises para la puerta de compactación angular**

El mayor esfuerzo para la puerta de compactación angular es de 165,6 MPa, no supera el valor de fluencia del material.



**Figura 4.34 Simulación del desplazamiento para la puerta de compactación angular**

El mayor desplazamiento que se da en el elemento, tiene un valor de 0.69 mm.



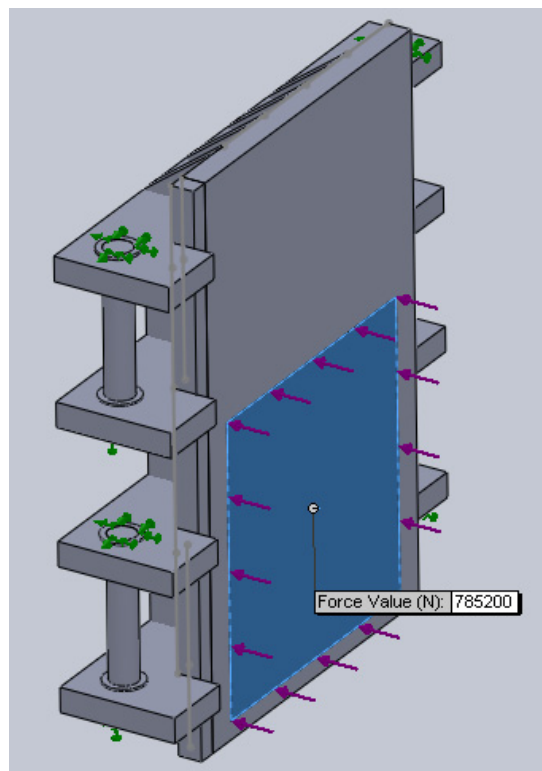
**Figura 4.35 Factor de seguridad para la puerta de compactación angular**

Se determino que el conjunto analizado tienen un factor de seguridad mínimo de 1.5

### **Puerta de Contención**

Se modelo los componentes de la puerta utilizando una placa de acero ASTM A-36 de 38 mm. de espesor, también se colocaron refuerzos verticales del mismo material, además los refuerzos horizontales van a ser a acero 1020 de un espesor de 40mm.

Se aplicó una carga distribuida en un área de 500 x 500 mm. que es área del dado como se indica en la figura, la carga aplicada es de 785.2 KN (88 ton) obteniendo los siguientes resultados:

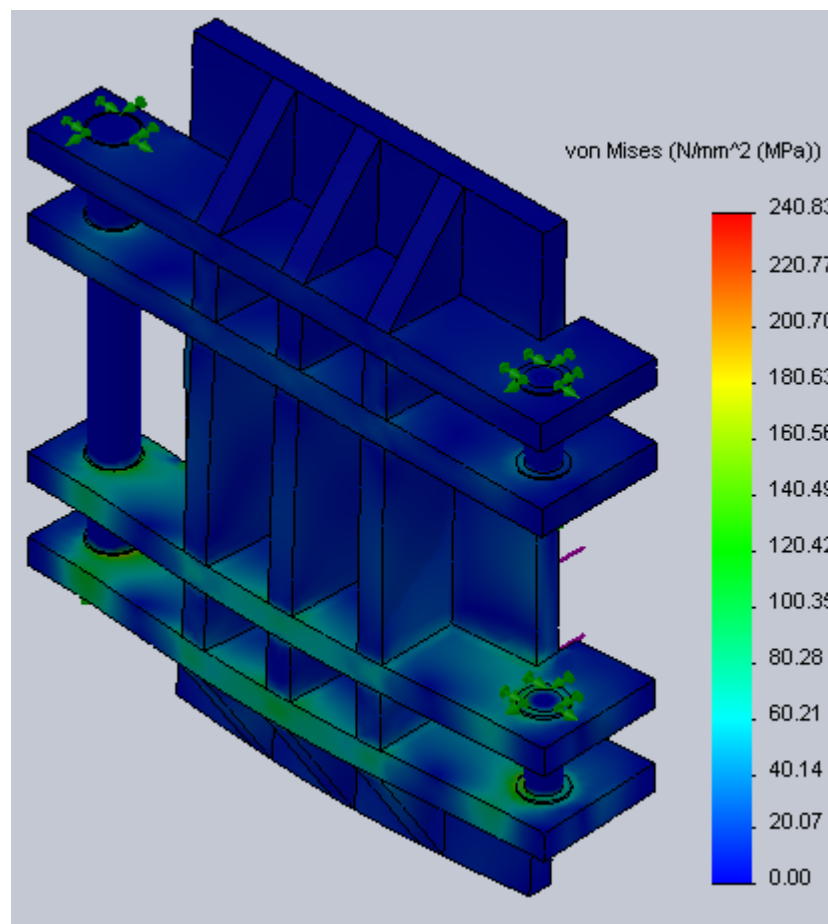


**Figura 4.36 Ubicación de la fuerza en la puerta de contención**



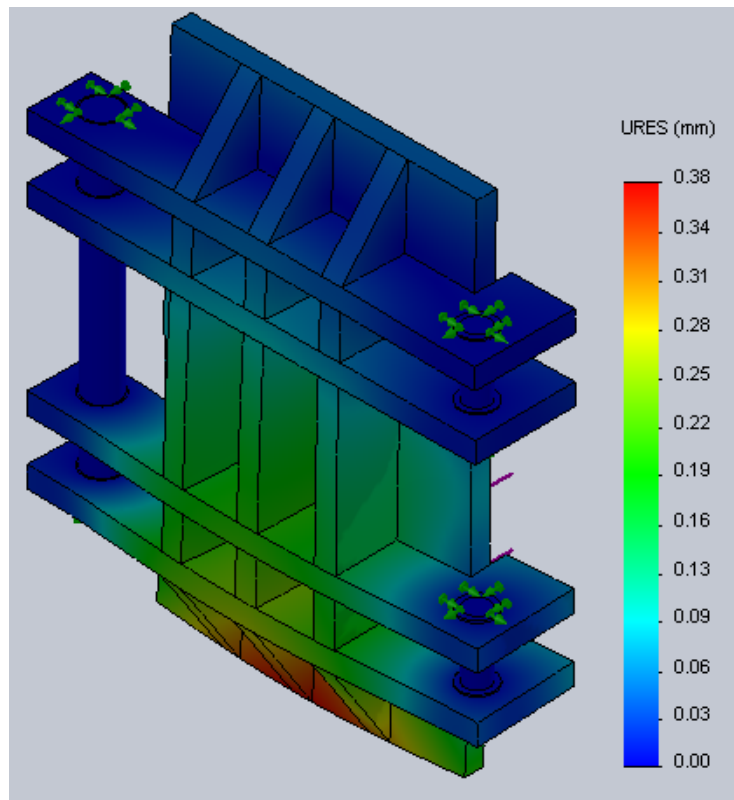
**Tabla 4.7 Resultados de simulación de la puerta de contención**

Nombre	Tipo	Min	Max
Esfuerzo	VON: von Mises Stress	1.035e-06 MPa	240.835 MPa
Desplazamiento	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	0.37582mm



**Figura 4.37 Simulación del esfuerzo Von Mises de la puerta de contención**

Como se observa en la tabla 4.7, el mayor esfuerzo tiene un valor de 240.84 MPa, el cual no supera el valor de fluencia del acero A-36.



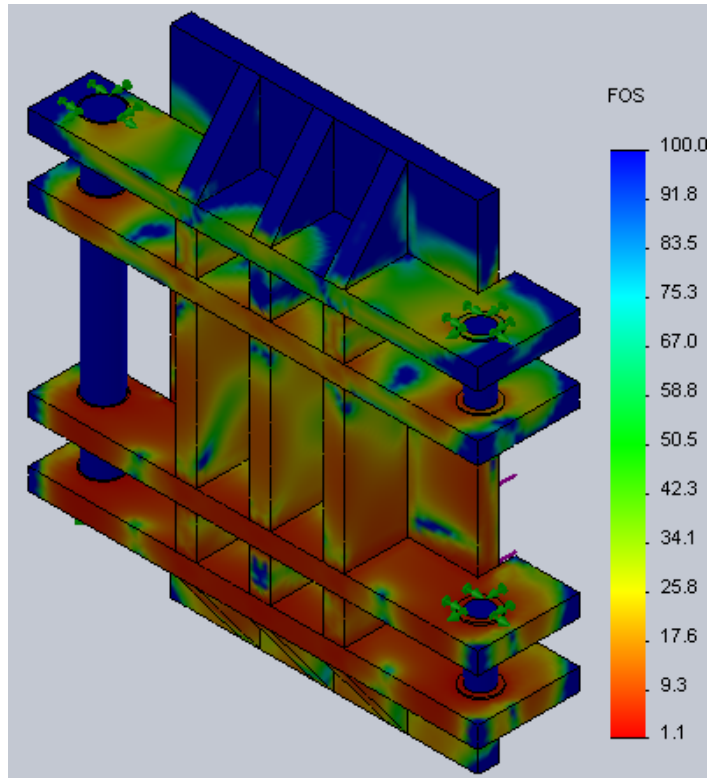
**Figura 4.38 Simulación del desplazamiento de la puerta de contención**

El mayor desplazamiento de la puerta de contención tiene un valor de 0.38 mm, ubicándose en la parte inferior de la misma.

### **Factor de Seguridad**

El factor de seguridad se determinó con el criterio de esfuerzo máximo de VonMises:

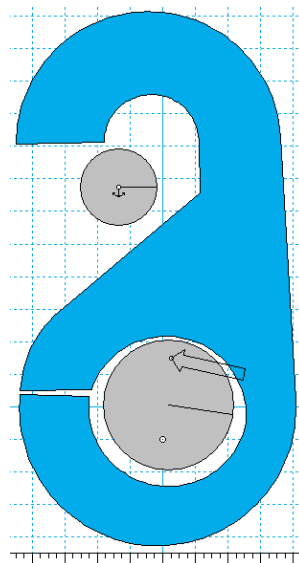
$$FOS = \frac{\sigma_{\text{limite}}}{\sigma_{\text{vonMises}}} \quad \text{Ec. 4.9}$$



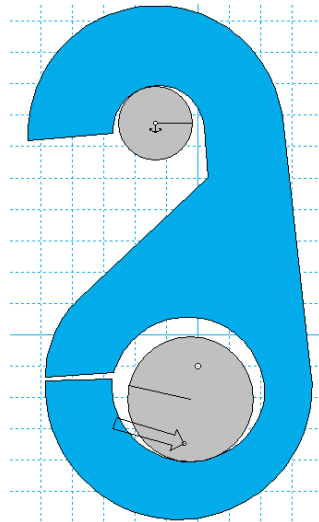
**Figura 4.39 Simulación del factor de seguridad de la puerta de contención**

De donde se determinó que los elementos analizados tienen un factor de seguridad mínimo para este elemento es de 1.1.

Esta puerta se caracteriza por ser accionada manualmente, el mecanismo de cierre es el siguiente:

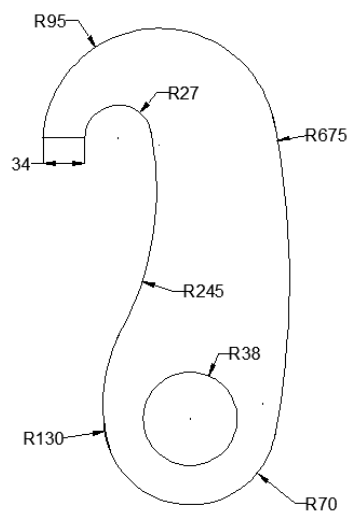


**Figura 4.40 Mecanismo de cierre**



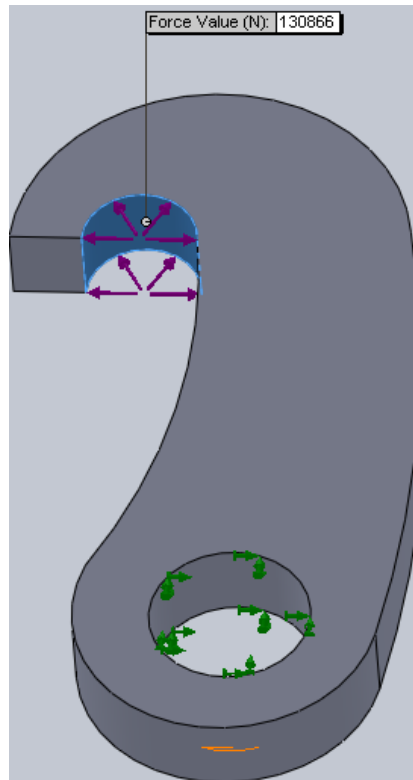
**Figura 4.41 Accionamiento de mecanismo de cierre**

En este primer bosquejo se muestra la forma de operar el mecanismo, las dimensiones finales de la matriz de los ganchos de la pared de contención son los siguientes:



**Figura 4.42 Dimensiones finales**

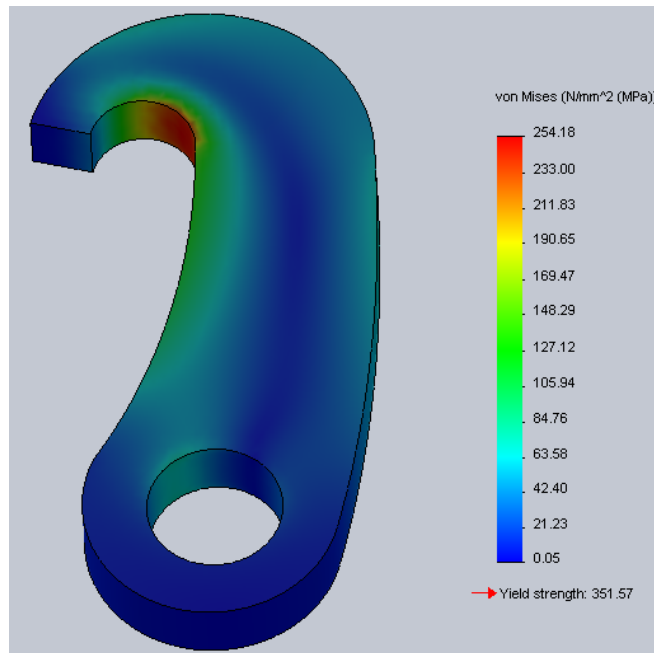
El gancho de anclaje es de acero 1020, de un espesor de 40 mm, se le aplicó una carga distribuida de 130.866 KN (14 ton) como se indica en la figura, obteniendo los siguientes resultados:



**Figura 4.43 Ubicación de la fuerza en gancho de anclaje**

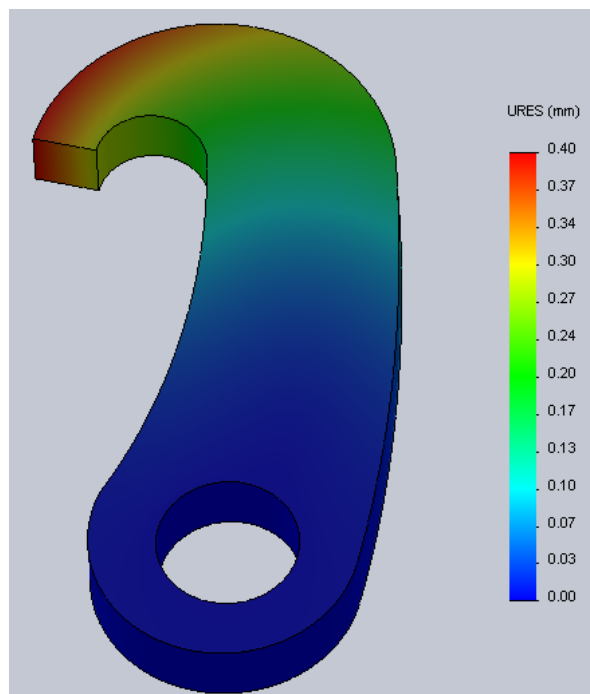
**Tabla 4.8 Resultados de simulación del gancho de anclaje**

<b>Name</b>	<b>Tipo</b>	<b>Min</b>	<b>Max</b>
Esfuerzo	VON: von Mises Stress	0.0476 MPa	254.183 MPa
Desplazamiento	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	0.40411 mm



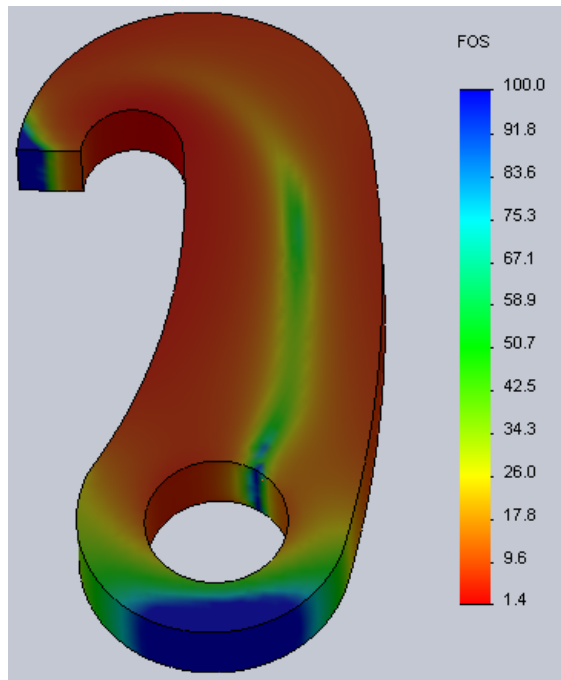
**Figura 4.44 Simulación del esfuerzo Von Mises del gancho de anclaje**

El mayor esfuerzo en el gancho de anclaje es de 254.81 MPa el cual no supera el valor de fluencia del acero 1020



**Figura 4.45 Simulación del desplazamiento del gancho de anclaje**

El mayor desplazamiento que se da en este elemento, es en la parte superior del gancho con un valor de 0.10 mm.



**Figura 4.46 Simulación del factor de seguridad del gancho de anclaje**

Se determinó que el factor de seguridad mínimo es de 1.4 para el elemento analizados.

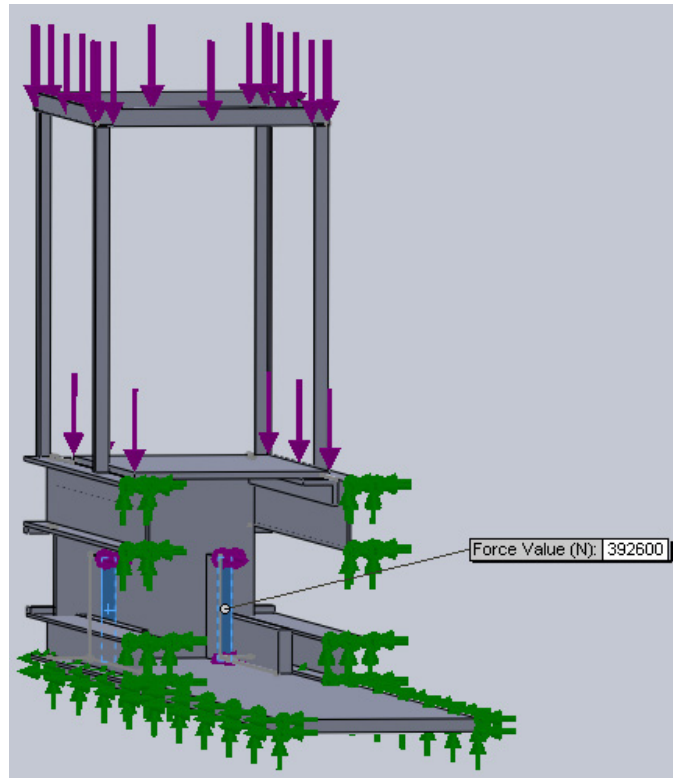
#### **4.2.3. SOPORTE DEL CILINDRO PRINCIPAL**

En este elemento se encuentra 2 perfiles W5X16, 2 UPN 200, 2 L102x76x16, una placa de 20 mm de espesor base del motor, 1 placa de 38 mm soporte del cilindro, también se encuentra sobre este la estructura que soporta el recipiente de aceite. Todos estos elementos son de acero ASTM A-36

Se aplicó carga en los elementos que sujetan la parte posterior del cilindro principal, estos están soldados al piso y a la placa posterior de la compactadora.

El valor de las cargas aplicadas son los siguientes:

- Peso del motor y bomba: 1420 N
- Peso del recipiente de aceite (lleno): 3919 N
- Fuerza del cilindro principal: 785200 N



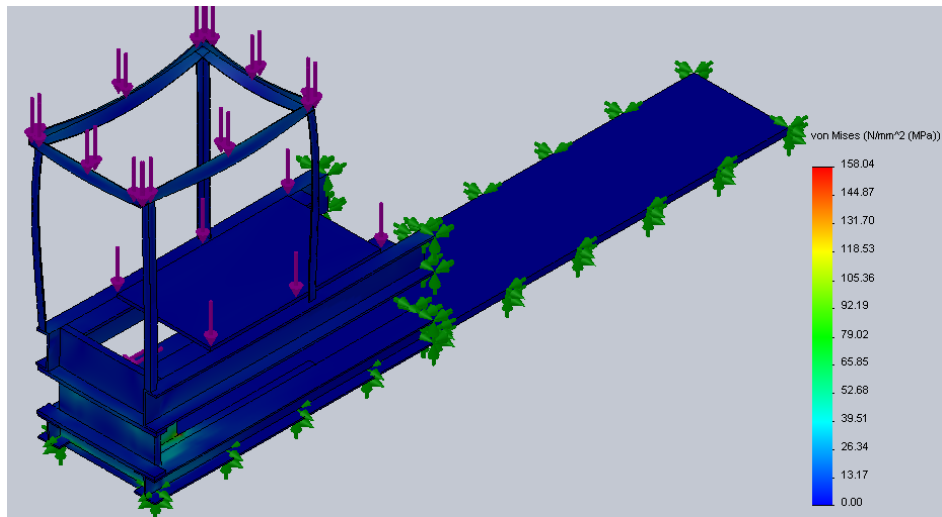
**Figura 4.47 Ubicación de la fuerza en soporte del cilindro principal**

Al realizar la simulación se obtuvieron los siguientes resultados:

**Tabla 4.9 Resultados del soporte del cilindro principal**

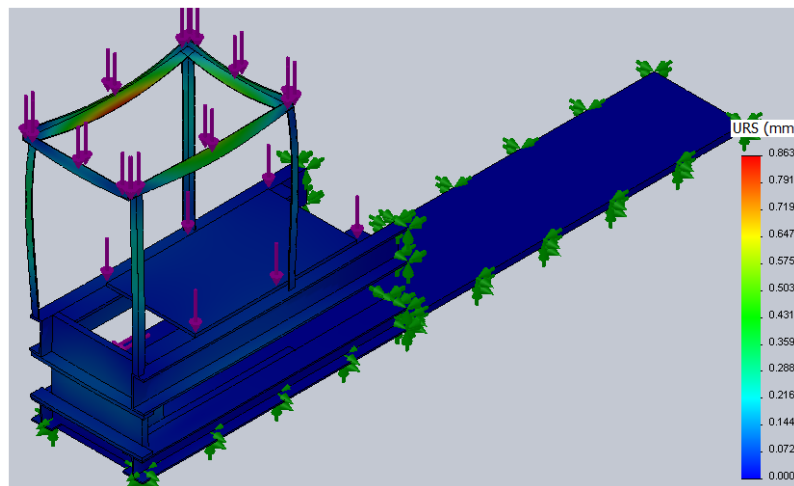
Nombre	Tipo	Min	Max
Esfuerzo	VON: von Mises Stress	3.530e-013 MPa	158.044MPa
Desplazamiento	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	0.862536mm





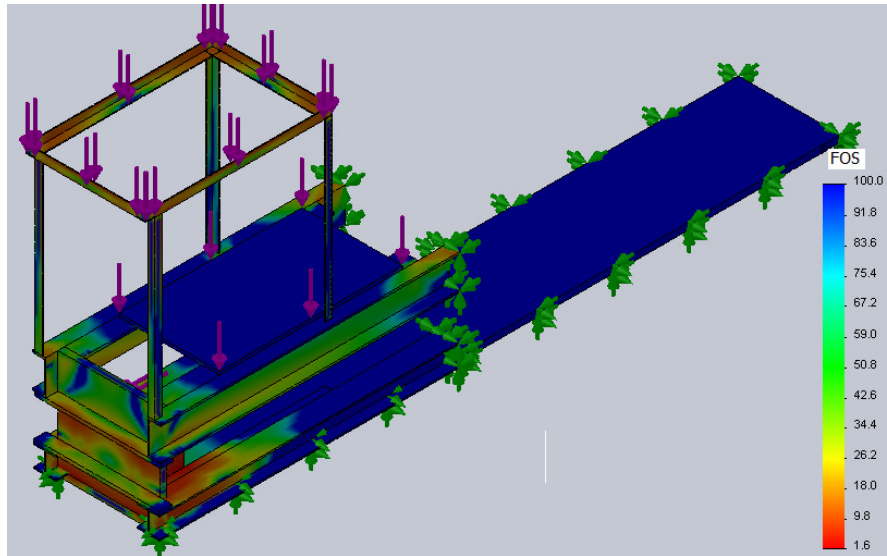
**Figura 4.48 Simulación del esfuerzo de Von Mises del soporte del cilindro principal**

El mayor esfuerzo para este elemento es de 150 MPa, por lo que no supera el valor de fluencia del material.



**Figura 4.49 Simulación del desplazamiento del soporte del cilindro principal**

El mayor desplazamiento para el elemento es de 0.87 mm, ubicado en la parte superior del soporte.



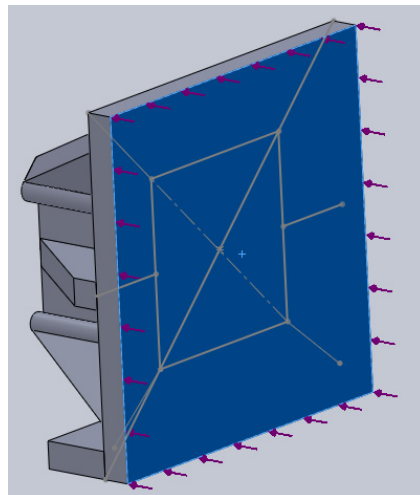
**Figura 4.50 Factor de seguridad del soporte del cilindro principal**

El elemento analizado tiene un factor de seguridad mínimo de 1.6.

### **Análisis del Dado**

El dado está formado por placas de acero ASTM A-36 de espesor de 38 mm, al igual que los refuerzos.

Se aplicó una carga distribuida en un área de la cara del dado, ya que va a ser esta en donde va a aplicarse la reacción de la fuerza que genera el cilindro principal.

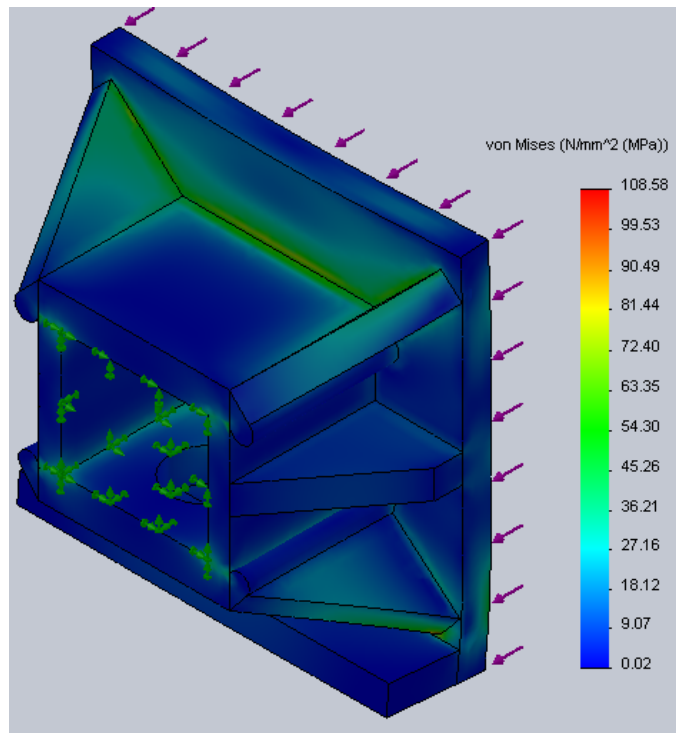


**Figura 4.51 Ubicación de la fuerza en el dado**

Aplicando una carga de 785.2 KN se obtuvieron los siguientes resultados:

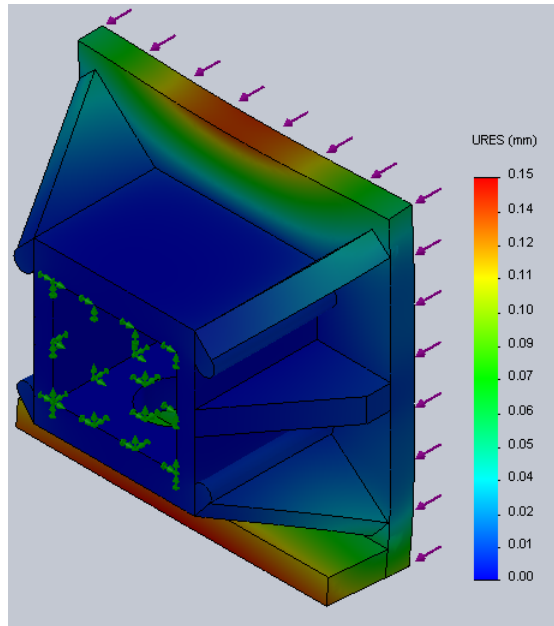
**Tabla 4.10 Resultados del Dado**

Nombre	Tipo	Min	Max
Esfuerzo	VON: von Mises Stress	0.02314MPa	108.581MPa
Desplazamiento	URES: Resultant Displacement	0mm	0.148782mm



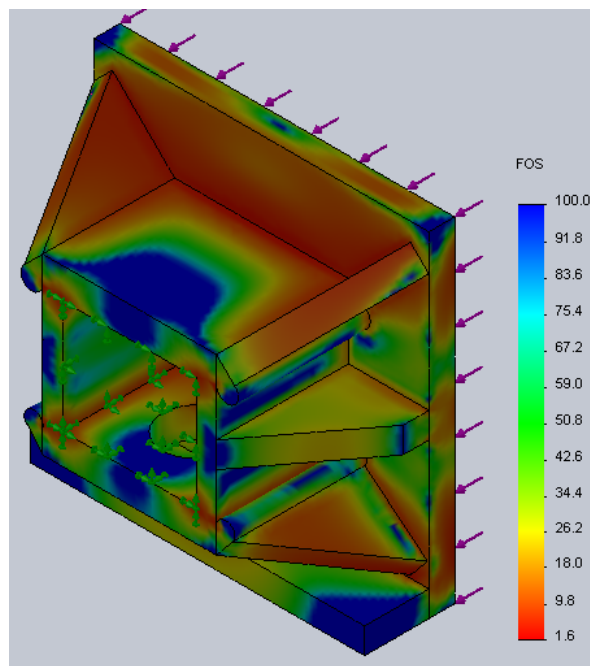
**Figura 4.52 Simulación del esfuerzo de Von Mises para el dado**

El mayor esfuerzo para el elemento es de 108.5 MPa, no supera el valor de fluencia del material.



**Figura 4.53 Simulación del desplazamiento para el dado**

El mayor desplazamiento que se da en el elemento, es en su parte inferior y superior con un valor de 0.14 mm, siendo un desplazamiento relativamente pequeño



**Figura 4.54 Factor de seguridad para el dado**

Se determino que el elemento analizado tiene un factor de seguridad mínimo de 1.6

### 4.3. DISEÑO DE LA SOLDADURA

Se hará referencia al código AWS D 14.5 (Specifications for welding of presses and press components) el cual especifica los requerimientos para el diseño y fabricación de soldaduras para prensas. El código pretende mejorar la soldadura y en general la confiabilidad de los productos. La edición del 97 es muy confiable ya que las secciones referentes a inspección, diseño de juntas soldadas cargadas cíclicamente, tratamientos térmicos y modificaciones han sido revisadas extensamente para establecer prácticas concisas y claras para diseño y fabricación. Además esta versión es la última versión existente hasta la fecha.

$$S_y := 57000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} \quad (2729.17 \text{ KPa}) \quad \text{Electrodo E70XX} \quad \text{Proceso SMAW (permitido según el AWS D14.5)}$$

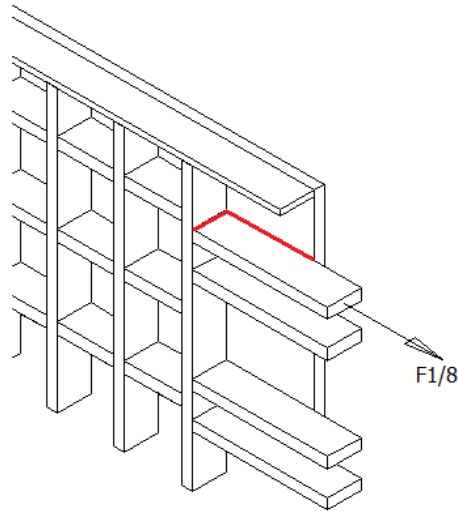
Se tratará a la soldadura como una línea<sup>6</sup>. Este método considera cuatro tipos de carga distintos: tensión directa o compresión, esfuerzo de corte vertical directo, flexión y torsión. El método le permite al diseñador realizar cálculos de manera muy similar a la que se utilizó para dice. En general, la soldadura se analiza por separado para cada tipo de carga a fin de determinar la fuerza por pulgada de tamaño de soldadura debida a cada carga. Luego las fuerzas se combinan vectorialmente para calcular la fuerza máxima. Esta fuerza máxima se compara con 11200 lb/plg que es la fuerza permisible por pulgada de lado y 15800 psi de tensión por esfuerzo de corte permisible<sup>7</sup>.

---

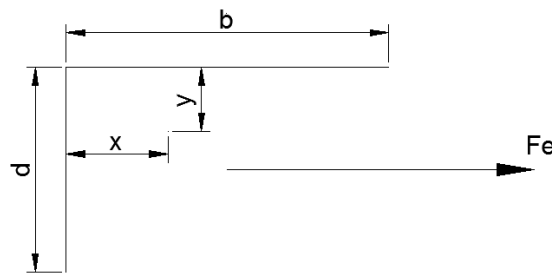
<sup>6</sup> Este método se encuentra en “Diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott”

<sup>7</sup> Tabla 19-3 Robert Mott Tensiones por esfuerzo de corte permisibles y fuerzas en soldaduras.

## Soportes de puerta de contención



**Figura 4.55 Fuerza aplicada en cada soporte de la puerta de contención.**



**Figura 4.56 Centroide de la soldadura**

$$F1 = 785.2 \text{ KN}$$

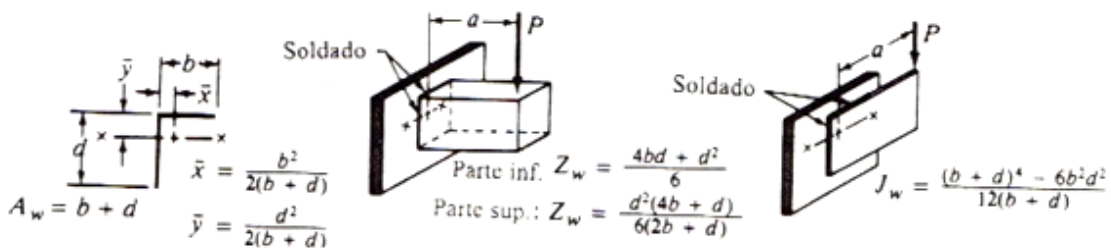
$$F_e = \frac{F1}{8} = 98.15 \text{ KN}$$

Fracción de la fuerza total debido al número de soportes

$$b = 311.92 \text{ mm}$$

$$d = 197.612 \text{ mm}$$

Se puede usar el valor de F1 como el caso más crítico, suponiendo que sucede que los otros conectores han fallado.



**Figura 4.57 Factores de geometría para análisis de soldadura**

$$x = \frac{b^2}{2 \cdot (b + d)} = 95.474 \quad \text{mm} \quad \text{Ec. 4.9}$$

$$y = \frac{d^2}{2 \cdot (b + d)} = 38.32 \quad \text{mm} \quad \text{Figura 19-8 Diseño de elementos R. Mott, pg 770} \quad \text{Ec. 4.10}$$

$$J_w = \frac{(b + d)^4 - 6 \cdot b^2 \cdot d^2}{12 \cdot (b + d)} = 7.296 \times 10^6 \quad \text{mm}^3 \quad \text{Ec. 4.11}$$

$$A_w = b + d = 509.532 \quad \text{mm}$$

$$f_s = \frac{F_e}{A_w} = 0.193 \quad \frac{\text{KN}}{\text{mm}}$$

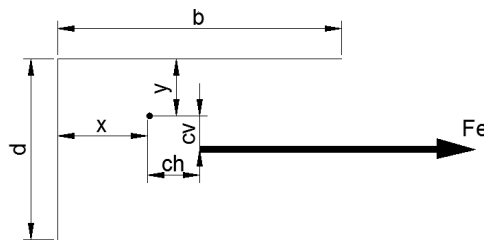
Esta fuerza actúa hacia la derecha en todas las partes de la soldadura. pg 771 Mott

$$c_v = \frac{d}{2} - y = 60.486 \quad \text{mm}$$

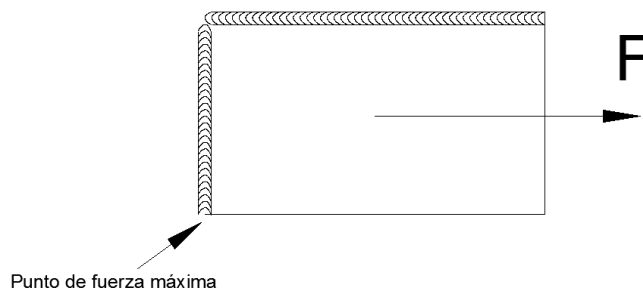
$$c_h = \frac{b}{2} - x = 60.486 \quad \text{mm}$$

$$T_w = F_e \cdot c_v = 5.937 \times 10^3 \quad \text{KN} \cdot \text{mm}$$

Momento de torsión

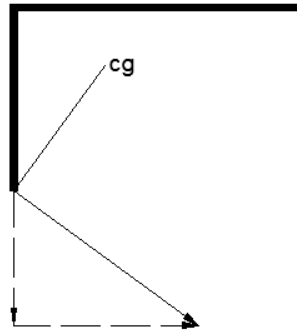


**Figura 4.58 Ubicación del centroide de la soldadura**



**Figura 4.59 Punto de fuerza máxima**

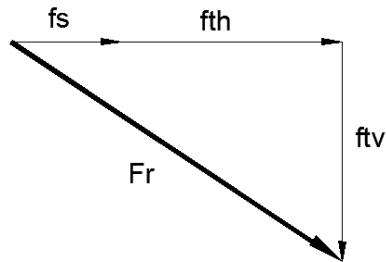
El momento de torsión provoca que se ejerza una fuerza sobre la soldadura perpendicular a una línea radial que va desde el centroide del patrón soldado hasta el punto que interesa, que en este caso es el punto de fuerza máxima. Conviene distribuir la fuerza en componentes horizontales y verticales.



**Figura 4.60 Cargas por torsión**

$$f_{th} := \frac{T \cdot (d - y)}{J_w} = 0.13 \quad \frac{\text{KN}}{\text{mm}}$$

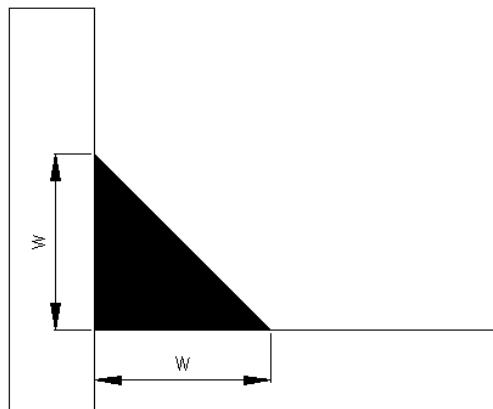
$$f_{tv} := \frac{T \cdot x}{J_w} = 0.078 \quad \frac{\text{KN}}{\text{mm}}$$



**Figura 4.61 Carga resultante**

$$F_r := \sqrt{(f_s + f_{th})^2 + f_{tv}^2} = 0.331 \quad \frac{\text{KN}}{\text{mm}}$$

Electrodo E70XX, entonces la fuerza permisible por pulgada del tamaño de lado de la soldadura es 11200 lb/plg por plg de lado o 1.96KN/mm por milímetro de lado (tabla 19-3 Mott).



**Figura 4.62 Geometría de la soldadura**

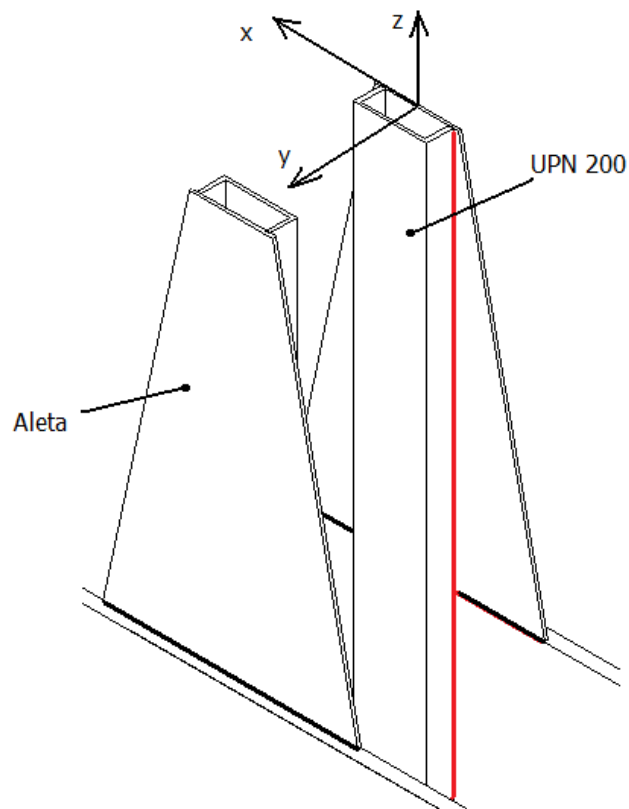


$$w := \frac{Fr}{1.96} = 0.169 \text{ mm}$$

Longitud de lado de soldadura que se necesita.

Sin embargo el tamaño mínimo recomendado para la soldadura en placas de gran espesor es 3/8 de pulgada (9.53mm)<sup>8</sup>

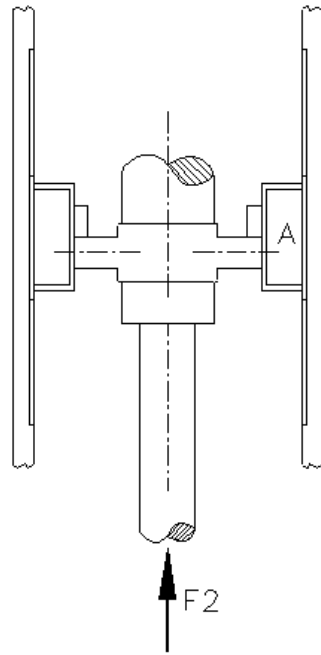
### Diseño de la soldadura del Castillo



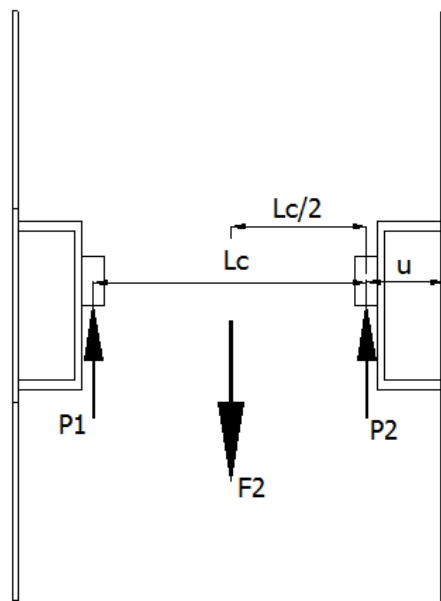
**Figura 4.63 Sección de soldadura a analizar**

Se aplica nuevamente el método para tratar la soldadura como una línea, justamente la línea vertical mostrada en la figura.

<sup>8</sup> Tabla 19.4 Robert Mott tamaño mínimo de soldadura para placas en gran espesor pg 771



**Figura 4.64 Conjunto aletas, UPN y cilindro secundario**



**Figura 4.65 Diagrama de cuerpo libre, vista superior**

Como muestra el DCL, la fuerza está aplicada en la cara del UPN.

$$F2 = 196.3 \text{ KN}$$

$$\Sigma MA = 0$$

Equilibrio de momentos

$$\frac{Lc}{2} \cdot F1 = P1 \cdot Lc$$

$$P1 = \frac{F2}{2} = 98.15 \text{ KN}$$

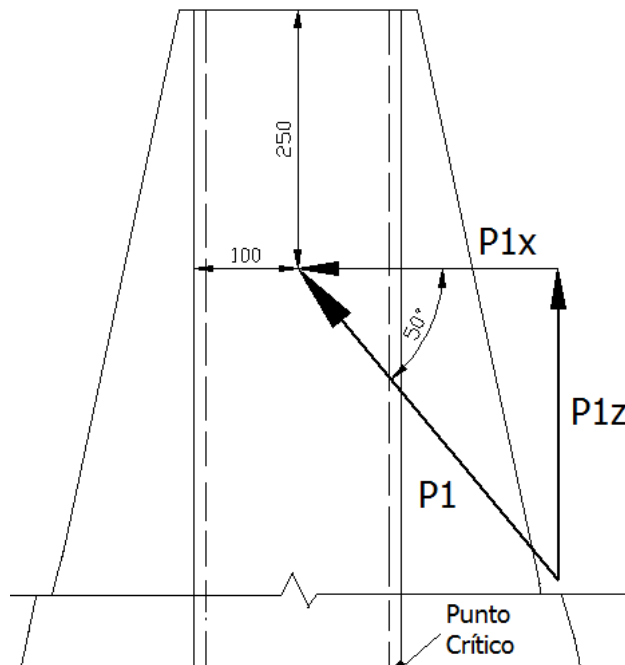
$$\Sigma Fx = 0$$

Equilibrio en el eje X

$$P1 + P2 = F2$$

$$P1 + P2 = 2P1$$

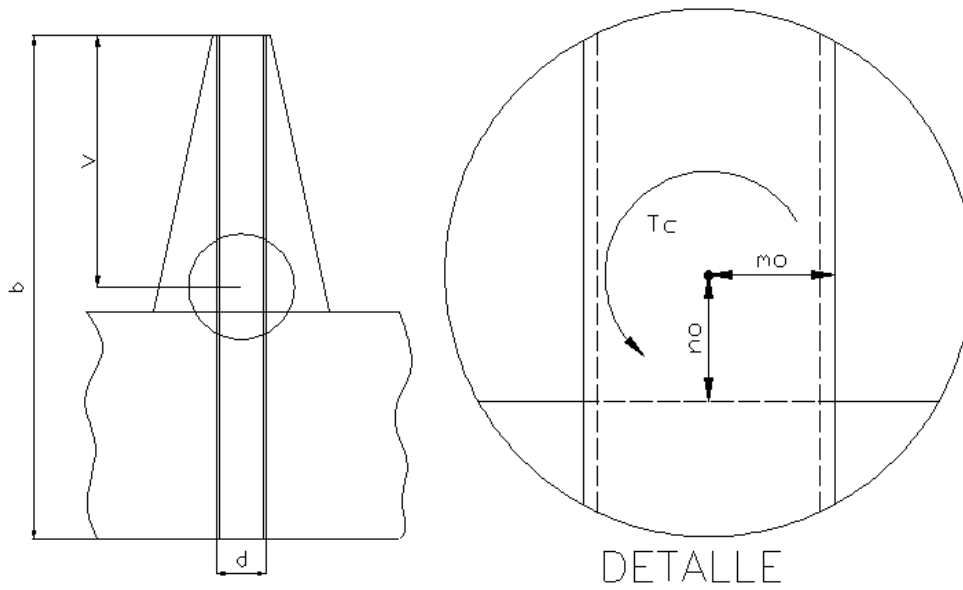
$$P2 = P1$$



**Figura 4.66 DCL castillo, vista frontal**

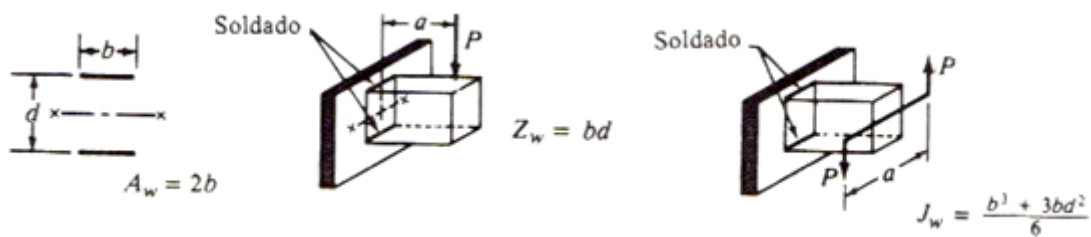
$$P1x = P1 \cdot \cos\left(50 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 63.09 \text{ KN}$$

$$P1z = P1 \cdot \sin\left(50 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 75.187 \text{ KN}$$



**Figura 4.67 Dimensiones geométricas a considerar**

$d = 0.2 \text{ m}$      $b = 2 \text{ m}$      $mo = 0.1$   
 $u = 0.092 \text{ m}$      $v = 0.75 \text{ m}$      $no = 0.1$



**Figura 4.68 Factores de geometría para análisis de soldadura<sup>9</sup>**

<sup>9</sup> Diseño de elementos de máquinas Robert L. Mott Segunda Edición pg 770

$$A_w = 2b = 4 \quad \text{m} \quad Z_w = b \cdot d = 0.4 \quad \text{m}^2 \quad J_w = \frac{b^3 + 3b \cdot d^2}{6} = 1.373 \quad \text{m}^3$$

$$M = u \cdot P1x = 5.804 \quad \text{KN} \cdot \text{m}$$

$$f_b = \frac{M}{Z_w} = 14.511 \quad \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

$$f_{s1} = \frac{P1x}{A_w} = 15.772 \quad \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

$$f_{s2} = \frac{P1z}{A_w} = 18.797 \quad \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

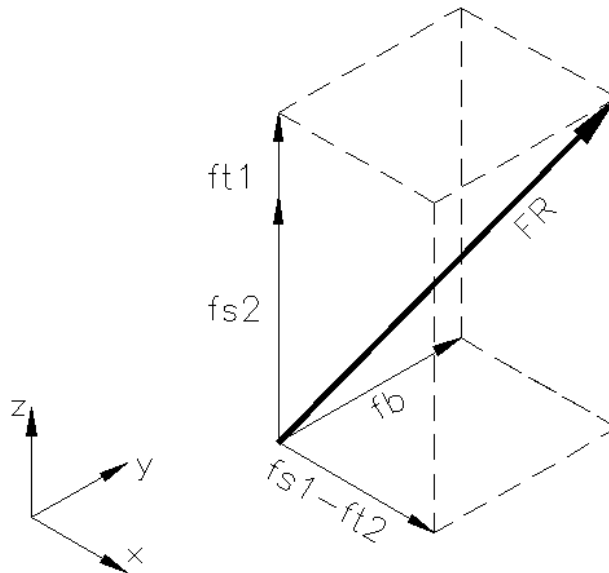
$$T_c = P1x \cdot v = 47.317 \quad \text{KN} \cdot \text{m}$$

$$f_{t1} = \frac{T_c \cdot m_o}{J_w} = 3.445 \quad \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

$$f_{t2} = \frac{T_c \cdot n_o}{J_w} = 3.445 \quad \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

$$F_R = \sqrt{(f_{s2} + f_{t1})^2 + (f_{s1} - f_{t2})^2 + f_b^2} = 29.278 \quad \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

$$w = \frac{F_R}{1.96 \times 10^3} = 0.015 \quad \text{m}$$



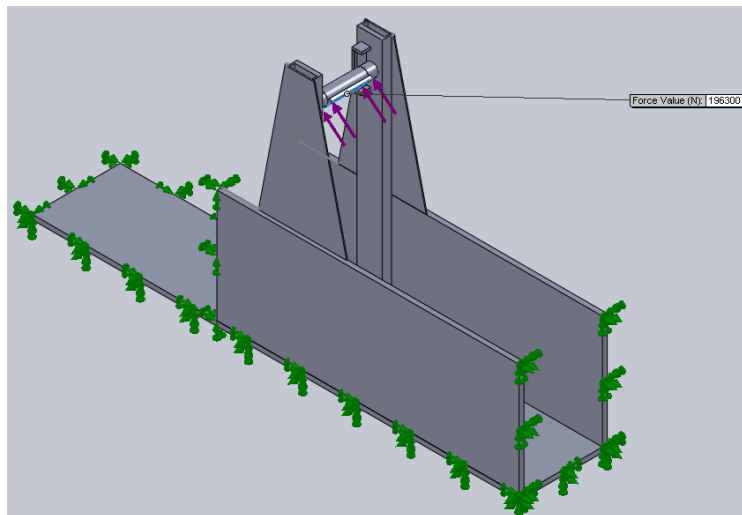
**Figura 4.69 Fuerza resultante**

A diferencia del cálculo de  $w$  en la soldadura de los refuerzos para la puerta de contención, en este diseño si se considera los 15 mm calculados ya que supera al mínimo recomendado para placas menores a 12 mm.

El análisis del elemento en SolidWorks es el siguiente:

Este elemento está formado por un UPN 200, placas de 8 mm y 20 mm de espesor, el material utilizado es acero ASTM A-36.

Para el análisis de este elemento se aplicó la carga de 196.3 KN que es la fuerza que va a generar el cilindro secundario con un ángulo de cincuenta grados.

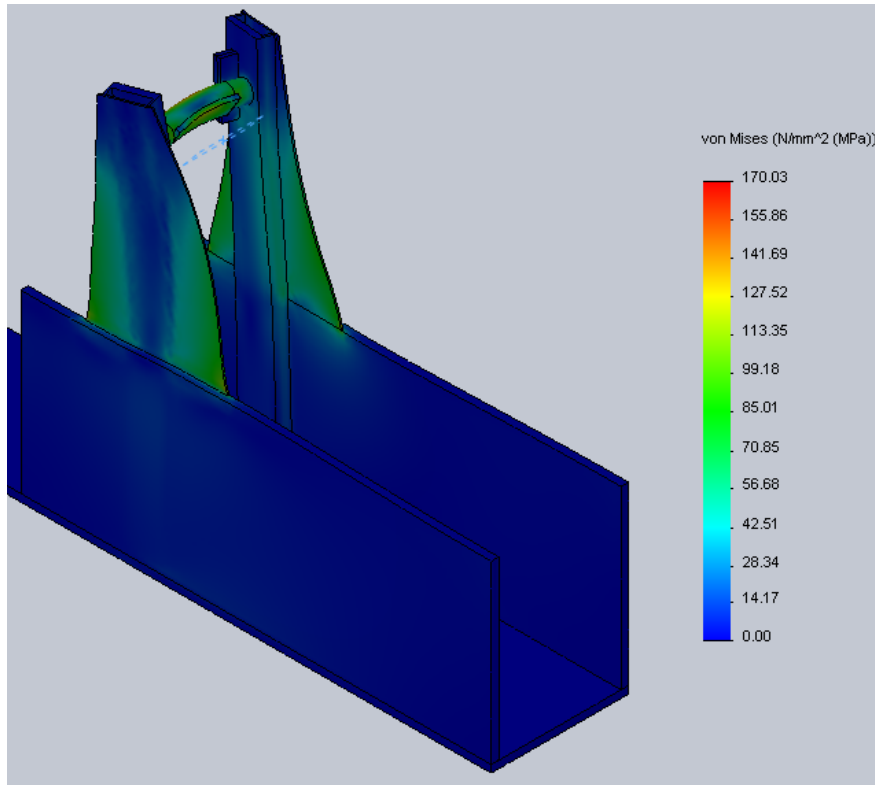


**Figura 4.70 Soporte del cilindro secundario**

Se obtuvieron los siguientes resultados:

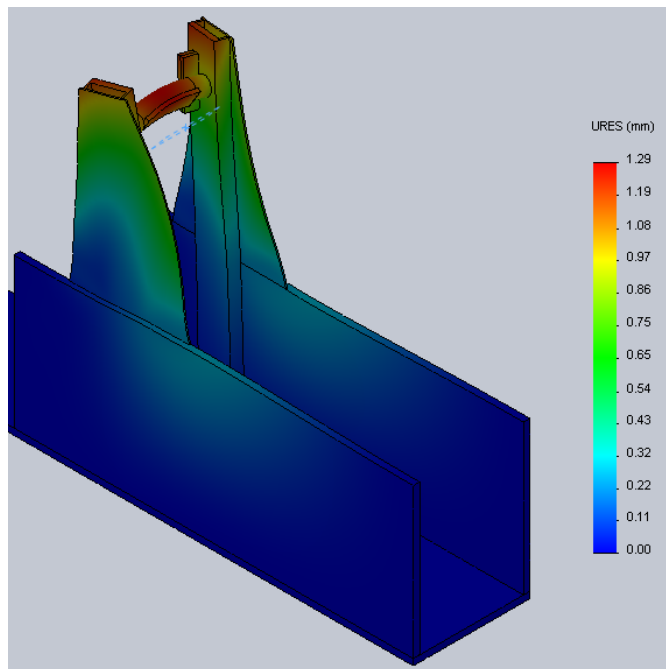
**Tabla 4.11 Resultados del soporte del cilindro secundario**

Nombre	Tipo	Min	Max
Esfuerzo	VON: von Mises Stress	3.7e-5 MPa	170.029 MPa
Desplazamiento	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	1.293mm



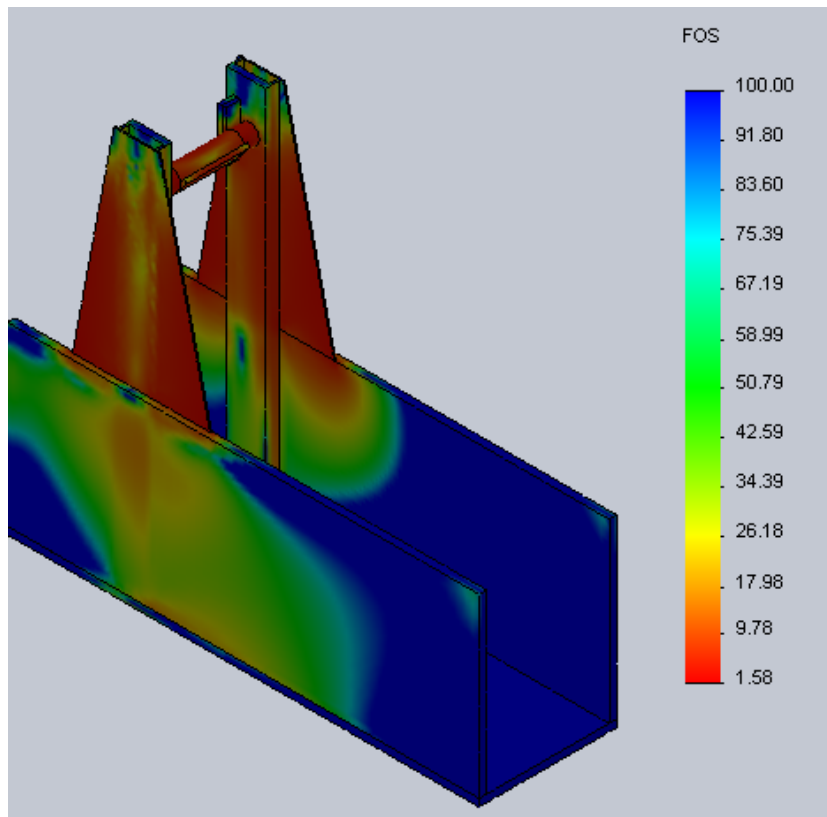
**Figura 4.71 Simulación del esfuerzo de Von Mises del soporte del cilindro secundario**

El mayor esfuerzo para el soporte del cilindro secundario es de 170 MPa, por lo que no supera el valor de fluencia del material.



**Figura 4.72 Simulación del desplazamiento del soporte del cilindro secundario**

El máximo valor de desplazamiento para el soporte del cilindro secundario es de 1.29 mm. y este ocurre en la parte superior del elemento.



**Figura 4.73 Factor de seguridad del soporte del cilindro secundario**

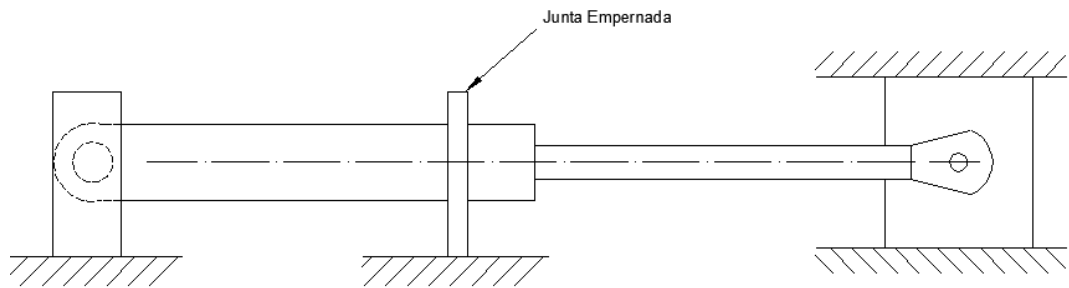
El soporte analizado tiene un factor de seguridad mínimo de 1.58

#### **4.4. DISEÑO DE JUNTAS EMPERNADAS**

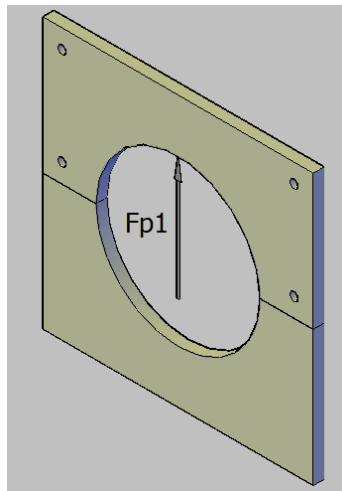
Se tiene a consideración una carga estática, la fuerza primaria aplicada a los pernos es de tensión, cortante o una combinación de ambas. El uso de estos pernos no son críticos debido a las pequeñas cargas que soportarán. Por esta razón, la selección será basada en la facilidad de manipulación, ensamble y costo. Debido a que el uso de pernos será escaso, el sobredimensionamiento no reincidirá en el precio.



## Soporte de cilindro principal



**Figura 4.74 Junta a ser emperrada**



**Figura 4.75 Fuerza con la que pandea el cilindro principal**

La fuerza  $F_{p1}$  solo aparecerá si se produce pandeo. Este fenómeno ya se consideró y es poco probable que suceda.

$$A_t = 145.8 \text{ mm}^2$$

Área de esfuerzo a la tensión de la cuerda, para un perno de diámetro mayor 5/8 plg.

$$S_p = 586064 \text{ KPa}$$

Resistencia de prueba del acero usado en el perno, SAE Grado 5.

Fuerza de tensión inicial, idealmente el perno debería apretarse hasta este valor. El coeficiente 0.9 proviene de la constante  $K_i$  para usos en cargas estáticas. Este valor es casi igual a la carga de prueba.

$$F_i = 0.9 \cdot A_t \cdot S_p$$

$$F_i = 7.69 \times 10^7 \text{ KPa}$$

Para cargas que tienden a partir el perno, mientras más alta sea esta tensión inicial, mayores serán las fuerzas de fricción que resistan el movimiento relativo al cortante.

Se considera un coeficiente de fricción de 0.4. (pie de pagina: Fisher J.W. y J.H.A. Struik, Guide to Design Criteria for bolted and Riveted Joints). Por lo que se estima que el valor  $F_f$  para romper la fricción está alrededor de:

$$F_f = 0.4F_i = 3.076 \times 10^7 \text{ KPa}$$

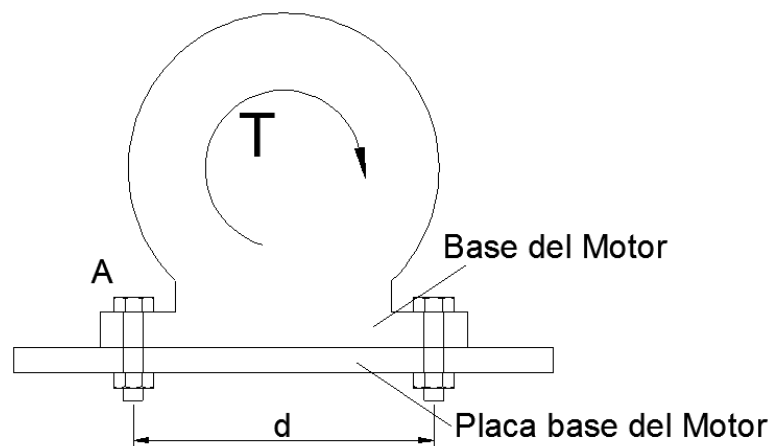
Considerando cuatro pernos se tiene:

$$4 \cdot F_f = 1.23 \times 10^8 \text{ KN}$$

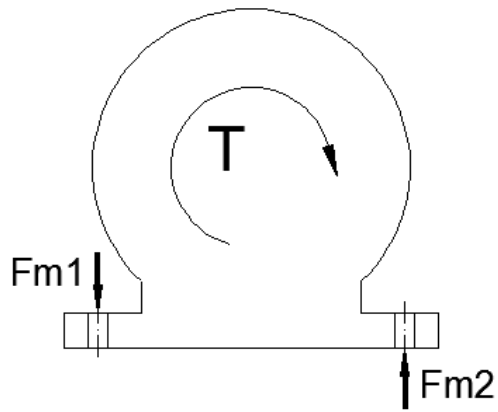
Si la fuerza de pandeo es mayor que este valor, entonces los pernos podrían fallar. Sin embargo es poco probable debido a que en el análisis de pandeo, el gato no sufrirá este fenómeno.

#### **Pernos de anclaje de motor**

Partiendo del agujero presente en la base del motor, se encontrará el material necesario para que el perno de 12.7mm de diámetro soporte el torque del motor.



**Figura 4.76 Conjunto motor, placa base de motor**



**Figura 4.77 Diagrama de cuerpo libre del motor**

Se realizarán los cálculos con las potencias y velocidades angulares mostradas a continuación, estas serán verificadas en el numeral 4.5.2.

$$\text{Pot} = 30 \quad \text{HP}$$

$$n = 1750 \quad \text{rpm}$$

$$\text{dis} = 0.27 \quad \text{m}$$

$$n1 = n \cdot \frac{2 \cdot \pi}{1} \cdot \frac{1}{60} = 183.26 \quad \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\text{Pot1} = \text{Pot} \cdot 745.7 = 2.237 \times 10^4 \quad \text{W}$$

$$T = \frac{\text{Pot1}}{n1} = 122.073 \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

$$\Sigma Fy = 0$$

$$Fm1 - Fm2 = 0$$

$$Fm1 = Fm2$$

$$\Sigma MA = 0$$

$$-T + Fm2(d) = 0$$

$$Fm2 := \frac{T}{\text{dis}} = 452.121 \quad \text{N}$$

Considerando un solo perno se tiene:

$$F_{2t} = \frac{F_{m2}}{2} = 226.061 \text{ N}$$

$$D_p = \frac{1}{2} \text{ in}$$

$$D_{p1} = \frac{1}{2} \cdot 25.4 = 12.7 \text{ mm}$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot D_{p1}^2 = 126.677 \text{ mm}^2$$

$$F_s = 3$$

$$S_y = \frac{F_{2t} \cdot F_s}{A_p} = 5.354 \text{ MPa}$$

Se seleccionó pernos grado SAE 5 de 13 mm (1/2") considerando en el futuro una repotenciación de la compactadora, incrementado la potencia del motor y la capacidad de la bomba. Este mismo tipo de perno se usará en la placa base que soportará el motor y la bomba.

## 4.5. SELECCIÓN DE SISTEMAS DE POTENCIA

### 4.5.1. TIPO DE BOMBA

El tipo de bomba será de pistones, estas son bombas de alta presión en las que se obtienen caudales muy variables y con rendimientos muy elevados<sup>10</sup>. Para esta aplicación resulta conveniente este tipo de bomba oleohidráulica debido a la presión que se necesita alcanzar. La bomba seleccionada a continuación ofrece un alto rendimiento para las condiciones dadas.

Se debe realizar el proceso de compactación según lo visto en la sección 3.1.3. De ahí se tiene para la carrera del pistón principal:

$$t_m = 0.5 \text{ min} \quad \text{Tiempo medio del pistón principal}$$

El caudal necesario para la aplicación, considerando la velocidad del motor de 1800 rpm, se indica a continuación.

---

<sup>10</sup> Oleohidráulica A. Serrano Nicolás Pg 90.

$$n = 1800 \quad \text{rpm}$$

Velocidad del motor

$$Q = \frac{12 \cdot L1 \cdot A1}{231 \cdot \text{tm}} = 25.296 \quad \frac{\text{gal}}{\text{min}} \quad (0.101 \text{ m}^3/\text{min}) \quad \text{Caudal} \quad \text{Ec. 4.12}$$

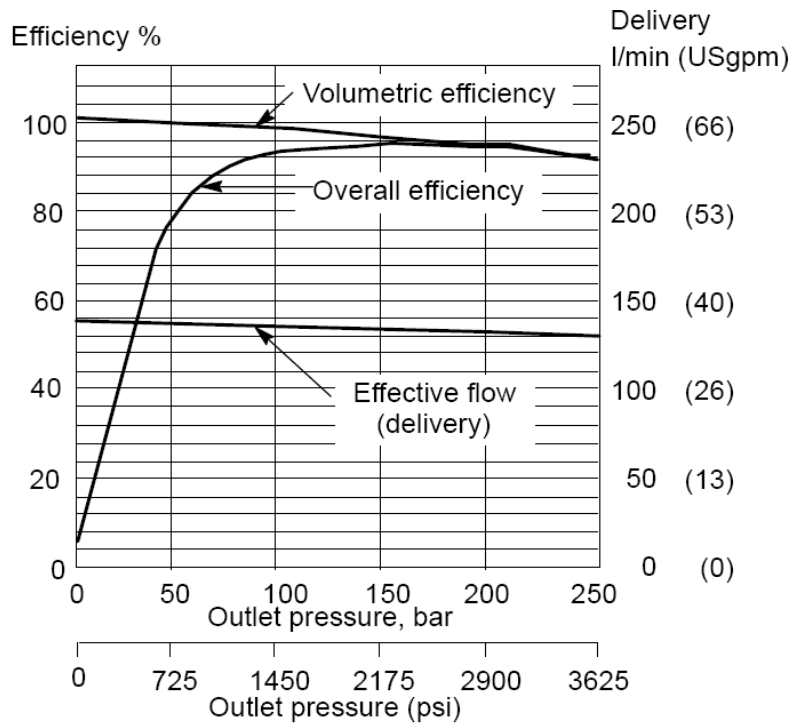
$$F_{\text{sel}} = \frac{Q \cdot 231}{n} = 3.246 \quad \frac{\text{in}^3}{\text{rev}} \quad (5.59 \text{e-}005 \text{ m}^3/\text{rev}) \quad \text{Factor de selección, máximo desplazamiento geométrico} \quad \text{Ec.4.13}$$

El fabricante Vickers resulta ser uno de los mejores en el mercado, es proveedor de empresas como EATON y Caterpillar. La familia de bombas PVH son de desplazamiento variable, esto ayudará a controlar las necesidades de flujo a lo largo de la carrera del pistón. Es una bomba de pistones axiales debido a su disposición con respecto al eje de la bomba.

Se recurre al catálogo para concluir con la selección. (véase el catálogo de la bomba en anexos)

Se selecciona la bomba PVH74C RF 1S 10 C25 31 que tiene las siguientes características:

Máximo desplazamiento geométrico:	73,7 cm <sup>3</sup> /rev
Diseñado para:	aplicaciones móviles
Tipo de brida en el motor:	SAE "C" 4-bolt type
Sentido:	a favor de las agujas del reloj.
Configuración:	bomba simple
Puertos principales:	SAE 4 bolt flange ports
Tipo de eje:	SAE "C" straight keyed (con chaveta)
Sello del eje:	Simple de una vía
Número de diseño:	10
Rango de ajuste de presión:	1015 a 3625 psi (70 a 250 bar)
Ajustes de fábrica:	3625 psi (250 bar)
Características especiales:	Thru-drive SAE "A" pad cover



**Figura 4.78 Curva característica de la PVH74**

Si se mantiene a una presión de operación de entre 1500 y 3000 psi, la eficiencia de la bomba no será menor del 95% y entre estas presiones, el caudal no estará por debajo de los 34 gal/min.

Valores finales:

$$F_{sf} = 4.5 \frac{\text{in}^3}{\text{rev}} \quad (73.7 \text{ cm}^3/\text{rev}) \quad \text{Desplazamiento geométrico final}$$

$$Q_f = \frac{F_{sf} \cdot n}{231} = 35.065 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \quad (0.133 \text{ m}^3/\text{min}) \quad \text{Caudal final}$$

$$t_{mf} = \frac{12 \cdot L_1 \cdot A_1 \cdot 60}{231 \cdot Q_f} = 21.642 \text{ seg} \quad \text{Tiempo medio final}$$

$$t_2 = \frac{12 \cdot L_2 \cdot A_2 \cdot 60}{231 \cdot Q_f} = 4.112 \text{ seg} \quad \text{Tiempo del gato secundario}$$

Todos los datos de las características de la bomba están referidos con el uso de aceite hidráulico anti desgaste SAE 10W a 50°C

#### 4.5.2. TIPO DE MOTOR

El motor eléctrico es una máquina que transforma energía eléctrica recibida de la red en energía mecánica rotacional en el eje. De esta forma se puede accionar la bomba ya que se cuenta con una red eléctrica cerca de la empresa. Para la compactadora se utilizará un motor de inducción del tipo de jaula de ardilla, estos son los más usados en las industrias debido a que es de bajo costo, bajo mantenimiento, la adquisición es más fácil, tiene un alto grado de protección y es bastante robusto.

El lugar de instalación del motor se debe tomar en cuenta, estos motores están diseñados para operar en un ambiente con temperatura no superior al 40°C y en una altura no mayor a los 1000 metros, esto es para precautelar las propiedades autorefrigerantes del motor.

La presión y el caudal son los parámetros de carga que definirán la potencia del motor.

$$Q_f = 35.065 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \quad (0.133 \text{ m}^3/\text{min})$$

$$T = \frac{P \cdot Q_f \cdot 36.77}{n} = 2.597 \times 10^3 \quad \text{Torque} \quad \text{Ec. 4.14}$$

$$\text{HP} = \frac{Q_f \cdot P}{1714} = 74.16 \quad \text{Potencia requerida} \quad \text{Ec. 4.15}$$

Se usará un motor de menor potencia ya que la bomba posee caudal variable y se puede sacrificar caudal en un primer tramo de la carrera del pistón, mientras que se usará menor caudal y toda la presión cuando el dado requiera mayor fuerza.

El motor tendrá las siguientes características:

$$\begin{aligned} \text{Potencia:} & \quad \text{HP} = 30 \quad \text{Hp} \\ \text{Velocidad:} & \quad n = 1.8 \times 10^3 \quad \text{rpm} \end{aligned}$$

Se tiene doble tensión

$$\text{Voltaje 1:} \quad \text{Volt1} = 220 \quad \text{volts} \quad \text{Amp1} = 72.5 \quad \text{amp}$$

$$\text{Voltaje 2:} \quad \text{Volt2} = 440 \quad \text{volts} \quad \text{Amp2} = 36.2 \quad \text{amp}$$

En Ecuador se tiene una frecuencia de 60 Hz, que es con la que el motor trabajará y se encuentra apto para el arranque estrella-triángulo, con este tipo

de configuración la red no se desestabilizará por las altas corrientes consumidas en el arranque. En este tipo particular de arranque, la corriente y el torque se reducen hasta la tercera parte (hasta tres veces la corriente nominal)

#### 4.6. SISTEMAS DE CONTROL

El sistema de control cuenta con los siguientes elementos:

- Manómetro
- Válvulas 4/3
- Medidor de nivel y temperatura del aceite

##### Manómetro

Se seleccionó un manómetro de tipo Bordón Bayonet con amortiguamiento de Glicerina de un rango de 0 a 4000 psi (0 a 28 MPa) con conexión de ¼" NPT.



Figura 4.78 Manómetro

##### Válvulas

Se optó por una válvula de 3 posiciones de mando manual, de marca KOEHRINCS-Musto Divission, de 5000 psi.

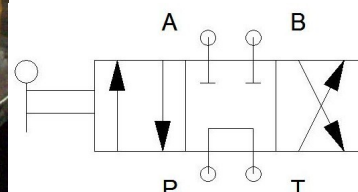
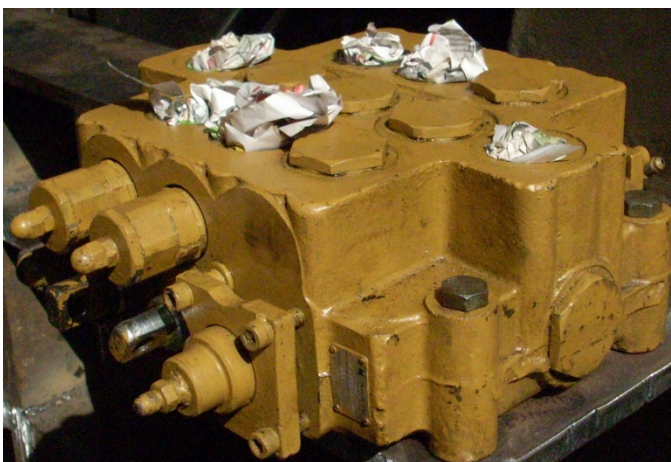


Figura 4.79 Válvula y mando



### **Medidor de nivel y temperatura del aceite**

Se eligió un medidor de nivel tipo LGI-ST marca IFP, este tipo de medidor de nivel incluye un termómetro, el aceite no debe superar los 50 °C, y un mínimo de  $\frac{1}{4}$  sobre el nivel.



**Figura 4.80 Medidor de nivel LGI**

### **4.7. Sistema de Seguridad**

Para el desarrollo de este tema se va tomar en cuenta la seguridad de la maquinaria y la del operador, debido a que no solo es importante utilizar elementos que protejan las partes más sensibles o costosas de la máquina, sino también que el operador tenga la confianza para desarrollar sus habilidades y de esta manera se pueda aprovechar al máximo las capacidades de ambos.

Para la seguridad de la máquina se requiere que cuente con los siguientes elementos:

- Válvula de alivio
- Botón de parada de emergencia

#### **Válvula de alivio**

El mando cuenta con una válvula de alivio de presión incorporada, garantizando el funcionamiento del circuito hidráulico.



**Figura 4.81 Válvula de alivio regulable**

### **Botón de emergencia**

Se va colocar un botón cerca del operador para que en cualquier evento no programado el pueda parar el funcionamiento de la compactadora cortando la alimentación de energía eléctrica del motor, con el objeto de evitar un daño en el motor y la bomba que son los elementos de mayor valor y que tomarían un tiempo largo el remplazarlos; provocando una parada prolongada en la producción de las pacas de chatarra.

El tipo de botón que se ha seleccionado es un pulsador de 250 V, 7 A con reposición de giro.

Para la seguridad del operador se requiere que cuente con los siguientes elementos:

#### *Protección visual*

El operador debe usar gafas durante la carga, descarga y funcionamiento de la compactadora.

#### *Protección en manos y pies*

El operador debe usar guantes adecuados y en buen estado mientras se carga y descarga la chatarra en la cámara de compactación.

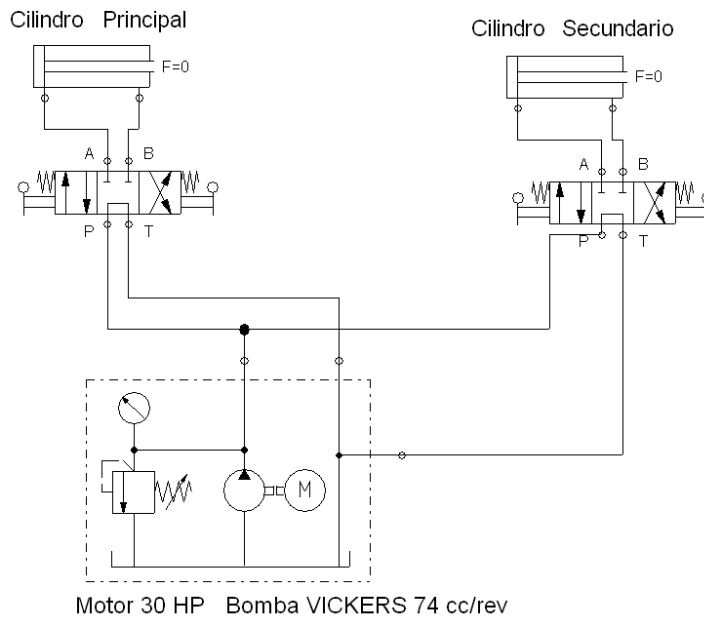
También es importante el uso de zapatos de seguridad, para evitar algún daño en los pies causado por el desprendimiento involuntario de algún elemento de

metálico de peso considerable que pueda causar daño al operadores y/o a la persona encargado del cargar y descargar la chatarra de la cámara de compactación

*Manual de funcionamiento*

El operador tiene la obligación de conocer el correcto funcionamiento de la maquinaria y sus riesgos. Además debe reportar cualquier daño, fallo o avería que el detecte en maquinaria con el fin de evitar daños mayores a la industria. Ver Anexos.

**4.8. SIMULACIÓN DE FUNCIONAMIENTO DE LA COMPACTADORA EN FLUIDSIM**

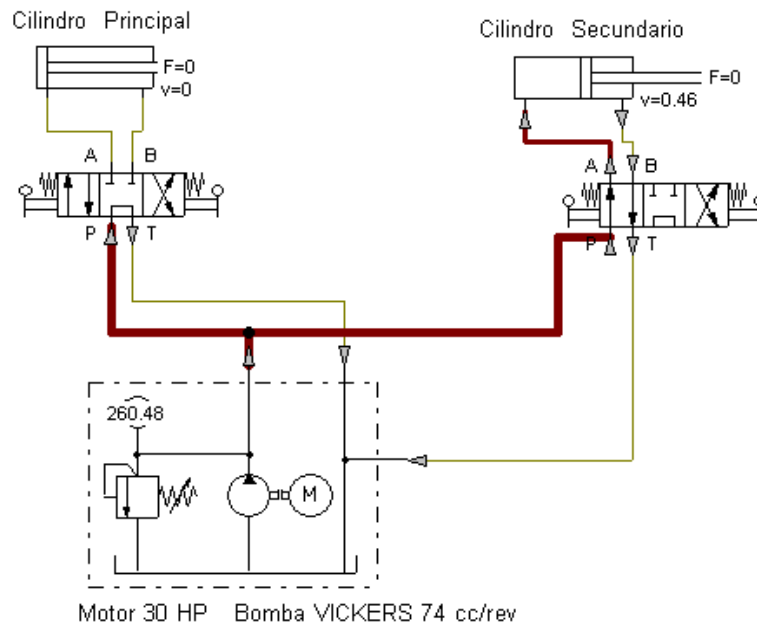


**Figura 4.82 Circuito hidráulico**

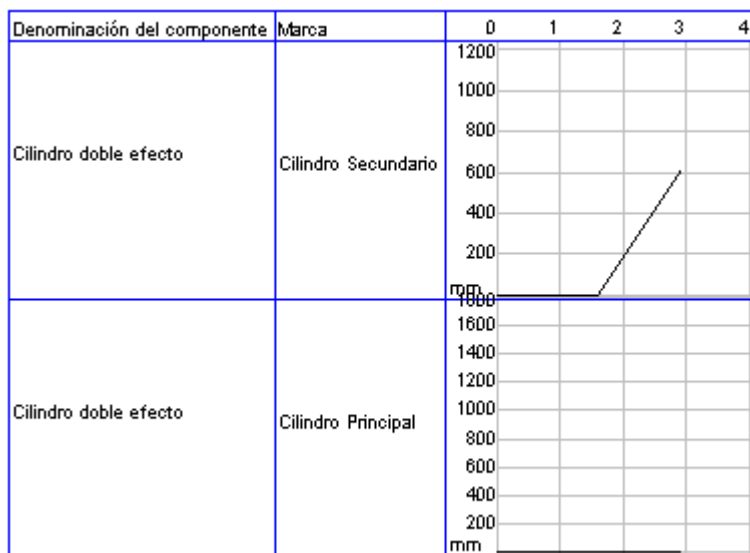
**Tabla 4.12 Componentes**

Cantidad	Denominación del componente
1	Grupo motriz
2	Válvula de 4/n vías
2	Cilindro doble efecto

El cilindro secundario cierra la puerta angular

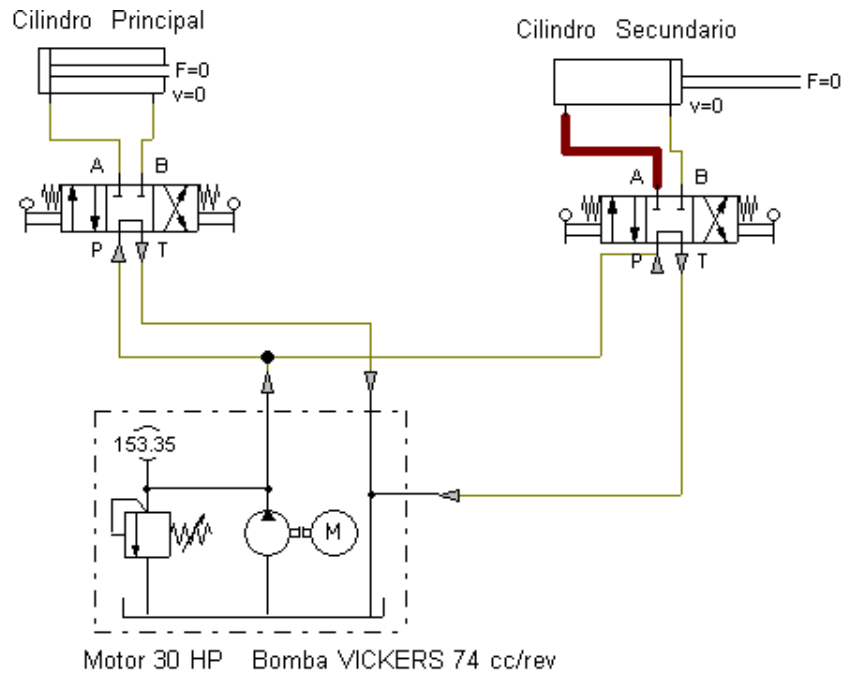


**Figura 4.83 Esquema hidráulico de la primera etapa**

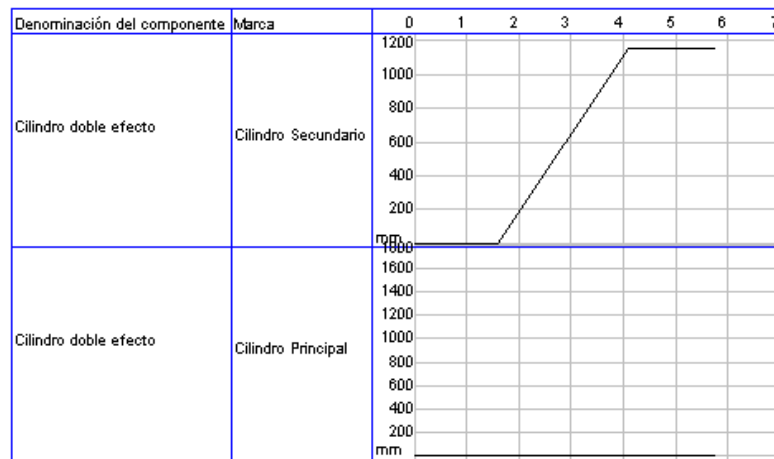


**Figura 4.84 Diagrama hidráulico de la primera etapa**

Una vez que está completamente cerrado el operador suelta el mando y la válvula regresa a su posición neutra.

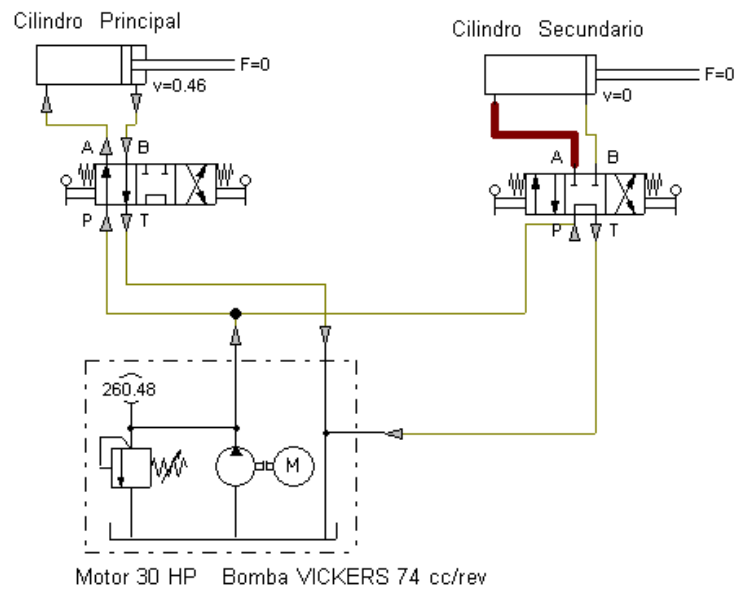


**Figura 4.85 Esquema hidráulico de la segunda etapa**

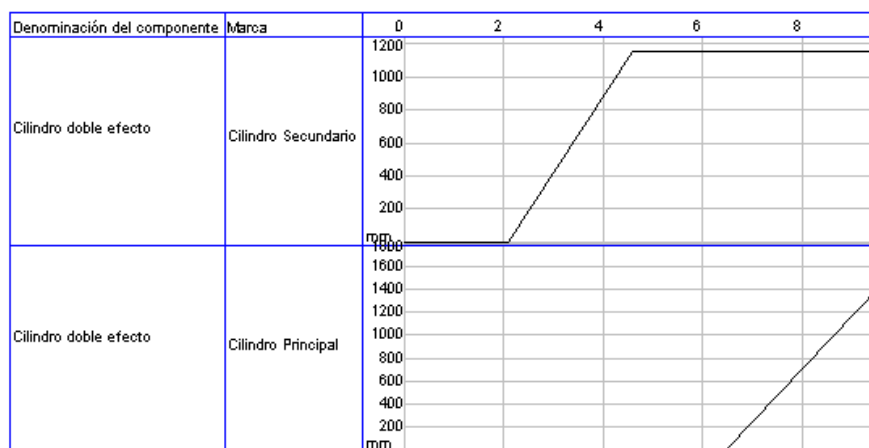


**Figura 4.86 Diagrama hidráulico de la segunda etapa**

Se pone a funcionar el cilindro principal.

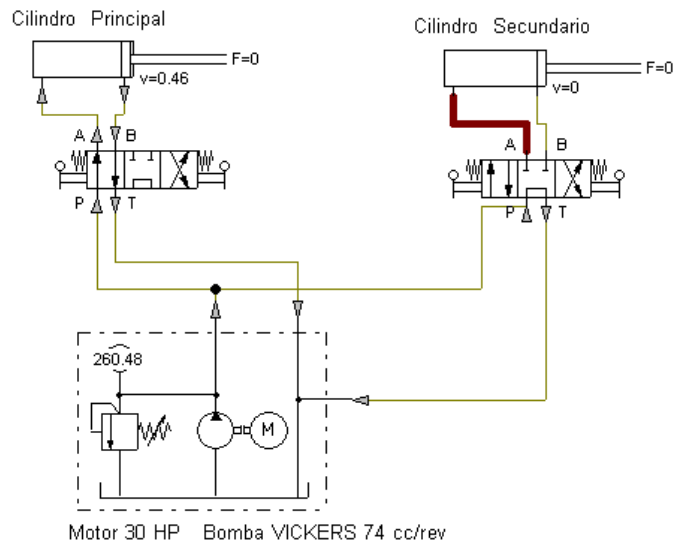


**Figura 4.87 Esquema hidráulico de la tercera etapa**

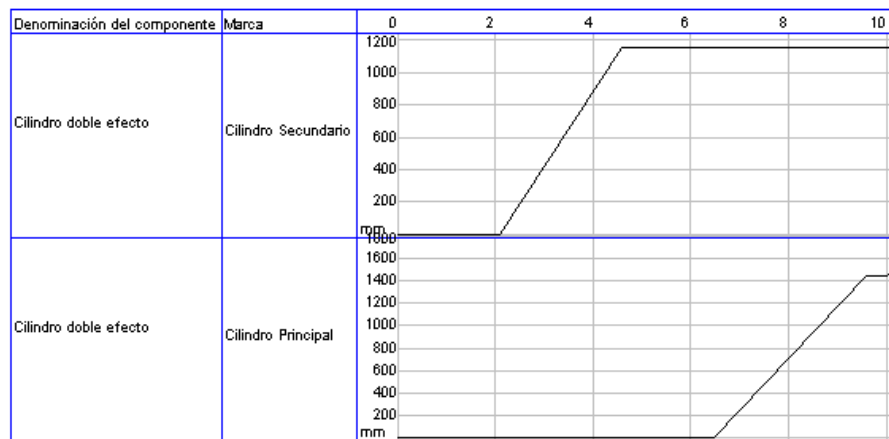


**Figura 4.88 Diagrama hidráulico de la tercera etapa**

El operador deja de accionar el mando del cilindro principal, la válvula se coloca en su posición neutra, el operador abre la puerta de contención y nuevamente acciona el cilindro principal para liberar la paca.

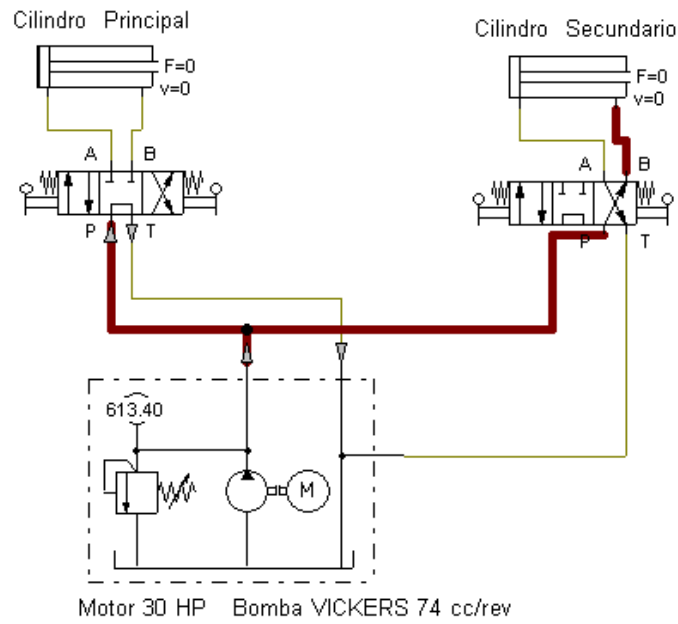


**Figura 4.89 Esquema hidráulico de la cuarta etapa**

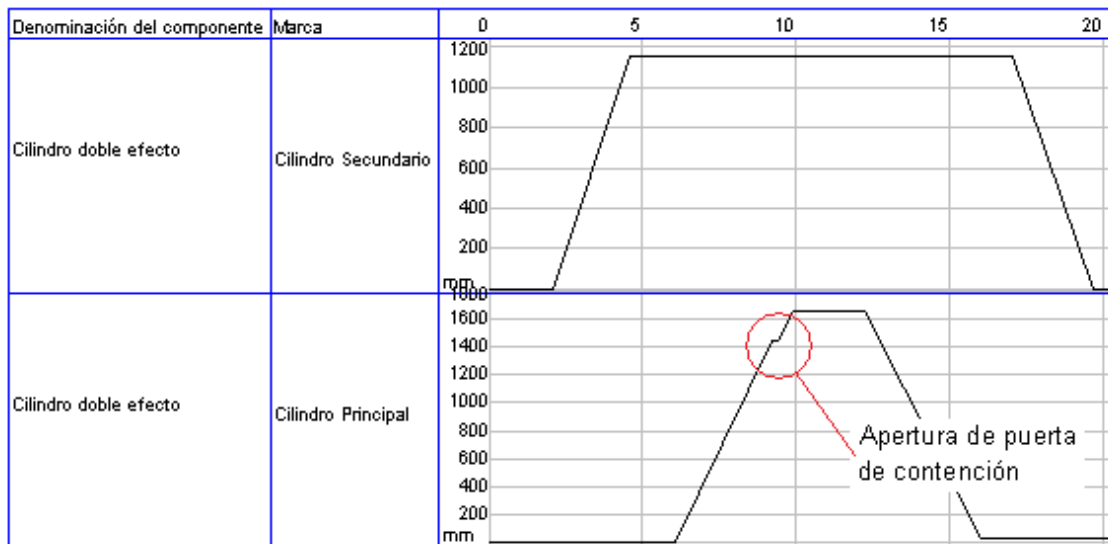


**Figura 4.90 Diagrama hidráulico de la cuarta etapa**

Una vez expulsado la paca se coloca la válvula para el retorno del cilindro principal y luego del cilindro secundario.



**Figura 4.91 Esquema hidráulico de la quinta etapa**



**Figura 4.90 Diagrama hidráulico de la quinta etapa**