

## **PROPUESTA DE DISEÑOS ALTERNATIVOS DE REFUERZOS DE UNA TAPA PLANA BRIDADA DE UN SEPARADOR VIBRATORIO PARA POLVO DE POLIETILENO MODELO CRI 1487**

**César A. Lanz<sup>a</sup>, Daniel H. Felix<sup>a</sup> y Marcio W. Cantarelli<sup>a</sup>**

*<sup>a</sup>Departamento de Ingeniería, Instituto de Mecánica Aplicada, Universidad Nacional del Sur  
Avda. Alem 1253, 8000 Bahía Blanca, Argentina, [clanz@uns.edu.ar](mailto:clanz@uns.edu.ar), [dhfelix@uns.edu.ar](mailto:dhfelix@uns.edu.ar),  
<http://www.uns.edu.ar>*

**Palabras Clave:** Método de elementos finitos, recipiente a presión, refuerzo, deformaciones

**Resumen.** Este trabajo trata de la evaluación y análisis de distintas alternativas o modificaciones en el diseño de los refuerzos en la tapa superior de acero inoxidable, calidad AISI 316, de un separador vibratorio. El desarrollo consiste en estudiar diferentes alternativas de refuerzo en la tapa bridada mediante variaciones en la configuración de los refuerzos. Se procederá a la búsqueda de valores de deformación admisibles que se ajusten a un modelo estándar normalizado de tapa plana de un recipiente a presión interna. La tapa asegura la estanqueidad del recipiente que contiene el mecanismo vibratorio, en el que reina una presión interna de 35.000 Pascales. Se propone un análisis de la actual situación del separador vibratorio y se desarrollan soluciones factibles, utilizando el método de elementos finitos. Se presenta un estudio comparativo entre las alternativas obtenidas.

## 1 INTRODUCCIÓN

Durante la fabricación de polietileno en polvo, en una de las etapas de control de calidad, se requiere homogeneizar el tamaño de las cadenas poliméricas del polietileno. Dicho proceso se realiza mediante un separador vibratorio que consiste de un mecanismo contenido en un recipiente a presión, en consecuencia, uno de los requisitos de diseño es asegurar la estanqueidad del recipiente para su funcionamiento adecuado (Lawinska et al, 2017).

En el interior del equipo mencionado reina una presión de 0.035 MPa y para evitar fugas en la presión interna y asegurar de esta manera la estanqueidad, se utiliza una junta de espuma de poliuretano entre la tapa y la brida, la cual se fija solidariamente a la parte inferior del recipiente denominado batea (Wesstrom et al, 1951).

Para lograr un sellado eficiente es necesario asegurar un adecuado paralelismo entre las superficies mencionadas (tapa y brida), el cual es determinado por las deformaciones de la misma. En consecuencia se requiere limitar considerablemente dichas deformaciones, lo cual lleva a la necesidad de rigidizar la tapa, ya sea incrementando su espesor o bien colocando perfiles de refuerzo (Godoy et al, 2009).

Para la definición de los modelos planteados, el equipo en su conjunto se considera como un recipiente de sección transversal rectangular, sometido a presión interna y la solución propuesta consiste en la optimización del refuerzo de la tapa del recipiente, con el fin de reducir las deformaciones en servicio (Blach et al, 1990).

En el presente trabajo se plantean diferentes soluciones al problema de las excesivas deformaciones que se verificaron en la tapa bridada que pertenece a un separador vibratorio modelo CRI 1487 (Vibraciones Industriales Frideburg SA) que cumple la función descrita anteriormente. Dichas soluciones consisten en primer lugar en analizar el diseño de la tapa sin considerar la aplicación de refuerzos o rigidizadores, posteriormente en estudiar el comportamiento de la misma considerando la aplicación de cuatro rigidizadores y finalmente en analizar el comportamiento de la misma, mediante la aplicación de seis rigidizadores.

## 2 CARACTERÍSTICAS DEL EQUIPO

Tanto la tapa bridada como la batea del separador vibratorio están fabricados, con chapa y perfilera estándar de acero inoxidable calidad AISI 316 L, empleando el proceso de soldadura por arco eléctrico SMAW según la norma de la Sociedad Americana de Soldadura (AWS D1.1, 2010). La Figura 1 muestra una vista lateral del equipo.



Figura 1: Vista lateral del equipo

El proceso de separación de polietileno se realiza en un ambiente rico en nitrógeno y para ello se emplea un conjunto de cribas con distintos tamaño de orificios (*grids*), las cuales se mueven mediante un mecanismo vibratorio de excéntrica. Todos los componentes mecánicos que conforman el separador (tapa superior, batea, mecanismo vibratorio de excéntrica y las cribas) están soportados en cuatro puntos a la fundación. Para evitar la transmisión de la vibración del equipo a la fundación, se emplean absorvedores de caucho sintético de calidad comercial. La tapa se fija al resto del equipo mediante una brida abulonada, asegurando de esta manera la estanqueidad del mismo.

## 2.1 Propiedades de la tapa superior bridada

Las dimensiones principales de la tapa superior del equipo son de 3.090 mm de longitud y 1.100 mm de ancho. La Figura 2 muestra esquemáticamente una vista lateral del equipo.

La vinculación fija entre la batea y la tapa está realizada mediante bulones de calidad estándar y del mismo material que la tapa. El equipo posee en su tapa una brida rectangular de 500 mm por 300 mm para el ingreso del polietileno a procesar. La tapa posee además, dos orificios circulares de 300 mm de diámetro, utilizados para inspeccionar el interior de la batea.

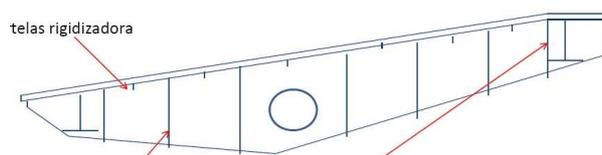


Figura 2: Vista lateral del equipo

## 3 ANÁLISIS MEDIANTE LAS NORMAS DE APLICACIÓN

Frecuentemente para el diseño mecánico de recipientes a presión de sección rectangular, se considera adecuado emplear el Apéndice 13 de la División 1 del código BPVC ASME VIII. En la parte 13-2 (a), en la Figura 4 del apéndice 13 del código mencionado se definen los parámetros fundamentales del diseño. Además en la parte 13-8 del apéndice 13, se dan las ecuaciones matemáticas para determinar las tensiones de membrana y de flexión. Estas tensiones son estimadas, tanto en los lados mayores como en los menores de la sección rectangular del recipiente. El problema del diseño es resuelto mediante las ecuaciones 1 a 12 que son mostradas en la página Nro. 427 del código ASME VIII, (BPVC ASME VIII. Div.1, 2015).

Para pre-dimensionar los parámetros geométricos de la tapa empleando el apéndice 13, se realizó un estudio previo que no forma parte del presente trabajo. En este caso, el procedimiento de cálculo, mediante la aplicación de la norma, solo permite obtener únicamente los valores máximos para la tensión combinada de membrana y de flexión y no especificando la ubicación precisa de los mismos en la tapa. Por este motivo se concluyó que no es el método más apropiado para realizar el diseño.

Por lo mencionado en el párrafo anterior, se justificó el empleo de la simulación numérica, que se realizó mediante la utilización del software COMSOL (COMSOL, 2013), el cual resultó ser una herramienta más eficaz para solucionar el problema planteado.

## 4 MODELIZACIÓN NUMÉRICA DE LA TAPA BRIDADA

Para realizar la simulación de las distintas variantes de diseño mecánico de la tapa, que son

mostrados en este trabajo, se utilizó el software de elementos finitos COMSOL v 4.4.

En los distintos modelos realizados, se compararon los valores obtenidos con los valores admisibles de diseño. Las condiciones a satisfacer corresponden a la tensión admisible de trabajo y al desplazamiento máximo de la tapa. El valor de la tensión de fluencia para el AISI 316 L está especificado por el código ASME II (BPVC ASME II. Part. A, 2013), el cual indica su valor en 176 MPa.

En la modelización se adoptó un coeficiente de seguridad de 1.25, resultando en consecuencia una tensión admisible de 140 MPa.

Para un funcionamiento adecuado, el desplazamiento máximo de la tapa debe ser menor a 6 mm, de acuerdo a las expresiones dadas por Budynas y Nisbett (Budynas et al, 2011).

En el presente estudio se realizó un análisis estacionario sin tener en cuenta los efectos dinámicos. La razón es que se adaptó una modelización que tuviera en cuenta únicamente los efectos de la presión del recipiente (constante) y no la excitación que produce el funcionamiento de la criba.

#### 4.1 Características del modelo numérico

El modelo que se utilizó para la simulación computacional es lineal elástico y el material empleado se considera homogéneo e isótropo.

La tapa bridada, se modelizó en forma sólida en 3D, utilizando para el mallado del dominio interior, elementos tetraédricos de cuatro nodos.

El tamaño promedio de malla para el modelo que satisface las condiciones admisibles de tensión y deformación consiste en 5.915 elementos de dominio, 4.432 elementos de contorno y 932 elementos de aristas, dando un total de 37.176 grados de libertad.

#### 4.2 Modelización de la tapa sin refuerzos (Modelo 1).

La tapa fue inicialmente modelizada sin los refuerzos que se necesita para cumplir con las limitaciones en tensiones de trabajo y desplazamiento máximo. En esta parte, el objetivo fue determinar cuál es el espesor necesario, entre los distintos valores comerciales disponibles de chapa, para satisfacer los límites mecánicos preestablecidos en el diseño. En la Figura 3 se muestran la ubicación de la brida rectangular de ingreso del producto a procesar y ambas tapas circulares de inspección. Este primer modelo no contempla el empleo de rigidizadores.

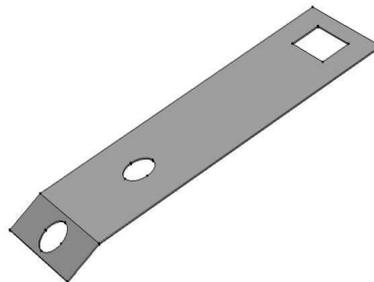


Figura 3: Tapa sin refuerzos.

### 4.3 Modelización de la tapa con cuatro refuerzos o rigidizadores (Modelo 2)

En este modelo se emplean cuatro rigidizadores que están unidos a la chapa de la tapa, mediante el procedimiento de soldadura de arco eléctrico SMAW, según normas AWS.

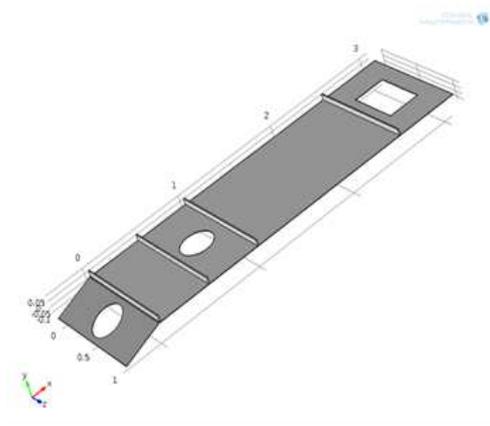


Figura 4: Tapa con cuatro refuerzos.

En la Figura 4 se muestran la posición de los cuatro rigidizadores (refuerzos), vinculados a la tapa bridada, además de la ubicación de la brida rectangular y las tapas circulares de inspección. Los diferentes modelos se realizaron, haciendo variar los espesores de la chapa de la tapa y el tamaño de los rigidizadores.

### 4.4 Modelización de la tapa con seis refuerzos o rigidizadores (Modelo 3).

Este modelo con refuerzos utiliza seis rigidizadores (ver Figura 5), unidos a la tapa mediante soldadura de arco eléctrico SMAW, según la normas AWS.



Figura 5: Tapa con seis refuerzos.

## 5 RESULTADOS DE LOS MODELOS NUMÉRICOS

Los resultados correspondientes a la modelización de la tapa sin refuerzo, se muestran en la Tabla 1.

Modelización Nro.	Espesor de chapa [mm]	Tensión máxima de Von Mises [MPa]	Desplazamiento máximo [mm]	Observaciones
1.1	4.76	759	51.4	Se supera la tensión admisible
1.2	6.35	371	23.9	Se supera la tensión admisible
1.3	7.94	223	13.7	Se supera la tensión admisible
1.4	9.52	150	8.1	Se supera la tensión admisible
1.5	11.11	114	5.16	Valores admisibles de Von Mises y el desplazamiento

Tabla 1: Resultados de la modelización de la tapa sin refuerzos.

Como puede observarse en la modelización 1.5 de la Tabla 1, utilizando una chapa de 11.11 mm de espesor, con las condiciones de carga de diseño, se obtienen valores de tensión y del desplazamiento, menores a los admisibles (ver Figuras 6 y 7). Por lo que se considera que con este espesor de chapa, se alcanzaría un diseño que satisface los límites de tensiones y de desplazamientos, pero como efecto perjudicial, el peso de la misma provocaría un aumento excesivo de la inercia y de las acciones dinámicas.

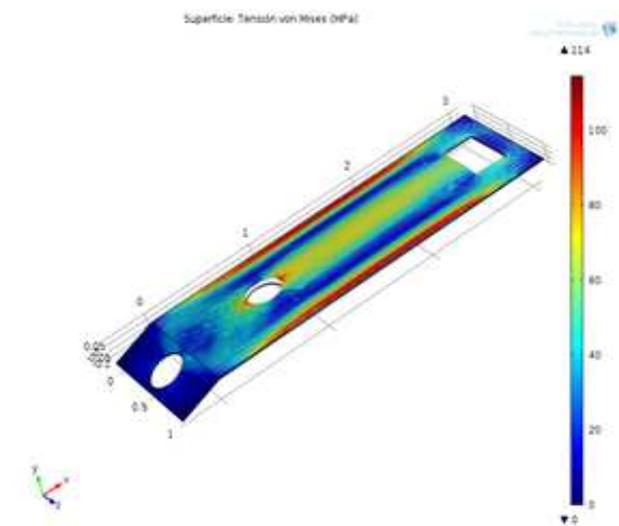


Figura 6: Tensiones de Von Mises [MPa] correspondiente al modelo 1.5.

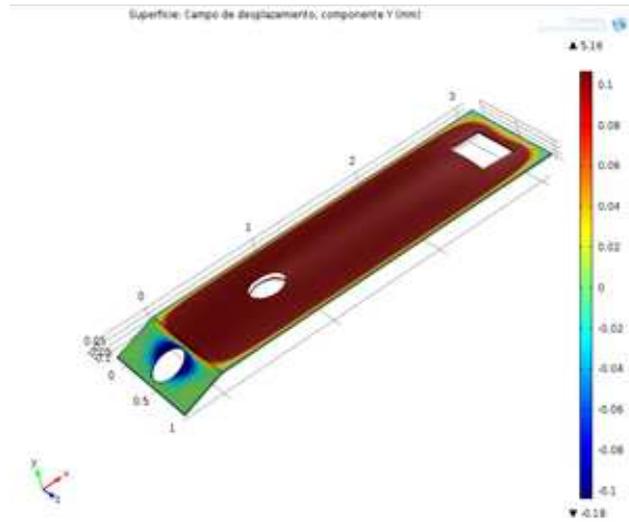


Figura 7: Desplazamiento [mm] correspondiente al modelo 1.5.

Los resultados de la simulación de la tapa con cuatro refuerzos se muestran en la Tabla 2.

En la Figura 8 se muestran las tensiones de Von Mises en la superficie de la tapa, para el caso 2.1. Los valores en color rojo muestran las zonas en que se supera la tensión de fluencia del material, que es de 176 MPa. Considerando un espesor de chapa de 4.76 mm y cuatro refuerzos (rigidizadores) de 10 mm x 25 mm ( $b_1 \times h_1$ ).

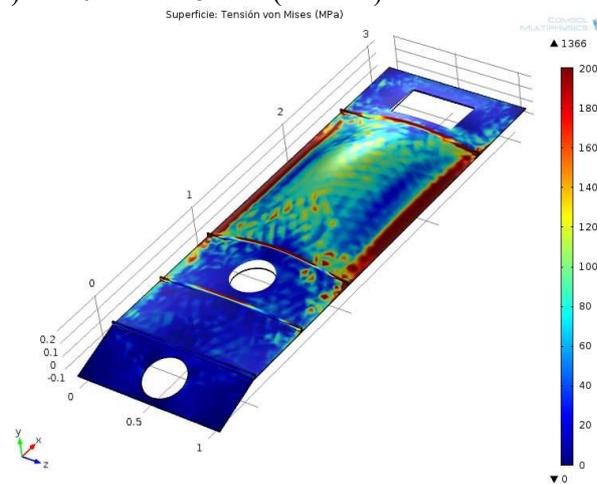


Figura 8: Tensiones de Von Mises [MPa] correspondientes al modelo 2.1.

Los resultados observados en la Tabla 2 muestran que los refuerzos permiten controlar los desplazamientos en forma satisfactoria, pero las tensiones máximas siguen superando las admisibles. Sin embargo es importante resaltar que la integridad estructural de la tapa no corre riesgo debido a que esto ocurre únicamente en los extremos de los rigidizadores.

Para ilustrar lo comentado anteriormente, se muestra el caso del modelo 2.15, que requiere un espesor de chapa de 11.11 mm, el cual coincide con el espesor requerido en el modelo sin refuerzos. En Figura 9 se grafica la tensión de Von Mises para valores desde 0 a 200 MPa.

Modelización Nro.	Espesor de la chapa [mm] 20x20	Tamaño de cada refuerzo (b1xh1) [mm x mm]	Tensión máxima de Von Mises [MPa] Chapa	Tensión máxima de Von Mises [MPa] Refuerzo	Desplazamientos maximos obtenidos [mm]	Observaciones
2.1	4.76	10x25	Ver gráfico Mod.2.1	1366	20.6	*Solo en el refuerzo.
2.2	4.76	10x50	Ver gráfico Mod.2.1	693	17.1	Modelo 2.2
2.3	4.76	10x75		412	15.5	
2.4	6.35	10x25		1042	13.8	
2.5	6.35	10x50		551	11.4	
2.6	6.35	10x75		291	10.4	
2.7	7.94	10x25		726	9.78	
2.8	7.94	10x50		458	8.66	
2.9	7.94	10x75		242	8.21	
2.10	9.52	10x25		575	6.72	
2.11	9.52	10x50		445	6.22	
2.12	9.52	10x75		233	5.96	
2.13	11.11	10x25		440	4.62	
2.14	11.11	10x50		370	4.33	
2.15	11.11	10x75		221	4.19	

Tabla 2: Resultados de la tapa con cuatro refuerzos.

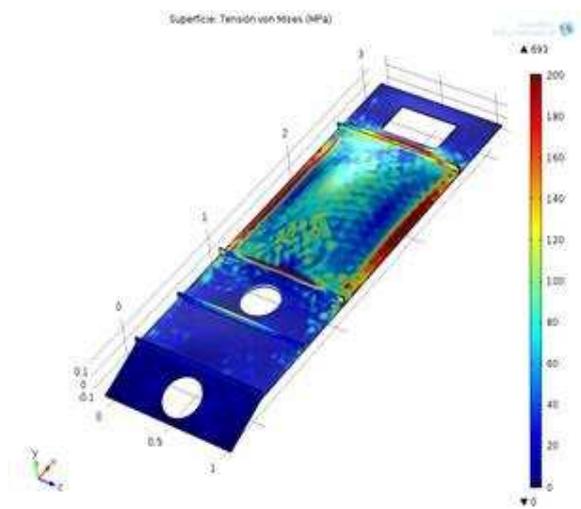


Figura 9: Tensiones de Von Mises [MPa] del Modelo 2.15

Los resultados de la simulación de la tapa con seis refuerzos se muestran en la Tabla 3 y en la Figura 10 se muestra el tipo de mallado utilizado en este estudio.

Modelización Nro.	Espesor de chapa [mm]	Altura del refuerzo b1xh1 [mm x mm]	Tensión máxima de Von Mises [MPa] Chapa	Tensión máxima de Von Mises [MPa] Refuerzo	Desplaz. máximo [mm]	Observ.
3.1	4.76	10x25	-----	570	0.25	No acceptable
3.2	4.76	10x50	-----	213	0.11	No acceptable
3.3	4.76	10x75	-----	112	0.05	Aceptable Graficado
3.4	6.35	10x25	-----	502	0.25	No acceptable
3.5	6.35	10x50	-----	196	0.11	No acceptable
3.6	6.35	10x75	-----	103	0.05	Aceptable
3.7	7.94	10x25	-----	420	0.23	No acceptable
3.8	7.94	10x50	-----	185	0.10	No acceptable
3.9	7.94	10x75	-----	99.5	0.05	Aceptable

Tabla 3: Resultados de la tapa con seis refuerzos.

En el Modelo 3.1 de la Tabla 3 se consideró un espesor de chapa de 4.76 mm y seis rigidizadores (refuerzos) de 10 mm x 25 mm y en la Figura 11 se muestran las tensiones de Von Mises en la superficie de la tapa para dicho caso. El rango de tensiones del grafico mencionado se ha configurado para poder observar en color rojo los valores de la tensión de

Von Mises que superan la tensión admisible del material, el cual es de 140 MPa. Para el mismo modelo, la Figura 12 muestra el campo de desplazamientos de la tapa, alcanzando un máximo de 0.25 mm, el cual es mucho menor que el valor del desplazamiento admisible de 6 mm.

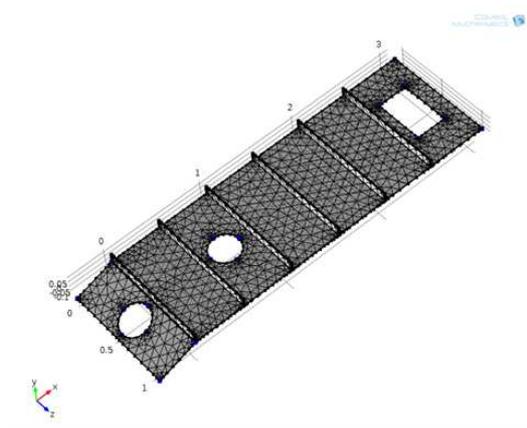


Figura 10: Mallado de la tapa

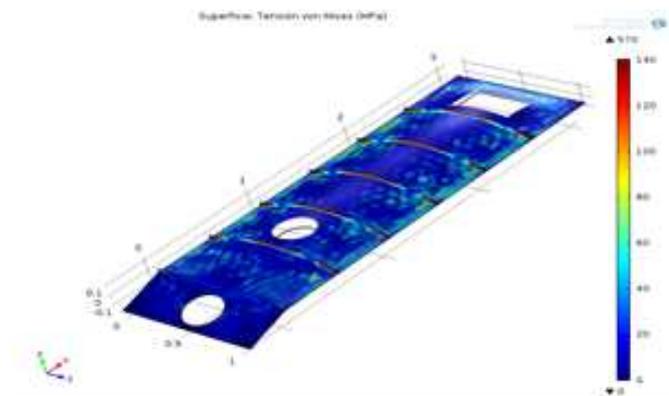


Figura 11: Tensiones de Von Mises [MPa] correspondiente al modelo 3.1.

Para realizar el estudio de la modelización 3.3, se ha considerado una chapa de 4.76 mm de espesor y se han utilizado seis rigidizadores de 10 mm x 75 mm. Para dicho modelo se encuentra que la tensión máxima alcanzada es de 112 MPa.

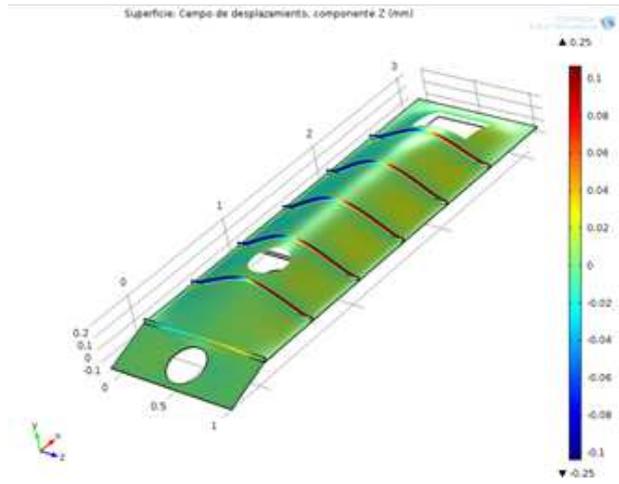


Figura 12: Campo de desplazamientos [mm] correspondiente al modelo 3.1.

La Figura 13 corresponde al campo de tensiones de Von Mises del modelo 3.3 en el cual se observa una tensión máxima de 112 MPa, que no supera la tensión admisible y en la Figura 14 se observa que el desplazamiento máximo es de 0.05 mm.

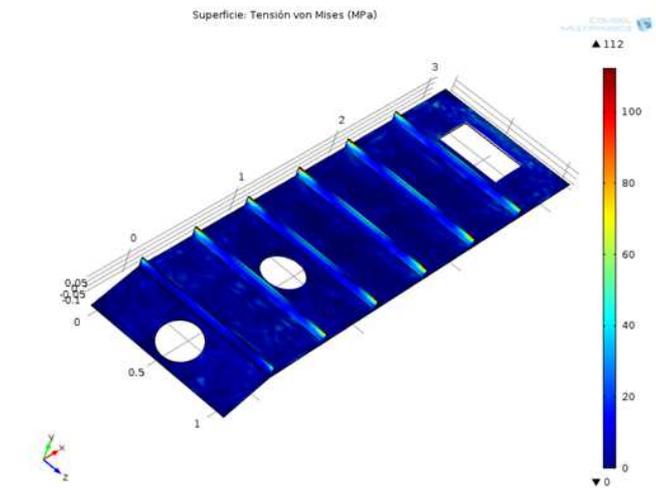


Figura 13: Tensiones de Von Mises [MPa] correspondientes al modelo 3.3

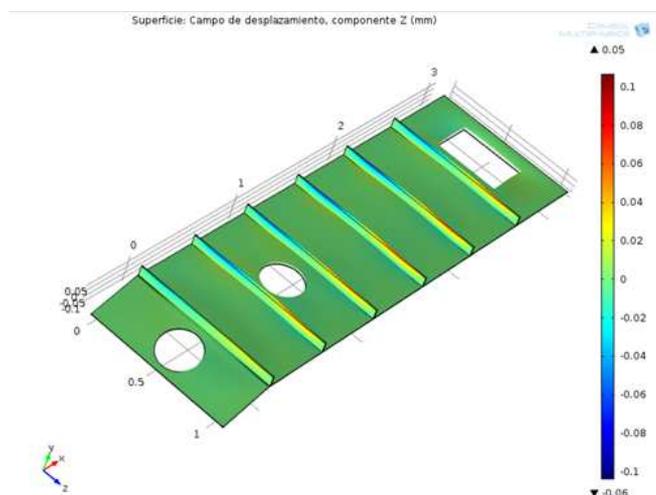


Figura 14: Campo de desplazamientos [mm] del modelo 3.3.

Al igual que en la modelización 3.1, en la Figura 15 se ha reconfigurado el rango de tensiones observadas entre 0 y 50 MPa, con el objeto de apreciar mejor la distribución de tensiones en la tapa. Se observa en dicho grafico que los valores de tensión más elevados ocurren en las aristas de los rigidizadores y que las tensiones en la chapa de la tapa son del orden de los 25 MPa, que resultan ser valores muy inferiores al admisible.

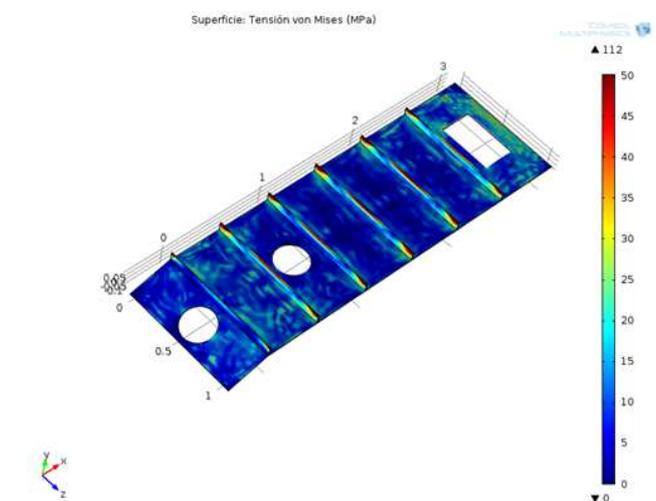


Figura 15: Tensiones de Von Mises, correspondientes al modelo 3.3 con escala hasta 50 MPa.

## 6 DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Puede observarse en la Tabla 1, que solo empleando una chapa de 11,11mm y sin utilizar refuerzos, pueden alcanzarse las condiciones requeridas para el diseño, pero dicha configuración provocaría un aumento indeseable en el peso del equipo, por lo que se considera una opción de diseño que no es aplicable.

Por la simple observación de las simulaciones realizadas con el Modelo 2, cuyos resultados

de muestran en la Tabla 2, ninguna de las configuraciones satisfacen simultáneamente los límites establecidos para las tensiones y desplazamientos. Es decir que considerando chapa de espesores variables entre 4.76 mm y 11.11 mm, y refuerzos de tamaños variables entre un mínimo de 10 mm x 25 mm, y un máximo 10 mm x 75 mm, en ninguna de las simulaciones se alcanza un diseño mecánico aceptable, cuando solo se permiten estrictamente tensiones menores a la admisible en la totalidad de la estructura.

Finalmente en la Tabla 3 se muestran los resultados de las simulaciones realizadas en el Modelo 3, en la que los espesores de chapa de la tapa, han adoptado valores entre 4.76 mm y 7.94 mm; y considerando seis refuerzos de tamaños variables entre un mínimo de 10 mm x 25 mm y un máximo de 10 mm x 75 mm. En la tabla citada, se muestra que hay tres simulaciones que satisfacen las condiciones iniciales del proyecto mecánico, las mismas son las modelizaciones 3.3, 3.6 y 3.9 respectivamente.

Se concluye que de los tres casos admisibles, se considera la más adecuada, la que adopta la configuración utilizada en la modelización 3.3, debido a que la misma emplea la menor cantidad de material (chapa de espesor más pequeño) a igual tamaño de los rigidizadores.

## REFERENCIAS

- AWS D1.1, *Structural Welding Code*, 2010.
- Blach A.E., Hoa V.S., Kwor K C and Ahmed A.K.E., Rectangular Pressure Vessels of Finite Length. *J. Pressure Vessel Technol*, 112(1):50-56, 1990.
- BPVC ASME II. Part. A., *Ferrous Material Specifications*, 2013.
- BPVC ASME VIII Div.1, *Rules for Construction of Pressure Vessels*, 2015.
- Budynas R., and Nisbett J., *Shigley Mechanical Engineering Design*, McGraw Hill, 2011.
- COMSOL Multiphysics, version 4.4, 2013.
- Godoy M.L., Arrien L.M. y Pico L.O., Análisis de Refuerzos en Recipientes a presión de tapas planas. *Mecánica Computacional*, Vol. XXVIII:1827-1833, 2009.
- Lawinska K., Moddrzewsky R., Analysis of sieve holes blocking in a vibrating screen and a rotary and drum screen. *Physicochem. Probl. Miner. Process.* 53(2):812-828, 2017.
- Vibraciones Industriales Friedeburg SA*. Fábrica de cribas Vibratorias. [www.friedeburg.com.ar](http://www.friedeburg.com.ar).
- Wesstrom D.B. and Bergh W.D., Effect of Internal Pressure on Stresses and Strains in Bolted Flanged Connections, *Transactions of the ASME*, 73:293-297, 1951.