



Análisis estructural y validación por elementos finitos de un tanque elíptico de 10000 galones bajo cargas combinadas de operación según normas DOT y ASME

Análisis estructural y validación por elementos finitos de un tanque elíptico de 10000 galones bajo cargas combinadas de operación según normas DOT y ASME

Análise estrutural e validação por elementos finitos de um tanque elíptico de 10.000 galões sob cargas operacionais combinadas de acordo com as normas DOT e ASME

Luis Santiago Choto Chariguaman ^I
lchoto@esPOCH.edu.ec
<https://orcid.org/0000-0003-0655-2503>

Edwin Rodolfo Pozo Safla ^{II}
edwin.pozo@esPOCH.edu.ec
<https://orcid.org/0000-0002-8931-3577>

Edwin Ángel Jácome Domínguez ^{III}
edwin.jacome@esPOCH.edu.ec
<https://orcid.org/0000-0002-2870-892X>

Christian Giovanni Flores Arèvalo ^{IV}
giovanni.flores@esPOCH.edu.ec
<https://orcid.org/0000-0003-0132-8326>

Correspondencia: lchoto@esPOCH.edu.ec

Ciencias Técnicas y Aplicadas
Artículo de Investigación

* **Recibido:** 05 de mayo de 2025 * **Aceptado:** 10 de junio de 2025 * **Publicado:** 14 de julio de 2025

- I. Ingeniero Automotriz. Magister en Manufactura y Diseño Asistidos por Computador. Ingeniero Automotriz. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial, Grupo de Investigación GIEBI, Chimborazo, Ecuador.
- II. Ingeniero Mecánico. Magister en Diseño. Producción y Automatización Industrial Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Carrera de Ingeniería Automotriz, Grupo de Investigación GIEBI, Chimborazo, Ecuador.
- III. Ingeniero Mecánico, Magister en Eficiencia Energética, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial, Chimborazo, Ecuador.
- IV. Ingeniero Mecánico, Magister en Ingeniería Matemática y Computación, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial, Chimborazo, Ecuador.

Resumen

El diseño estructural de tanques de transporte de combustibles plantea desafíos técnicos relevantes, especialmente bajo condiciones de carga combinadas. Este trabajo aborda el análisis estructural y la validación mediante simulación por elementos finitos (FEM) de un tanque elíptico con capacidad de 10000 galones, orientado al cumplimiento de las normativas DOT 412 y ASME VIII. El objetivo es evaluar su integridad mecánica ante presión interna, carga hidrostática, viento lateral y fuerzas por desaceleración y accidente. Para ello, se desarrolló un modelo tridimensional en SolidWorks y se realizaron simulaciones estáticas con ANSYS Workbench utilizando elementos tipo Shell. Los resultados muestran que los esfuerzos de Von Mises no superan el límite de fluencia del acero A36, y los factores de seguridad alcanzan valores superiores a 5.6 en todos los componentes analizados. Se concluye que el diseño propuesto es estructuralmente viable y cumple con los requisitos normativos para operar bajo condiciones críticas.

Palabras Clave: Análisis estructural; tanque elíptico; elementos finitos; seguridad estructural; DOT 412; ASME VIII.

Abstract

The structural design of fuel tanks poses significant technical challenges, especially under combined loading conditions. This paper addresses the structural analysis and validation using finite element simulation (FEM) of a 10,000-gallon elliptical tank, designed to comply with DOT 412 and ASME VIII regulations. The objective is to evaluate its mechanical integrity under internal pressure, hydrostatic loading, lateral wind, and deceleration and accident forces. To this end, a three-dimensional model was developed in SolidWorks and static simulations were performed with ANSYS Workbench using shell elements. The results show that the Von Mises stresses do not exceed the yield strength of A36 steel, and the safety factors reach values greater than 5.6 for all analyzed components. It is concluded that the proposed design is structurally viable and meets regulatory requirements for operation under critical conditions.

Keywords: Structural analysis; elliptical tank; finite elements; structural safety; DOT 412; ASME VIII.

Resumo

O projeto estrutural de depósitos de combustível apresenta desafios técnicos significativos, especialmente em condições de carga combinada. Este artigo aborda a análise estrutural e a validação, utilizando a simulação por elementos finitos (MEF), de um tanque elíptico de 10.000 galões (38.000 litros), concebido em conformidade com as normas DOT 412 e ASME VIII. O objetivo é avaliar a sua integridade mecânica sob pressão interna, carga hidrostática, vento lateral e forças de desaceleração e acidente. Para tal, foi desenvolvido um modelo tridimensional no SolidWorks e realizadas simulações estáticas no ANSYS Workbench utilizando elementos de casca. Os resultados mostram que as tensões de Von Mises não ultrapassam o limite de elasticidade do aço A36 e os fatores de segurança atingem valores superiores a 5,6 para todos os componentes analisados. Conclui-se que o projeto proposto é estruturalmente viável e cumpre os requisitos regulamentares para a operação em condições críticas.

Palavras-chave: Análise estrutural; tanque elíptico; elementos finitos; segurança estrutural; DOT 412; ASME VIII.

Introducción

El diseño estructural de tanques para transporte de combustibles es una necesidad crítica en la industria de hidrocarburos, especialmente en regiones con condiciones geográficas y climáticas desafiantes como la Sierra ecuatoriana. Estos sistemas deben cumplir no solo con requisitos de capacidad y funcionalidad, sino también con estrictas normativas internacionales que garanticen la seguridad del transporte y la resistencia mecánica frente a cargas combinadas [1], [2].

En las últimas dos décadas, las metodologías de análisis estructural se han enriquecido con herramientas de simulación por elementos finitos (FEM), las cuales permiten evaluar el comportamiento mecánico de estructuras bajo condiciones realistas sin recurrir inicialmente a prototipos físicos [3], [4]. Sin embargo, persiste un vacío en la literatura sobre la aplicación de estos métodos a tanques de geometría elíptica con configuraciones de carga propias del transporte de combustible por carretera. La mayor parte de los estudios se enfocan en recipientes cilíndricos bajo presiones internas estáticas, dejando de lado aspectos como cargas por viento, frenado o impacto [5].

La necesidad de optimizar el diseño de tanques con geometrías más eficientes, como los perfiles elípticos, se justifica tanto desde la perspectiva técnica como desde la seguridad vial [6]. Este tipo de secciones reduce el centro de gravedad del sistema, mejora la distribución de esfuerzos y permite un comportamiento estructural más favorable frente a eventos críticos [7].

Por estas razones, el presente estudio tiene como objetivo realizar un análisis estructural y validación mediante simulación computacional de un tanque elíptico de 10,000 galones, sometido a cargas combinadas (presión interna, viento, frenado y accidentes), en cumplimiento de las normas DOT 412 y ASME VIII. Se busca demostrar la viabilidad del diseño y estimar los factores de seguridad en cada componente crítico bajo condiciones operativas exigentes.

Materiales y Métodos

El diseño del tanque a presión hay que tener en cuenta los parámetros previos a la generación del tanque, en primer instante hay que determinar la sección a utilizar pues en esta, pues si bien hablamos de un tanquero transportador de combustible, por lo tanto la sección debe ser constante tal como nos lo indica Ref[3], y con las recomendaciones por ventajas y desventajas la mejor opción en diseño y economía como nos lo indica [4], nos guiamos en estas ventajas de diseño de tanque de sección de cilindro Elíptico y tapas Planas.

Y de esta forma se da paso libre a los parámetros principales de diseño.

Eficiencia de Junta

En el diseño estructural de recipientes a presión, la eficiencia de junta (E) es un parámetro fundamental que influye directamente en el cálculo del espesor requerido de las paredes del tanque. Esta eficiencia representa la relación entre la resistencia de una unión soldada y la resistencia del material base sin soldadura. Su determinación depende del tipo de junta, el proceso de soldadura y el nivel de inspección no destructiva aplicado (por ejemplo, radiografía o ultrasonido).

Las normas ASME Sección VIII División 1 establecen valores de eficiencia según el tipo de junta y el grado de examen al que se someta. En la Tabla 1 se resumen algunas configuraciones típicas:

TABLA 1: Tipos de soldadura y eficiencia de la junta soldada

Tipo No	Descripción	Alcance de examinación Radiográfica
----------------	--------------------	--

		(a)Total	(b)Zonas	(c) Ninguna
1	Soldadura a tope de la UW-35	1	0.85	0.7
2	Junta a tope sencilla con placa de respaldo	0.9	0.8	0.65

Presión de Diseño

La característica de los recipientes a presión se basa en la fabricación con la condición crítica del diseño para establecer una seguridad del elemento, en el código DOT 412 nos muestra que para un autotank por vacío la presión máxima que nos permite es de al menos 25 PSI en la parte interna y con 15 PSI la externa, de acuerdo con Rodríguez León “la presión de diseño debe encontrarse a 1.3 veces la presión de diseño” [5].

Presión de Operación

Es la que se va a someter en el tanque durante toda la vida útil.

Esfuerzo Permisible

Para cualquier plancha esta es aproximada al ¼ del esfuerzo a la tracción siempre que la temperatura no exceda de 346°C, definida por el código ASME división VIII, una observación que se puede tener en cuenta en el diseño hay que basarse en si el esfuerzo permisible se encuentra por encima del 12700 PSI ya que es de materia crítica que el esfuerzo se produzca antes de la fluencia del material.

Los diseños de tanques a presión no deben estar expuestos al fuego y la aplicación del esfuerzo permisible es de considerar lo siguiente.

$$S = P * \frac{R}{t} \quad \frac{Ec}{l}$$

Donde

S=esfuerzo permisible

R=radio

t= espesor

Esta será únicamente cuando esta posea soldaduras longitudinales a tope realizadas tan fuertes como el material base donde deben estar la soldadura encontrarse por los dos lados y una inspección

radiográfica en todas las juntas, las fórmulas para el diseño de recipientes no expuestos al fuego son:

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6P} \quad Ec$$

2

$$P = \frac{S * E * T}{R + 0.6t} \quad Ec$$

3

Donde

P=Presión interna

R=radio interno

t=espesor de pared

S=esfuerzo permisible

E=Eficiencia de las uniones soldadas

TABLA 2: Propiedades del acero astm a-36

Propiedades mecánicas	
Resistencia a la tracción	4218[kg/cm ²]
Fluencia	2513[kg/cm ²]
Elongación [in]	19%

TABLA 3: Velocidad de corrosión

Medio	Velocidad de corrosión
Marino	0.53
Industria	0.274
Mar	4.57
Suelo	0.914

Requisitos de Diseño

La sección a la que se planes trabajar en la sección elíptica de tapas planas por economía y facilidad de construcción además para contrarrestar la concentración de esfuerzos los bordes serán redondeados para una mejor distribución de esfuerzos y con la finalidad de darles una característica aerodinámica al tanque. Cabe mencionar, que como lo vimos anteriormente esta deberá concentrar su centro de gravedad más cercano a la superficie del suelo, pues tal como nos lo menciona por el

estudio del arte esta es beneficioso para evitar accidentes como se puede ver en el apéndice A del Proyecto de grado de diseño de un tanquero de bajo carbono.

Las dimensiones del tanque son las siguientes:

Tabla 4: Dimensiones de tanque a presión

Dimensión	Valor	Unidad
Altura	1.72	[m]
Ancho	2.6	[m]
Largo	11.280	[m]
Capacidad	38.63	[m ³]
Capacidad	10.220	[gls]
Área de la sección	3.52	[m ²]
Perímetro de la sección	6.79	[m]

Espesor

Para determinar el espesor hay que tomar en cuenta el radio de la elipse que se halla de R=1.3m, y además de acuerdo con la Ec 2 la eficiencia de la soldadura debe plantear de acuerdo con la radiografía en las 4 categorías de soldadura, en caso de no disponer con las herramientas es posible establecer una eficiencia del E=0.75 en la tabla 1.

$$S = \frac{1}{4} * 4218 = 1054.5Kg/(cm^2)$$

$$S=14.967 \text{ psi}$$

14.967>12.7 psi condición crítica

Presión interna se halla con la siguiente ecuación:

$$P = \rho * h \quad \text{Ec 4}$$

Donde

ρ = densidad [gr/cm³]

h= altura [cm]

$$P = 0.74 \frac{gr}{cm^3} * 172cm = 127.3 \frac{gr}{cm^2}$$

$$P=1.8 \text{ Psi}$$

Junto con la presión atmosférica $P_o = 1.8psi + P_{atm}$

$$P_{atm} = 14.7 Psi$$

$$P_o = 16.5Psi$$

Para determinar la presión de operación esta debe cumplir con la especificación de una compensación del 1.3 como lo dice el código DOT.

$$P_1 = 1.3 * 16.5 = 21.45 Psi$$

En base a la ecuación 2 esta se debe definir el valor del espesor

$$t = \frac{21.45psi * 51.2in}{12700psi(0.75) - 0.6(21.45)} = 0.115in = 2.93mm$$

Este espesor se le aplica la pérdida de material por corrosión durante la vida útil que se pretende dar al tanque.

$$F_c = V_c * V_u$$

Ec 4

Donde

F_c =espesor por corrosión [mm]

V_c =velocidad de corrosión [mm/años]

V_u = Vida útil [años]

De acuerdo con la tabla 3 la más crítica de diseño es a que se halla en la marítima con 0.53 m.p.y. hay que establecer los años para lo que se espera que nuestro diseño soporte que sería de 25 años.

$$F_c = 0.53 * 25 = 13.25 \times 10^{-3} in$$

$F_c=0.34$ mm

Dando como resulta de un espesor de la plancha de:

$$t = 2.93 + 0.34 = 3.27mm$$

Como esta no es comercial se aplica un espesor de 4 mm que nos brinda el fabricante.

- *Numero de Espejos*

Conforme a las normas ASME nos dice que es posible hallar el número de espejos en base a la fórmula del movimiento uniforme variado donde la desaceleración que sufriría un vehículo pesado donde la velocidad máxima de 70Km/h a la que puede transportar la carga y un frenado hasta detenerse cuya distancia es de 90 m, en condiciones críticas un vehículo ligero viaja a 90 Km/h y proyectando esta misma velocidad para uno pesado llegaría a 90 Km/h, claro que estas velocidades

vienen dadas por la regulación de tránsito en nuestro país, bajo estas condiciones se puede determinar con las Ec 6.

$$v_f^2 = v_o^2 + 2a * x \quad \text{Ec 5}$$

Donde

V_f = velocidad final [Km/h]

V_o = velocidad inicial [Km/h]

a =aceleración [Km/h²]

x = distancia [Km]

Como frena la velocidad final será 0 teniendo la capacidad de hallar la aceleración.

$$a = -\frac{v_o^2}{2x} = -\frac{(90Km/h)^2}{2 * (0.090)} * \frac{1000}{3600^2} = 3.4722m/s^2$$

La masa de la gasolina de transporte está en función de la densidad y el volumen a transportar

Densidad =0.74 gr/cm³

Volumen =38.63m³

$$M = \rho * Volumen = \frac{0.74gr}{cm^3} * \frac{100^3cm^3}{1000gr} * 38.63m^3 = 28586.2 Kg$$

- *Fuerza de frenado*

Como se vio antes estas se halla en función de una desaceleración que se mueve hasta frenar totalmente donde como sabemos en estado dinámico esta fuerza está dada por:

$$F = m * a \quad \text{Ec 6}$$

Donde

F = fuerza [N]

m =masa [Kg]

a = aceleración [m/s²]

$F=28586.2*3.470$

$F=99.19411KN$

- *Esfuerzo sección Elíptica*

Esta será dada por la forma del cilindro bien por el perímetro y el espesor dando un área de (6.79m*0.004) tomando para el esfuerzo.

$$S_o = \frac{F}{A} \quad \text{Ec 7}$$

S=esfuerzo

F=fuerza

A=área

$$S_o = \frac{99194.114}{0.027} = 3652213.328 Pa$$

$$S_o = 3.65MPa$$

En base a esta se puede comparar con la permitida en el diseño que es de 12700 Psi que equivale a 87.5MPa como se encuentra por debajo de esta se puede decir que las juntas de las tapas no fallaran por el freno, una característica que nos han mostrado es que los tanques no se encuentran llenos al 100%, lo que indica que dicho espacio provoca inestabilidad en esa forma hay que contrarrestar con un rompeolas o espejos para generar divisiones para esto [5]nos menciana que hay que aplicar una división de al menos 4 espejos.

Para hallar los esfuerzos se plantea el uso únicamente de todas las cargas que se muestran dentro y fuera del tanque

Cargas de viento

La carga que se halla por viento hay que despreciar la carga en el caso de que se halla en las tapas ya que como no lo dice [3],[6], se debe considerar en la área proyectada lateral del tanque.

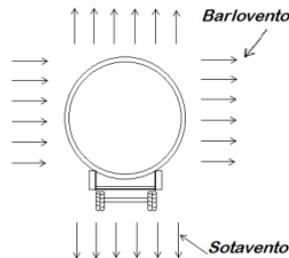


Fig. 1 Carga viento Lateral; Barlovento y Sotavento

La parte lateral del tanque que se debe calcular en base a la velocidad del viento. Con la finalidad de conseguir un diseño optimo el código ASCE (Sociedad americana de Ingenieros Civiles), nos brinda una velocidad media para el diseño de un valor de 110 MPH (177Km/h). Para hallar la fuerza estática producido por el viento se aplica la siguiente formula.

$$F = q_h * G * C_f * A_s \quad \text{Ec 10}$$

Donde

q_h =Velocidad de la presión de aire

G=factor de ráfaga

C_f =Coeficiente de Fuerza

A_s =área proyectada

Para el caso de la carga de viento lateral el factor de ráfaga G de tipo de exposición D es de 0.8 lo que corresponde a este diseño.

El coeficiente de Fuerza C_f para los dos casos es de 0.85, Para cilindros.

La velocidad de presión se calcula de la siguiente forma.

$$q_h = 0.63K_z * k_{zt} V^2 I [Pa] \quad \text{Ec 11}$$

Donde

K_z =Factor de exposición de presión a una altura dada.

K_{zt} =Factor topográfico

I=Factor de importancia

V=Velocidad de viento

El factor de exposición se encuentra para $H=1.72$ m y el tipo de caso D que es correspondiente a este diseño $K_z=1.03$.

para un autotanque las zonas de recolección estas deben tomar un factor topográfico de $K_{zt}=1$, en vista que no hay un requerimiento definido, y el factor de importancia de acuerdo a la categoría II es de $I=1$.

$$q_h = 0.63(1.03)(1) \left(177.03 \frac{km}{h} \right)^2 (1) * \frac{1000^2}{3600^2}$$
$$q_h = 1526.8150 [Pa]$$

Fuerza Estática

Área proyectada

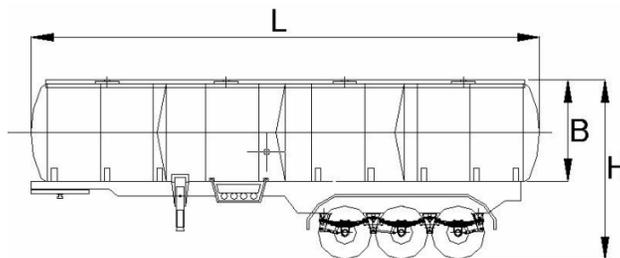


Fig. 2 Área Proyectada longitud y altura general del tanque

$$L=11.28\text{m}$$

$$B=1.72\text{m}$$

$$H=4.1\text{m}$$

$$A_f = 46.248 \text{ m}^2$$

$$F = 1.52681\text{Kpa}(0.8)(0.85)(46.248)$$

$$F = 48.016\text{KN}$$

Carga por Riesgo de Accidente

De acuerdo con el código DOT hay que tomar en cuenta la aceleración máxima o desaceleración e incluso cuando el vehículo de un salto por la irregularidad de la carretera las paredes laterales generen cargas, para ello la velocidad que nos recomienda dicho código es de 2.45 m/s² que es al menos 0.25 de la aceleración de la gravedad, “la carga debe ser aplicada en todas las rompe Olas y en las tapas ya que esta carga influirá en la aceleración y frenado del autotanque”[7].

$$F_{ra} = \frac{m}{N + 1} * a_{ra} \quad \text{Ec 11}$$

Donde

F_{ra} = Fuerza por riesgo de accidente

M =masa del producto

N =numero de rompeolas

a_{ra} =aceleración por riesgo de accidentes

$$F_{ra} = \frac{28586.2 \text{ Kg}}{4 + 1} * 2.45\text{m/s}^2$$

$$F_{ra} = 14007.23\text{KPa}$$

- *Carga Generada por el Peso al sufrir un salto*

Esta se aplica igual que en el anterior a todas las superficies transversales al fluido donde afectara a las juntas de soldadura.

$$F_p = m * a_{ra} \quad \text{Ec 13}$$

$$F_p = 28586.2 * 2.45 = 70036.19\text{N}$$

- *Carga hidrostática en el diseño estructural*

La carga hidrostática representa una de las sollicitaciones más críticas en el diseño estructural de tanques de almacenamiento y transporte de líquidos. Esta carga se origina por la presión ejercida

por la columna de fluido sobre las paredes internas del recipiente, siendo su efecto máximo en la región inferior, donde se concentra el mayor gradiente de presión.

Desde el punto de vista mecánico, la presión hidrostática P_h se determina mediante la ecuación fundamental de la estática de fluidos:

$$P_h = \rho * g * h_{max} + P_o \quad \text{Ec 14}$$

Donde

P_h = Presión Hidrostática

ρ =densidad del fluido [Kg/m³]

g =gravedad [m/s²]

h_{max} =altura máxima del fluido [m].

P_o =presión atmosférica [Pa]

$$P_h = 740 * 9.81 * 1.72 + 101325 = 113811.168 \text{ Pa}$$

Resultado y Discusión

Cilindro

Se inicia con el análisis del cilindro para lo cual dicha solución se lo realiza modelando una superficie con la forma final del cilindro o Tanquero, en el cual se colocarán las cargas de la presión hidrostática producida por el fluido (gasolina), la carga por su propio peso, y la carga a causa del del viento en una sola dirección, siendo este escenario el más crítico.

Debido a que es un análisis tipo Shell la malla obtenida es de muy buena Calidad, esta ha sido refinada.

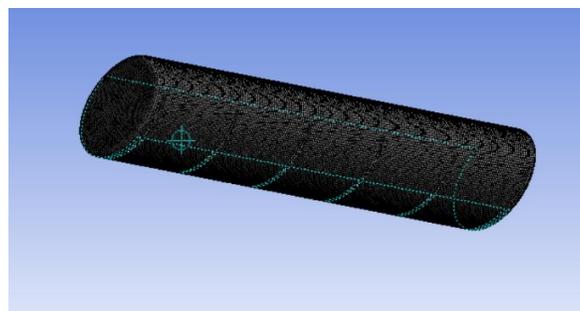


Fig. 3Mallado cilindro

TABLA 5: Calidad de malla

Mesh Metric	Element Quality
Mínimo	0.38966
Máximo	0.99946
Promedio	0.98637
Desviación Estándar	4.1961e-2

Se podría decir que la calidad de malla es de buena calidad, pero con tendencias a mejorarla, el punto más bajo de este como se mencionó es nuestro promedio establecido por el evaluador de malla Element Quality,

Aplicación de las cargas

En la figura 4 se puede visualizar como se aplica los soportes en las uniones de los espejos para contrarrestar la deformación, la presión de operación del tanque, el peso propio de la carga muerta por el material y efecto de la gravedad, y la figura 5 una carga variable en las superficies del cilindro por causa del movimiento.

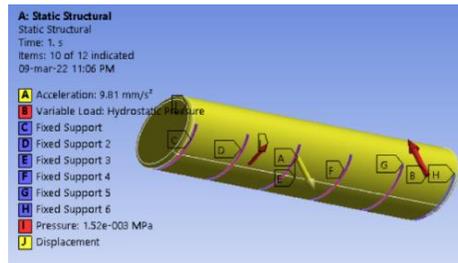


Fig. 4 Soportes fijos en unión espejo

Cargas Hidrostática

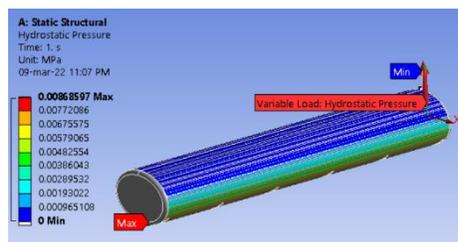


Fig. 5 Carga Hidrostática

Cargas de viento

Como se mencionó esta carga solo es apreciable en la parte lateral del área proyectada del cilindro la que se aplica como solamente la presión superficial del cuerpo.

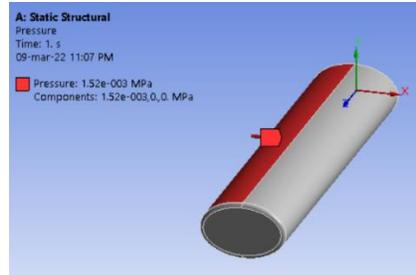


Fig. 6 Carga de Viento

Resultados

La simulación en “ANSYS Workbench” nos da los resultados de las deformaciones esfuerzos y las concentraciones de esfuerzos en el diseño con la finalidad de obtener el factor de seguridad que por norma estas deberían encontrarse por encima del 4.

TABLA 6: Resultados máximos y mínimos Workbench

	Deformación mm	Error Estructural mJ	Esfuerzo Von Mises MPa	Factor de Seguridad
Máx	0.21066	2.4572	24.456	15
Mín	0	8.8573e-8	0.0061218	10.223

Hay que tener en cuenta que para el análisis del chasis se necesita de las reacciones en los puntos de unión para hallar el factor de seguridad.

Tapas

En el estudio de las tapas se realiza una simplificación de caras para obtener una buena calidad de malla, al igual que el tanque las tapas van a estar sometidas a la fuerza hidrostática más la fuerza de frenado y aquí se obvia la carga del viento ya es al ser una proyección de cara muy insignificante no representa mayor importancia.



Fig. 7 Mallado tapas laterales

TABLA 7: Calidad de malla

Mesh Metric	Element Quality
Mínimo	0.36322
Máximo	0.99928
Promedio	0.93607
Desviación Estándar	7.2092e-2

Densidad de fluido: 720 kg/m³

Fuerza frenada: 100,63 N

Aplicación de las cargas

Por simetría esta se analiza por la mitad y colocando soportes displacement, y la aplicación de soporte fijo ya establecida por la unión soldada.

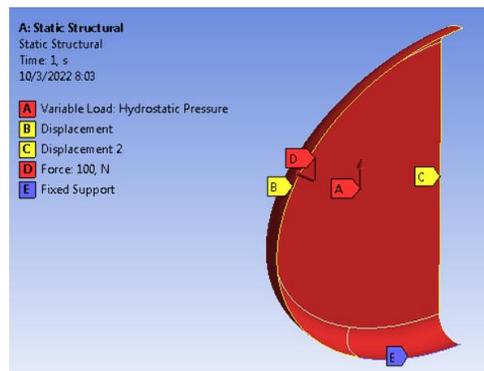


Fig. 8 Restricciones y cargas presentes en la tapa

Para la descripción del comportamiento de la tapa ante las cargas con la que interactúa se toma en cuenta tres factores

TABLA 8: Resultados máximos y mínimos Workbench

	Deformación mm	Esfuerzo Von Mises MPa	Factor de Seguridad
Máx	22.057	123.62	15
Mín	0	0.1581	2.0223

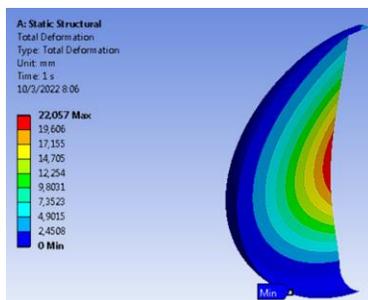


Fig. 9 Deformación

Deformación planteada productos de las cargas muestran una mínima deformación por la que es adecuada para un diseño de este tipo

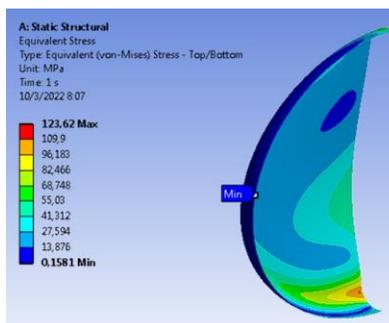


Fig. 10 Esfuerzo de Von Mises

Si bien comparamos los límites de esfuerzos a tracción del material está por debajo del límite de fluencia por lo tanto esta es capaz de soportar la carga.

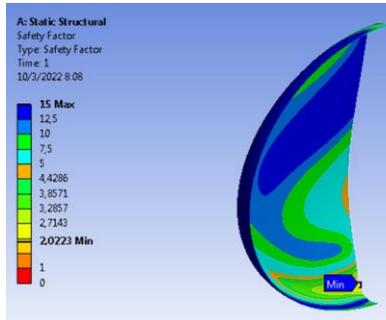


Fig. 11 Factor de Seguridad

Por condición de diseño la norma API 12 f recomienda que se halle onde de un rango de [2-15] estando en el rango

Espejos

Para el estudio y análisis de los espejos se considera simplemente una carga por lo que al estar inmerso tanto en el líquido y ambiente del tanque algunas fuerzas y cargas se anulan.

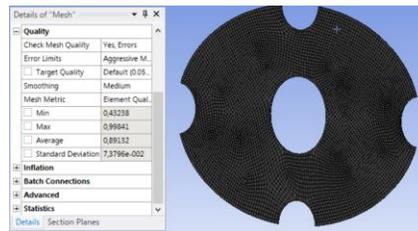


Fig. 12 Mallado Espejos

TABLA 9: Calidad de malla

Mesh Metric	Element Quality
Mínimo	0.36322
Máximo	0.99928
Promedio	0.93607
Desviación Estándar	7.2092e-2

En esta hace efecto claro en las superficies en las que hay que colocar las cargas de frenado y el riesgo para poder establecer las deformación y esfuerzos sobre estas.

$$F=100.63N$$

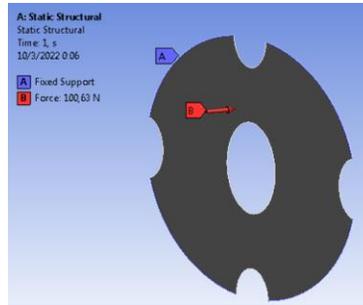


Fig. 13 Aplicación de fuerzas sobre el espejo

TABLA 10: Resultados máximos y mínimos Workbench

	Deformación mm	Esfuerzo Von Mises MPa	Factor de Seguridad
Máx	0.47197	2.4788	15
Mín	0	0.3166	15

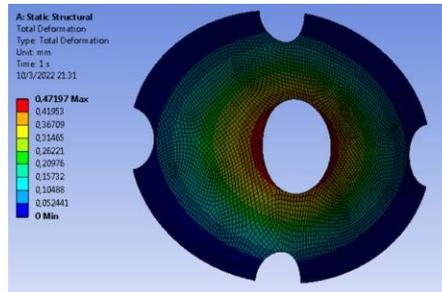


Fig. 14 Deformación Espejos

La deformación es mínima comparado con las de los demás elementos siendo adecuado para soportar las cargas por el golpe de frenado.

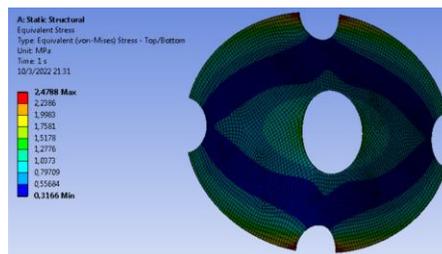


Fig. 15 Esfuerzo Máximo

En esta perspectiva es capaz de soportar las cargas ya que se halla por debajo del límite de fluencia del material y además por las uniones soldadas esta es capaz resistir.

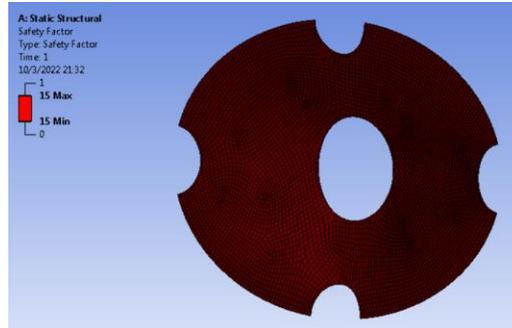


Fig. 16 Factor de seguridad

El Factor de seguridad es bastante alto para su diseño dando una calidad de resistencia la que se puede decir que la fuerza del choque del fluido puede ser reducida por los demás espejos.

Base

Debido a la geometría y diseño de la base se ha analizado como tipo Shell, utilizando la base crítica es decir la que posee las mayores fuerzas encontradas en el análisis de los apoyos del cilindro. Obteniendo así la deformación y su factor de seguridad.

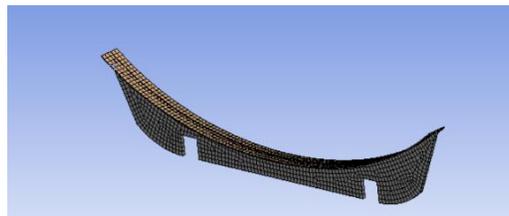


Fig. 17 Mallado Soporte cilíndrico

TABLA 11 : Calidad de malla

Mesh Metric	Element Quality
Mínimo	0.28183
Máximo	0.99906
Promedio	0.95829
Desviación Estándar	6.1983e-2

Las cargas se aplican en la superficie elipsoidal para una mejor condición se analiza en la concentración intermedia del tanque total o veremos las reacciones resultantes en cada punto de soporte fijo vistas en el tanque, como siempre es recomendable trabajar en condiciones críticas estas se obtienen como se muestra en la figura 18.

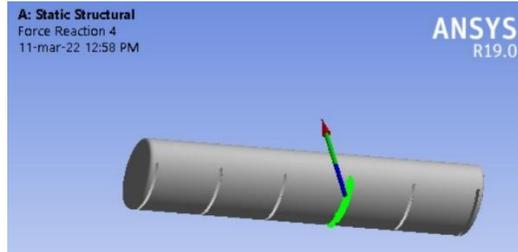


Fig. 18 Soporte con mayor fuerza de Reacción

TABLA 12: Fuerzas de reacción en cilindro

Reacciones	Fuerza N
Eje X	-88.25
Eje Y	40154
Eje Z	-614.95
Total	40159

TABLA 13: Resultados máximos y mínimos Workbench

	Deformación mm	Esfuerzo Von Mises MPa	Factor de Seguridad
Máx	0.18377	44.515	15
Mín	0	01.0783	5.6161

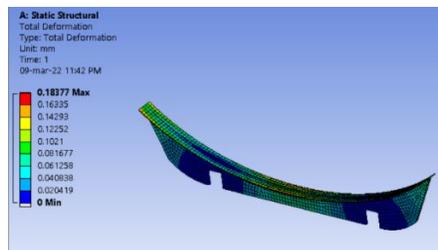


Fig. 19 Deformación soportes

Siendo la base la parte en la que se va a presentar todas las fuerzas y el peso completo del tanquero se obtiene una deformación de 0,18 muy aceptable dentro de los parámetros de seguridad y fiabilidad.

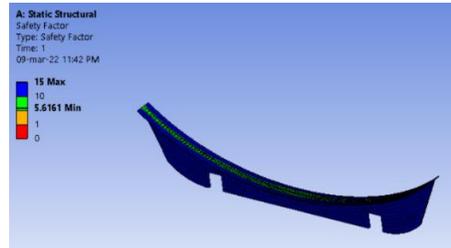


Fig. 20 Factor de Seguridad

Los resultados de simulación indicaron deformaciones máximas menores a 0.21 mm en el cilindro y hasta 22 mm en tapas, sin superar límites permisibles. Los esfuerzos de Von Mises alcanzaron un máximo de 123 MPa, por debajo del límite de fluencia del acero A36 (250 MPa).

Los factores de seguridad (F_s) oscilaron entre 5.6 y 15, superando ampliamente el valor mínimo exigido por ASME VIII. La calidad del mallado fue superior a 0.93 en promedio, lo que garantiza la fiabilidad de los resultados.

La simulación validó que el tanque elíptico es estructuralmente apto para soportar cargas combinadas, destacando la eficiencia del enfoque tipo Shell para modelar geometrías delgadas con alta precisión computacional.

Conclusiones

- A partir del análisis estructural realizado, se valida que el diseño del tanque elíptico de 10,000 galones cumple con los criterios de integridad mecánica establecidos en las normas DOT 412 y ASME VIII. Mediante modelos matemáticos y simulaciones numéricas desarrolladas en ANSYS, se evaluó el comportamiento del tanque bajo el escenario más crítico de carga, obteniéndose resultados favorables tanto en términos de deformación como de esfuerzos internos.
- Se confirma que la aplicación del método de elementos finitos, en conjunto con principios de diseño mecánico, permite generar un modelo estructural optimizado. El uso del enfoque tipo Shell contribuyó significativamente a mejorar la calidad de mallado, permitiendo representar

con alta precisión componentes delgados y captar concentraciones de esfuerzos en regiones sensibles.

- El estudio demostró además la importancia de un conocimiento profundo de los fundamentos del análisis por elementos finitos para explotar correctamente las capacidades del software ANSYS y obtener resultados físicamente confiables.
- Finalmente, se identificaron y aplicaron de manera diferenciada las cargas relevantes sobre cada uno de los componentes estructurales del tanque. El cilindro principal y la base de soporte se reconocen como las regiones de mayor sollicitación estructural, justificando el enfoque detallado adoptado para su validación.

Recomendaciones

- Para modelos estructurales complejos compuestos por múltiples componentes, se recomienda evitar en la medida de lo posible el uso de análisis con elementos sólidos, debido al alto costo computacional y al incremento potencial de errores numéricos. En su lugar, resulta más eficiente y confiable emplear enfoques simplificados como el análisis lineal, de tensión plana, deformación plana o elementos tipo Shell, siempre que las condiciones geométricas y de carga lo permitan. Estas estrategias permiten garantizar resultados consistentes, optimizando la relación entre precisión y rendimiento computacional.
- Es fundamental realizar una correcta definición de los soportes y restricciones de movimiento, dado que estos influyen significativamente en la respuesta estructural del sistema. La ubicación precisa de estas condiciones de frontera —ya sea sobre líneas, caras o nodos— debe reflejar fielmente las condiciones reales de sujeción del tanque, a fin de obtener predicciones representativas de la realidad física.
- Asimismo, se recomienda una cuidadosa caracterización de las direcciones y magnitudes de las cargas aplicadas. La orientación de las fuerzas externas debe corresponder a las condiciones operativas reales, ya que esta determinará la distribución de esfuerzos y deformaciones en los elementos estructurales.

Referencias

1. Tech-Inservice, “ASME VIII, División 1 FORMACIÓN DE UN RECIPIENTE A PRESIÓN.” https://www.tech-inservice.com/files/videos_cursos/archivos/DIPLOMADO_EN_INSPECCIN_Y_EVALUACION_10_4_2018_53_WB007_Formacin_de_un_Recipiente.pdf (accessed Mar. 09, 2022).
2. Instituto Ecuatoriano de normalización, “NORMA TÉCNICA ECUATORIANA NTE INEN 2251:2013 Primera revisión,” p. 19, 2013.
A. M. POZO ARTURO and I. S. VALENCIA PÉREZ, “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN AUTO TANQUE PARA ASFALTO DE 10000 GALONES CON SISTEMA DE RECIRCULACIÓN PARA INDUSTRIA ACERO DE LOS ANDES S.A.,” ESPE, Sangolqui, 2015.
3. Anonimo, “Presentacion.” <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/220/1/CD-0218.pdf> (accessed Mar. 11, 2022).
4. R. L. J. Robert, “Diseño y Proceso de Fabricacion de un tanque de acero de Bajo Carbono de 10000 Galones,” Escuel Superiro Politécnica del Litoral, 1991.
5. Chungata Kleber, “Diseño de un Autotanque de succión por Vacío para la recolección de lodos generados en derrames, con capacidad de 20.7 metros Cúbicos, para la empresa Vacuums del Ecuador ,” Jan. 2014. <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/6285/1/UPS-CT002843.pdf> (accessed Mar. 08, 2022).
6. U.S Department of Transportation, MOTOR VEHICLE SAFETY TITLE 49, UNITED STATES CODE, CHAPTER 301 AND RELATED UNCODIFIED PROVISIONS ADMINISTERED BY THE NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. 2008.
7. ERP Safla, SMA Arroba, GGN Andrade, EAC Guevara “Simulación de esfuerzos mecánicos sobre las férulas para miembros superiores”. ConcienciaDigital. (2020)
8. M Aquino, I Caicedo, J Buñay, E Pozo “Estudio de diseño óptimo de una férula de miembro inferior con patrones de distintas geometrías” Polo del Conocimiento. (2022)

9. ERP Safla, SMA Arroba, MAO Viñán, “Ampliación de la realidad virtual en el mecanizado mediante torno CNC de un peón de ajedrez” Polo del Conocimiento: Revista científicoprofesional. (2021)
10. LPT Pérez, SMA Arroba, ERP Safla, ESC Rivera, “Modelación matemática para el diseño mecánico de una plataforma autocargable”. Ciencia Digital. (2019)
11. M Pérez Bayas, G Novillo Andrade, SM Aquino Arroba, “Kinetic Analysis Of An Ankle Rehabilitator Composed Of Two Parallel Delta Robots”. Universidad Tecnológica de Panamá. (2018)
12. E Granizo, F Escudero, R Pachacama, M Aquino, E Lozano, “Optoacoustic effect analysis by FEM” AIP Conference Proceedings. (2018)
13. MAO Viñán, SMA Arroba, LSO Cantos, ERP Safla, EAJ Dominguez, “Modelización CFD para determinar el comportamiento del fluido en tuberías de PVC”. Dominio de las Ciencias. (2018)
14. S Choto, M Aquino, E Pozo, M Ordóñez, G Novillo, G Miño, M Escobar “Modelación y simulación por volúmenes finitos de un impulsor de una bomba centrífuga”. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. (2017)
15. CIP Tubon, ERP Safla, SMA Arroba “Análisis de lesiones en el conductor para impactos frontales por simulación computacional” Polo del Conocimiento. (2022)
16. MH Freire-Quintanilla, SM Aquino-Aroba, SM Yupangui-Yupangui "Simulación del Impacto Frontal para una Carrocería de Autobús”. Polo del Conocimiento para Determinar los Niveles de Seguridad. (2022)
17. MH Freire-Quintanilla, SM Aquino-Aroba, SF Martínez-Flores “Análisis de Impacto Frontal, Lateral y Posterior de un Chasis Tubular Tipo Formula Sae, para Determinar los Niveles de Seguridad” Polo del Conocimiento. (2022)
18. OF Balseca-Sampedro, SM Aquino-Aroba, SW Chela-Hinojosa, “Diseño de un prototipo de reactor de pirólisis térmica para la descomposición y aprovechamiento de residuos plásticos fabricados a partir de: PP, PE, Y PS” Polo del Conocimiento. (2021)
19. CZ Oliva, ET Tamayo, AO Pazmiño, ER Pozo, MA Ordoñez, SM Aquino, “Mathematical modeling of the coal activation process in rotary cylindrical kiln” (2019)

20. P Tierra, M Aquino, E Pozo, J Jaramillo, “Simulación matemática de pruebas de impacto entre diferentes materiales, por medio de software para análisis no lineales” Dominio de las Ciencias. (2020)
21. JIC Reyes, JSB Guamán, SMA Arroba, “Análisis del comportamiento plástico del acero 1020 mediante ensayos de tracción” Polo del Conocimiento: Revista científico-profesional. (2020)
22. SM Aquino-Arroba, MH Freire-Quintanilla, MA Ordoñez-Viñan, “Diseño y manufactura asistida por computadora en la fabricación de la” Kaplan Turbine Blade” Polo del Conocimiento. (2019)
23. MÁE Guachambala, SMA Arroba, ERP Safla, LSC Chariguaman, “Tecnología CAD CAM aplicada al diseño de robots de batalla” Ciencia Digital. (2019)
24. MÁE Guachambala, SMA Arroba, ERP Safla, LSC Chariguaman, “Determinación de los parámetros de diseño, manufactura y producción de sellos en plástico”. Ciencia Digital. (2019)
25. SMA Arroba, LPT Pérez, ERP Safla, ESC Rivera, “Modelación Matemática para la Dinámica de Mecanismos Hidráulicos Tipo Tijera”. Ciencia Digital. (2019)

© 2025 por los autores. Este artículo es de acceso abierto y distribuido según los términos y condiciones de la licencia Creative Commons Atribución-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0) (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>).