



**INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL  
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
UNIDAD AZCAPOTZALCO**

---

**DISEÑO DE SILLETAS PARA UN RECIPIENTE A PRESIÓN MEDIANTE MÉTODOS  
ANÁLITICOS, EXPERIMENTALES Y NÚMERICOS.**

**TESIS  
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO**

**PRESENTAN:**

**ACEVEDO ZAMORA JOSÉ CRUZ.  
AGUILAR DELGADILLO CÉSAR AUGUSTO.**

**ASESORES:**

**M. EN C. RICARDO SÁNCHEZ MARTÍNEZ.  
M. EN C. RICARDO CORTEZ OLIVERA**

**MEXICO DF, DICIEMBRE 2011**



**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL**  
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**  
**UNIDAD AZCAPOTZALCO**

*TESIS COLECTIVA*

**PARA OBTENER EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**  
**DEBERÁN DESARROLLAR LOS C. ACEVEDO ZAMORA JOSE CRUZ**  
**AGUILAR DELGADILLO CESAR AUGUSTO**

**DISEÑO DE SILLETAS PARA UN RECIPIENTE A PRESIÓN MEDIANTE MÉTODOS ANALÍTICOS,  
EXPERIMENTALES Y NUMÉRICOS**

Actualmente en los códigos de diseño para recipientes a presión se encuentra establecida la forma de diseñar las silletas, pero no se conoce con exactitud de donde se obtienen los factores de diseño y la precisión de los resultados obtenidos con las mismas, por lo que en este trabajo se comprobarán los resultados por los métodos experimentales y numéricos con la finalidad de que posteriormente se optimicen estos diseños.

**EL TEMA COMPRENDERÁ LOS SIGUIENTES PUNTOS:**

1. MARCO TEÓRICO
2. DISEÑO DEL RECIPIENTE A PRESIÓN
3. CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LAS SILLETAS MEDIANTE MÉTODOS TRADICIONALES
4. ANÁLISIS FOTOELÁSTICO DE LAS SILLETAS
5. ANÁLISIS MEDIANTE ELEMENTO FINITO

México, D.F. a 19 de Octubre del 2011.

ASESOR

ASESOR

M. EN C. RICARDO SÁNCHEZ MARTÍNEZ

M. EN C. RICARDO CORTÉZ OLIVERA

  
**IPN**  
Departamento de Trayectorias  
y Servicios Académicos  
**EL DIRECTOR**  
UNIDAD AZCAPOTZALCO

**DR. EMMANUEL ALEJANDRO MERCHÁN CRUZ**

NOTA: Se sugiere utilizar el Sistema Internacional de Unidades.

AT-256/2011

P.S. 07-11

EAMC/AAC/MEB/ya

## **DEDICATORIAS Y AGRADECIMIENTOS.**

ESTE TRABAJO LO DEDICO CON TODO EL RESPETO, ADMIRACIÓN Y CARIÑO QUE MERECEN MIS PADRES, VÍCTOR AGUILAR ÁLVAREZ Y MA. ISABEL DELGADILLO NAVARRETE, QUE ME DIERON EL GRAN REGALO DE LA VIDA, EL APOYO DEL DÍA A DÍA, Y TODOS Y CADA UNO DE SUS CONSEJOS QUE ME PERMITIERON CONCLUIR ESTE PROCESO EN MI VIDA.

DEDICO TAMBIÉN ESTE TRABAJO A LOS M. EN C. RICARDO SÁNCHEZ MARTÍNEZ Y RICARDO CORTEZ OLIVERA, POR SU GUÍA TANTO EN LOS ÚLTIMOS SEMESTRES DE LA CARRERA COMO EN EL DESARROLLO DE ESTE TRABAJO.

QUIERO MENCIONAR Y AGRADECER POR TODO EL APOYO A LA SEÑORITA MARICARMEN PEREZ, Y A MIS AMIGOS, JOSÉ ACEVEDO, ARTURO MENDIOLA, DAVID MENDOZA Y JUAN CARLOS REYES.

QUIERO DEDICAR TAMBIÉN ESTE TRABAJO AL INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL, Y A LA ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA, UNIDAD AZCAPOTZALCO Y A CADA UNO DE SUS PROFESORES POR TODAS SUS ENSEÑANZAS.

#### **A MIS PADRES**

POR LA INAGOTABLE DEDICACIÓN QUE ME BRINDARON, POR DARME LA OPORTUNIDAD DE HABER LLEGADO A CULMINAR MIS ESTUDIOS QUE EMPECÉ DESDE PEQUEÑO, POR SU CONFIANZA Y SACRIFICIO GRACIAS.

#### **A MIS HERMANOS**

POR COMPARTIR CONMIGO LOS MOMENTOS BUENOS QUE HICIERON QUE LOS MALOS NO LO FUERAN TANTO.

#### **A LILIANA**

A TI Y TU INTERMINABLE CONFIANZA EN MÍ, PORQUE ME DISTE LA COMPRENSIÓN QUE NECESITABA DESDE EL INICIO Y HASTA AHORA, POR SER PARTE DE TODO, GRACIAS POR TU DEDICACIÓN, TIEMPO Y COMPAÑÍA MIL GRACIAS.

#### **A MIS ASESORES**

POR SU GUÍA TANTO EN LOS ÚLTIMOS SEMESTRES DE LA CARRERA COMO EN EL DESARROLLO DE ESTE TRABAJO.



## ÍNDICE

OBJETIVO GENERAL.....	1
OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	1
JUSTIFICACIÓN.....	2
CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO.....	3
ANTECEDENTES.....	4
CLASIFICACIÓN DEL CÓDIGO A.S.M.E.....	4
LIMITACIÓN DE LA DIVISIÓN 1.....	5
TIPOS DE RECIPIENTES.....	5
RECIPIENTE A PRESIÓN.....	9
CAPÍTULO II. DISEÑO DEL RECIPIENTE A PRESIÓN.....	10
MEMORIA DE CÁLCULO.....	13
PRESIÓN INTERNA.....	13
PRESIÓN EXTERNA.....	19
CAPITULO III. CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LAS SILLETAS MEDIANTE MÉTODOS TRADICIONALES.....	24
TIPOS DE SOPORTES PARA RECIPIENTES.....	25
CÁLCULO DEL PESO DEL RECIPIENTE.....	28
DISEÑO DE LAS SILLETAS.....	31
DIMENSIONES PRINCIPALES DE LAS SILLETAS.....	34
CÁLCULO DE ESFUERZOS.....	35
FLEXIÓN LONGITUDINAL.....	35
ESFUERZO CORTE TANGENCIAL.....	37



ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL.....	38
CAPITULO IV. ANÁLISIS FOTOELASTICO DE LAS SILLETAS.....	40
MODELADO.....	41
MEMORIA DE CÁLCULO PARA LA ELABORACION DEL MODELO.....	45
DESCRIPCIÓN DE LOS PASOS A SEGUIR PARA LA APLICACIÓN PROPIA DEL MÉTODO.....	46
PRUEBAS DE CARGA.....	50
CAPITULO V. ANÁLISIS POR ELEMENTO FINITO (MEF).....	54
METODO DE ELEMENTO FINIO.....	55
DESARROLLO DEL ANALISIS.....	57
CONCLUSIONES.....	61
ANEXOS.....	62
ANEXO A. TABLA PARA EL PESO DE CASCOS Y CABEZAS.....	62
ANEXO B. TABLA PARA EL VOLUMEN DE CASCOS Y CABEZAS.....	63
ANEXO C. TABLA PARA LAS DIMENSIONES DE LAS CABEZAS.....	64
ANEXO D. TABLA PARA LAS DIMENSINES DE LAS SILLETAS.....	65
ANEXO E. TABLA DE ESFUERZOS EN RECIPIENTES HORIZONTALES APOYADOS EN DOS SILLETAS.....	66
BIBLIOGRAFÍA.....	67
PLANOS.....	68



## OBJETIVO GENERAL

Corroborar que el diseño propuesto por los códigos de diseño de las silletas de un recipiente a presión es satisfactorio para una adecuada distribución de esfuerzos. Mediante la aplicación de una carga puntual por los métodos analítico, fotoelástico y del elemento finito.

### Objetivos específicos:

- Establecer las dimensiones de la silleta en base a la forma, dimensiones y presión del recipiente que será soportado por éstas.
- Determinación de los esfuerzos que actúan sobre el recipiente: Longitudinales, tangenciales y circunferenciales.
- Fabricar una silleta a escala y aplicar una carga estática con el fin de determinar el campo de esfuerzos que se genera utilizando para tal fin la prueba fotoelástica.
- Por medio del modelado de la silleta en el programa Ansys 11.0, que es un software de propósito general para el estudio de elemento finito, calcular los esfuerzos que se generan por la aplicación de dicha carga.
- Desarrollar un análisis comparativo de los 3 métodos para verificar la diferencia en los resultados que pueda obtenerse.



## JUSTIFICACIÓN

El desarrollo de este trabajo parte del hecho de que se ha observado que en la industria siempre ha existido la necesidad de contar con recipientes que sirvan de almacén para diferentes líquidos y gases, debido a esta continua e inagotable necesidad se propone como tema de tesis el **“DISEÑO DE SILLETAS PARA UN RECIPIENTE A PRESIÓN MEDIANTE MÉTODOS ANÁLITICOS, EXPERIMENTALES Y NÚMERICOS”**.

Cabe mencionar que lo que motivo a realizar este trabajo, fue establecer una propuesta que intenta elevar el grado de confiabilidad y calidad en el desarrollo de la industria de recipientes a presión. Esto se realiza utilizando la teoría ya existente y complementándolo con el análisis experimental de fotoelasticidad y la herramienta tecnológica ANSYS, se hace notar que la viabilidad de desarrollo de este proyecto en cuanto a tiempo, recursos y alcances es factible. Los resultados que se obtengan podrán servir para mejorar el diseño de silletas de recipientes horizontales.

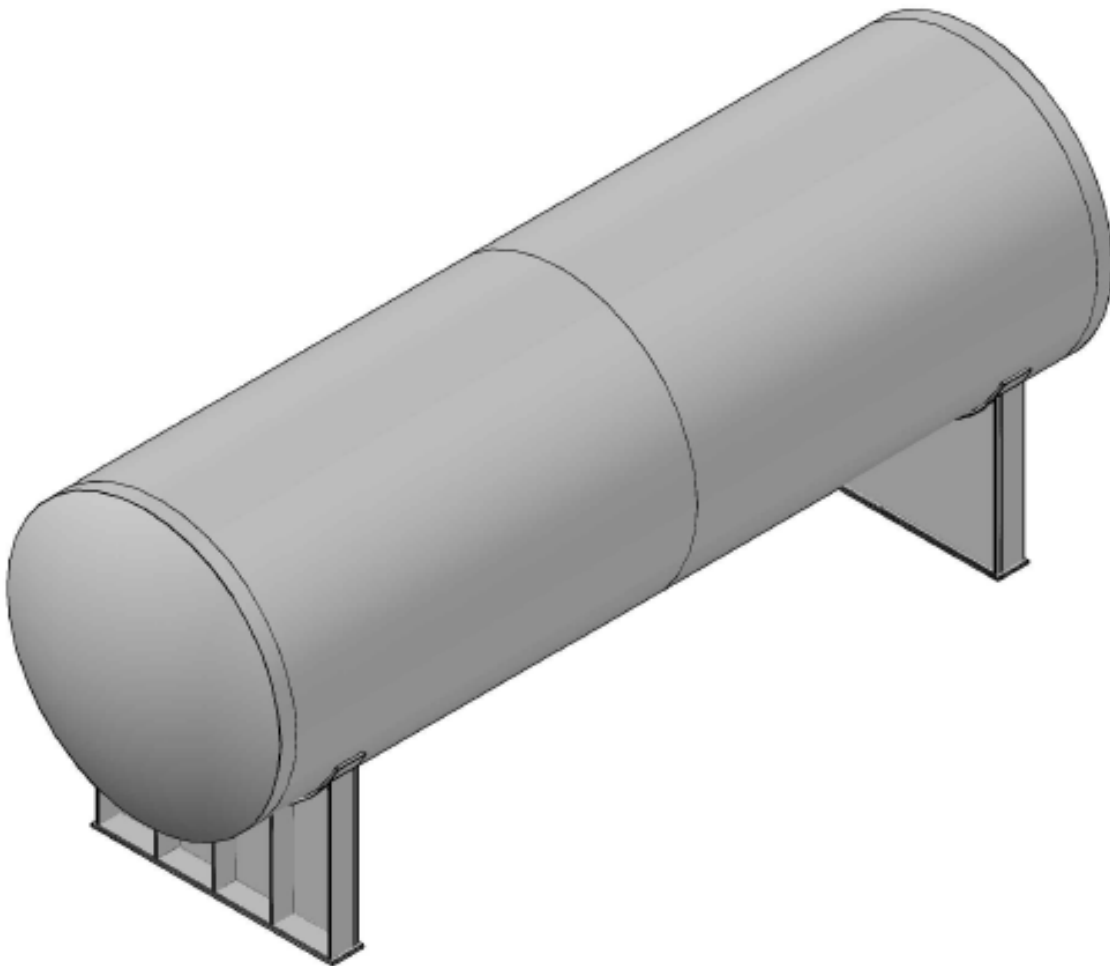
Por último se busca dar continuidad a los trabajos realizados en el área de diseño en ESIME AZCAPOTZALCO con respecto al estudio de los recipientes a presión para su óptimo diseño y estudio.





## CAPÍTULO I.

### MARCO TEORICO





Como primer capítulo se desarrollaran en forma breve los antecedentes del cómo surge el estudio del diseño de recipientes a presión, como son catalogados, cuáles son sus limitaciones y los tipos que existen. Buscando generar un entendimiento más específico y amplio sobre el tema.

## ANTECEDENTES

Los primeros análisis relacionados al estudio de recipientes a presión fueron hechos en 1911, los cuales fueron obtenidos después de que los fabricantes y usuarios de calderas y recipientes a presión solicitaron al consejo de la A.S.M.E (American Society of Mechanical Engineers) para corregir la falta de uniformidad en la de calderas. Los sucesivos estudios dieron como resultado que la ASME creara una clasificación la cual se menciona a continuación:

### CLASIFICACIÓN DEL CÓDIGO A.S.M.E.

Sección I. Calderas de Potencia.

Sección II. Especificación de Materiales.

Sección III. Requisitos generales para División 1 y División 2.

Sección IV. Calderas para Calefacción.

Sección V. Pruebas no Destructivas.

Sección VI. Reglas y Recomendaciones para el cuidado y operación de Las Calderas de Calefacción.

Sección VII. Guía y recomendaciones para el cuidado de Calderas de Potencia.

Sección VIII. Recipientes a Presión.

Sección IX. Calificación de Soldadura.

Sección X. Recipientes a Presión de Plástico reforzado en fibra de Vidrio.

Sección XI. Reglas para Inspección en servicio de Plantas Nucleares.

Para este caso de estudio, el código ASME en la sección VIII división 1 establecen los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección y para obtener la certificación autorizada de la ASME para los recipientes a presión, así como sus respectivas limitaciones:

#### **En base a esto se ha dividido en:**

Subsección A. Parte UG que cubre los requerimientos generales.

Subsección B. Requerimientos de fabricación.

Parte UW.- Para recipientes que serán fabricados por soldadura.

Parte UF.- Para recipientes que serán fabricados por forjado.

Parte UB.- Para recipientes que serán fabricados utilizando un material de relleno no ferroso a este proceso se le denomina "brazing".

Subsección C. Requerimientos de materiales.



Parte UCS.- Para recipientes construidos con acero al carbón y de baja aleación.

Parte UNF.- Para los construidos con materiales no ferrosos.

Parte UCI.- Para los construidos con fierro fundido.

Parte UCL.- Para los construidos con una placa "clad" integral o con recubrimiento tipo "lining".

Parte UCD.- Para los construidos con fierro fundido dúctil.

Parte UNT.- Para los construidos con aceros ferríticos con propiedades de tensión mejoradas por tratamiento térmico.

Parte ULW.- Para los fabricados por el método de multicapas.

Parte ULT.- Para los construidos con materiales con esfuerzos permisibles más altos a bajas temperaturas.

### LIMITACIONES DE LA DIVISIÓN 1.

- La presión deberá ser menor a 3000 PSI.
- Calentadores tubulares sujetos a fuego.
- Recipientes a presión que son parte integral de componentes de sistemas de tubería.
- Sistemas de tuberías.
- Componentes de tubería.
- Recipientes para menos de 454.3 litros (120 galones) de capacidad de agua, que utilizan aire como elemento originador de presión.
- Tanques que suministran agua caliente bajo las siguientes características:
  - Suministro de calor no mayor de 58,600 W (200,000 Btu/h).
  - Temperatura del agua de 99°C (210°F).
  - Capacidad de 454.3 lt (120 galones).
- Recipientes sujetos a presión interna o externa menor de 1.0055 Kg./cm<sup>2</sup> (15 PSI).

### TIPOS DE RECIPIENTES.

Existen numerosos tipos de recipientes que se utilizan en las plantas industriales o de procesos. Algunos de estos tienen la finalidad de almacenar sustancias que se dirigen o convergen de algún proceso, este tipo de recipientes son llamados en general tanques.

Generalmente, el primer paso en el diseño de cualquier recipiente es la selección del tipo más apropiado para el servicio particular en cuestión. Los principales factores que influyen en esta selección son: la función y localización del recipiente, la naturaleza del fluido, la temperatura y presión de operación, y el volumen necesario a almacenar o la capacidad para procesar.



Se pueden clasificar de acuerdo al servicio que presten, la temperatura y presión de servicio, los materiales de construcción o la geometría del recipiente en los siguientes:

### **Por su diseño:**

La mayoría de los recipientes son cilíndricos en su forma y son diseñados utilizando la teoría de la membrana cilíndrica. Hay varios requerimientos prácticos, tales como la necesidad de terminales cerradas, orificios de entrada y salida y accesorios.

Pueden ser cilíndricos o esféricos. Son horizontales o verticales y pueden tener en algunos casos, chaquetas para incrementar o decrecer la temperatura de los fluidos según sea el caso.

Los esféricos se utilizan generalmente como tanques de almacenamiento, y se recomiendan para almacenar grandes volúmenes a altas presiones. Puesto que la forma esférica es la forma natural que toman los cuerpos al ser sometidos a presión interna esta sería la forma más económica para almacenar fluidos a presión sin embargo la fabricación de estos es mucho más cara a comparación de los recipientes cilíndricos.

Algunas de las generalidades en el uso de los tipos más comunes de recipientes:

- Tanques abiertos.
- Tanques cilíndricos verticales con fondo plano.
- Recipientes cilíndricos verticales y horizontales con cabezas preformadas.
- Tanques esféricos o esféricos modificados.

### **Tanques Abiertos.**

Los recipientes abiertos son comúnmente utilizados como tanque igualador o de oscilación como tinajas para dosificar operaciones donde los materiales pueden ser decantados como:

- Desecadores.
- Reactores químicos.
- Depósitos.
- Entre otros.

Obviamente este tipo de recipiente es más que el recipiente cerrado de una misma capacidad y construcción. La decisión de que un recipiente abierto o cerrado es usado dependerá del fluido a ser manejado y de la operación. Estos recipientes son fabricados de acero, cartón, concreto.... Sin embargo en los procesos industriales son construidos de acero por su bajo costo inicial y fácil fabricación.



## **Tanques Cerrados.**

Fluidos combustibles o tóxicos o gases finos deben ser almacenados en recipientes cerrados. Sustancias químicas peligrosas, tales como ácidos o sosa cáustica son menos peligrosas si son almacenadas en recipientes cerrados.

## **Tanques Cilíndricos de Fondo Plano.**

El diseño en el tanque cilíndrico vertical operando a la presión atmosférica, es el tanque cilíndrico con un techo cónico y un fondo plano descansando directamente en una cimentación compuesta de arena, grava o piedra triturada. En los casos donde se desea usar una alimentación de gravedad, el tanque es levantado arriba del terreno y el fondo plano debe ser incorporado por columnas y vigas de acero.

## **Recipientes Cilíndricos Horizontales y Verticales con Cabezas Preformadas.**

Son usados cuando la presión de vapor del líquido manejado puede determinar un diseño más resistente. Varios códigos han sido desarrollados por medio de los esfuerzos del API<sup>1</sup> y el ASME<sup>2</sup> para gobernar el diseño de tales recipientes. Una gran variedad de cabezas formadas son usadas para cerrar los extremos de los recipientes cilíndricos. Las cabezas formadas incluyen:

- Semiesférica.
- Elíptica (semielíptica).
- Toriesférica.
- Cabeza estándar común.
- Toricoidal (80:10).

Para propósitos especiales de placas planas son usadas para cerrar un recipiente abierto. Sin embargo las cabezas planas son raramente usadas en recipientes grandes.

<sup>1</sup> American Petroleum Institute (por sus siglas en inglés API).

<sup>2</sup> American Society of Mechanical Engineers (por sus siglas en inglés).

## **Recipientes Esféricos ó Esféricos Modificados.**

En el almacenamiento de grandes volúmenes bajo presiones se utilizan normalmente los recipientes esféricos. Las capacidades y presiones utilizadas varían grandemente. Para los recipientes mayores el rango de capacidad es de 1000 hasta 25000 Psi (70.31 - 1757.75 Kg/cm<sup>2</sup>).

Los recipientes en cada una de estas clasificaciones son generalmente utilizados como recipientes de almacenamiento y como recipientes de procesos para fluidos. El rango de



servicio para los diversos tipos de recipientes sobrecargados, dificulta hacer una clasificación más definida para todas las aplicaciones.

Es posible indicar algunas generalidades en los usos de los diversos tipos comunes de recipientes. Grandes volúmenes de líquidos no peligrosos, tales como salmuera y otras soluciones acuosas, se pueden almacenar en estanques si son de baja presión o en tanques de acero, madera o concreto si son de mayor presión. Si el fluido es tóxico, combustible o gaseoso en condiciones de almacenamiento, o si la presión es mayor que la atmosférica, se requiere un sistema cerrado.

Para el almacenamiento de fluidos a presión atmosférica comúnmente se utilizan tanques cilíndricos con fondo plano y con techo cónico. Las esferas y esferoides son para almacenar con presiones donde el volumen requerido es grande. Para pequeños volúmenes bajo presión los tanques cilíndricos con tapas preformadas son más económicos.

## Recipientes de Almacenamiento.

Nos sirven únicamente para almacenar fluidos a presión y de acuerdo con sus servicios son conocidos como tanques de almacenamiento, tanques de día, tanques acumuladores, entre otros.

- Almacenamiento de líquidos.
- Almacenamiento de gases.
- Tanques atmosféricos.
- Tanques elevados, abiertos.
- Tejados flotantes.
- Tanques a presión.
- Almacenamiento subterráneo.
- Almacenamiento Criogénico y a bajas temperaturas.



**Fig. 1.1. Recipiente de almacenamiento.**



## RECIPIENTE A PRESIÓN.

Por los múltiples significados encontrados en diversas literaturas especializadas en el tema se entiende que “Un recipiente a presión es un contenedor cerrado, diseñado para mantener gases o líquidos a una presión diferente a la del medio ambiente”.

La presión existente es potencialmente peligrosa y ha sido causa de algunos accidentes, que han ocurrido en la historia de su desarrollo y operación.

Consecuentemente, su diseño, fabricación y operación son regulados por autoridades de ingeniería respaldados mediante leyes. Por estas razones, la definición de recipiente a presión varía de país en país, pero envuelve parámetros tales como presión de operación de seguridad máxima y temperatura.

Una definición unánimemente aceptada es difícil de encontrar. El término equipo de presión, recipiente a presión y sistema de presión, cuando aparentemente es sencillo técnicamente, son vinculados como el objetivo más importante de la discusión de los numerosos comités técnicos que legislan, regulan y realizan los estándares técnicos de los mismos. Debido a la forma en que varios directivos nacionales e internacionales, especificaciones, son estructurados, hay a menudo diferencias y contradicciones entre los términos técnicos.

El diseño y la fabricación de recipientes a presión han sido practicados por más de 100 años y la tecnología de un equipo de presión está muy bien soportada mediante estándares técnicos y códigos de práctica de algunos países desarrollados.

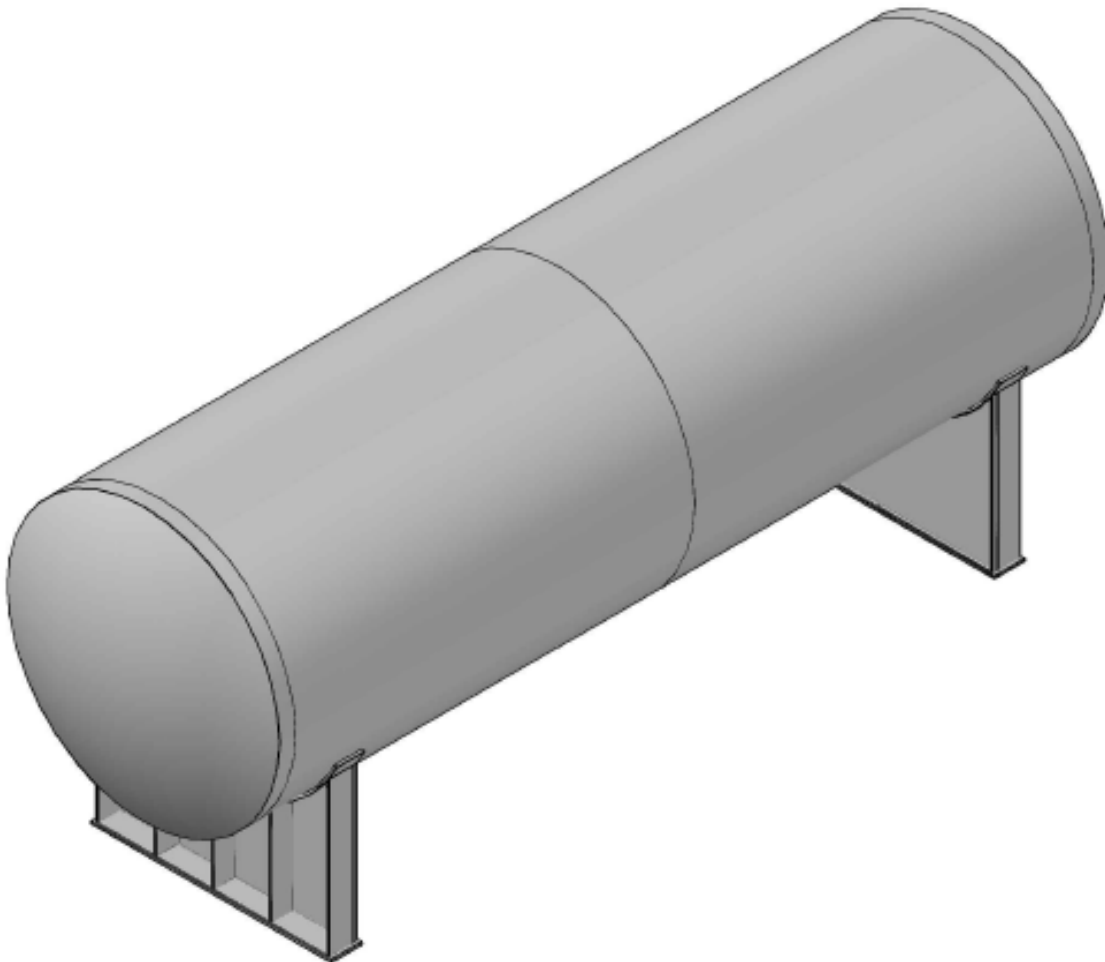


**Fig. 1.2. Recipiente de almacenamiento agua potable.**



## CAPÍTULO II

### DISEÑO DEL RECIPIENTE A PRESIÓN



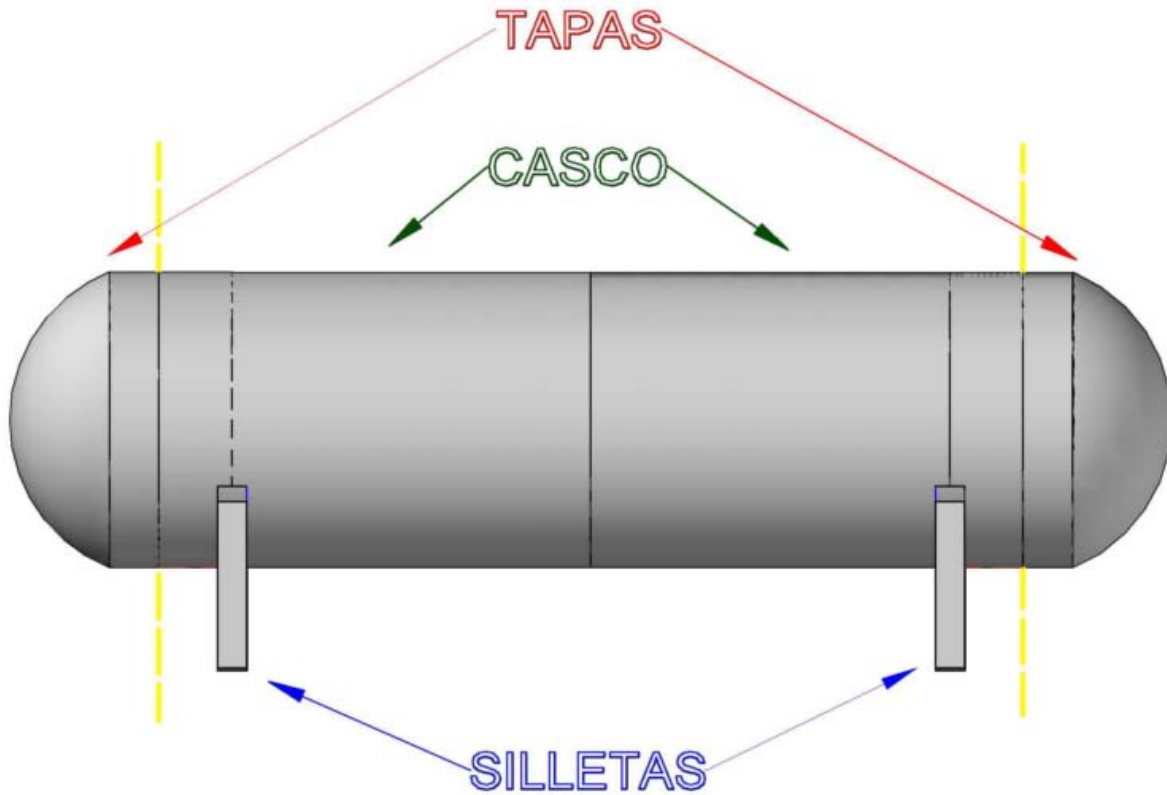




Se dio inicio con la obtención de los datos necesarios para el diseño del recipiente a presión tales como, la presión de diseño, el volumen, el espesor de pared, el diámetro del cilindro, la selección de la tapa adecuada para presión interna y externa. Una vez obtenidos estos datos necesarios, se ocuparán para generar el diseño de las silletas que soportaran al recipiente.

#### CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO:

- EL DISEÑO Y ANÁLISIS TANTO DE LAS SILLETAS COMO DEL RECIPIENTE A PRESIÓN ESTAN SUJETOS A LA NORMA **ASME, SECCION VIII , DIVISION 1 Y SUS AGREGADOS SUBSECUENTES.**
- APLICANDO EL MÉTODO DE L. P. ZICK (ESFUERZOS QUE OBRAN EN LOS GRANDES RECIPIENTES HORIZONTALES MONTADOS EN SOPORTES DE DOS SILLETAS).
- EN ESTE CASO, PARA EL MÉTODO ANÁLITICO SE UTILIZARON LOS SIGUIENTES MANUALES:
- MANUAL DE RECIPIENTES A PRESIÓN, EUGENE F. MEGYESY.
- DISEÑO Y CALCULO DE RECIPIENTES A PRESIÓN, ING. JUAN MANUEL LEÓN ESTRADA.
- ESTOS MANUALES SON BASADOS EN LA NORMA MENCIONADA ANTERIORMENTE.
- Y COMPLEMENTÁNDOLOS CON INFORMACIÓN ADQUIRIDA DE DISTINTAS FUENTES.
- EN EL PRESENTE TRABAJO ALGUNOS DATOS OBTENIDOS DE LOS MANUALES Y LAS NORMA ASME, SECCION VIII , DIVISION 1 Y SUS AGREGADOS SUBSECUENTES, SON DE VERSIONES ANTERIORES A LA ACTUAL, DEBIDO A QUE EL ESTUDIO DE ESTE TRABAJO COMENZO TIEMPO ATRÁS, SIN EMBARGO LAS VARIACIONES NO SON TAN ALEJADAS A LAS ACTUALES.
- EL OBJETIVO DE ESTE TRABAJO ES EL DISEÑO DE LAS SILLETAS DE UN RECIPIENTE A PRESION, POR LO CUAL NO SE HACE ENFASIS EN LA SELECCIÓN DE LOS ACCESORIOS DEL RECIPIENTE.



**FIG. 2.1. Elementos principales de un recipiente a presión.**



## MEMORIA DE CÁLCULO

- PARA PODER DISEÑAR Y ANALIZAR LAS SILLETAS DE UN RECIPIENTE A PRESIÓN, ES NECESARIO CONOCER TANTO LAS ESPECIFICACIONES COMO LAS DIMENSIONES DEL RECIPIENTE QUE SOPORTARAN ÉSTAS.
- COMENZANDO CON:

### PRESIÓN INTERNA

<b>PRESION DE OPERACIÓN</b> $P_o = 250 \text{ Psi}$	<b>PRESION DE DISEÑO</b> $P = 280 \text{ Psi}$	<b>MATERIAL SA-516-70</b> $S = 17,500 \text{ Psi}$
<b>MARGEN DE CORROSION</b> $C = 0.125 \text{ in}$	<b>RADIO INTERIOR</b> $R = 39.37 \text{ in}$	<b>DIAMETRO INTERIOR</b> $D = 78.74 \text{ in}$
<b>EFICIENCIA DE SOLDADURA</b> $E = 0.85$	<b>ESPESOR DE PARED</b> $t = \frac{7}{8} \text{ in}$	<b>VOLUMEN DEL RECIPIENTE</b> $V = 1,200 \text{ ft}^3$

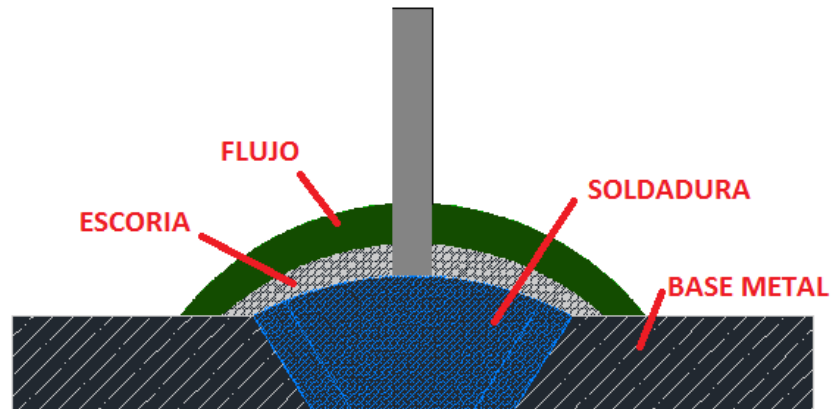
**Tabla.-1. Valores iniciales para el diseño del recipiente.**

#### **Margen de corrosión a utilizar; $C = 0.125 \text{ in}$**

Nota: según la norma, un desgaste de corrosión de  $1/16$  por 12 años generalmente es satisfactorio para recipientes y tuberías. Por lo tanto nuestro margen de corrosión es suficiente.

#### **Eficiencia de soldadura a utilizar; $E = 0.85$**

Nota: toda la soldadura deberá hacerse por los procedimientos por arco metálico protegido, o por arco sumergido. La eficiencia de soldadura es la relación entre el esfuerzo permisible en la soldadura y el esfuerzo permisible para la placa adyacente. Depende no solo del tipo de soldadura, sino también del grado de examen radiográfico.

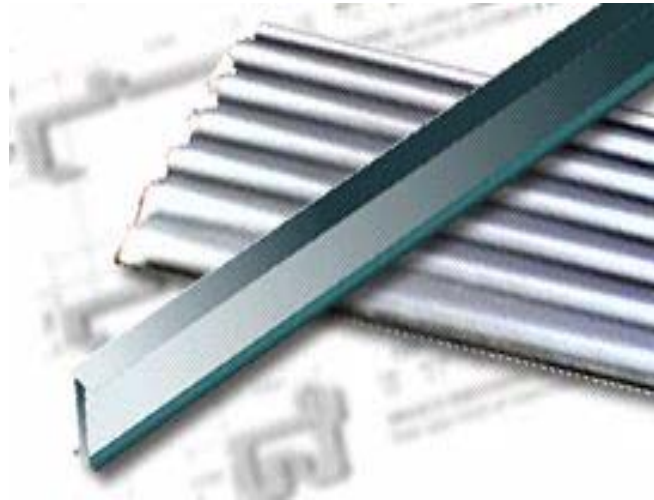


**FIG. 2.2. Vista final de soldadura.**

**Material a utilizar (Acero SA 516-70)**

**Esfuerzo permitido a tensión:  $S = 17,500$  Psi**

- Acero al carbón y bajo contenido de aleación.
- Acero especial para recipientes a presión para la industria química.
- (-20 hasta 650 °F); (-28 hasta 343° C).



**FIG. 2.3. Barra de acero SA 516-70.**



- **Cálculo y selección de Espesor de Placa del Recipiente.**

Si  $P_o \leq 300$  PSI se usa  $P_D = P_o + 30$  PSI

Si  $P_o \geq 300$  PSI se usa  $P_D = 1.1P_o$

$$P_D = P_o + 30 \text{ PSI}$$

$$P_D = 250 + 30$$

$$P_D = 280 \text{ PSI}$$

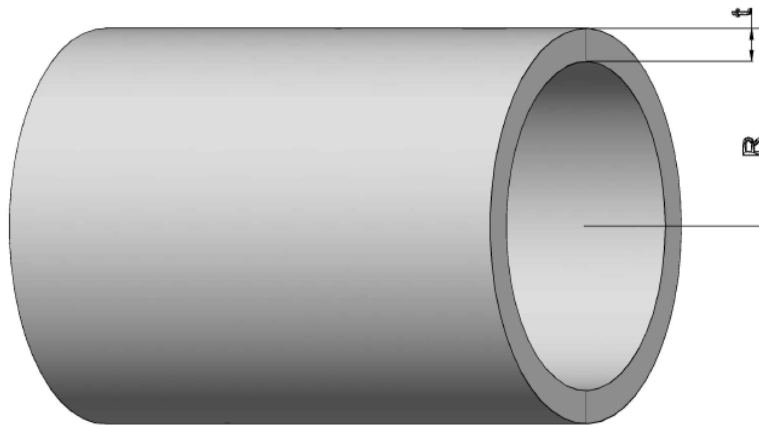
$$P_D = P_o + (10\%P_o)$$

$$P_D = 250 + 25$$

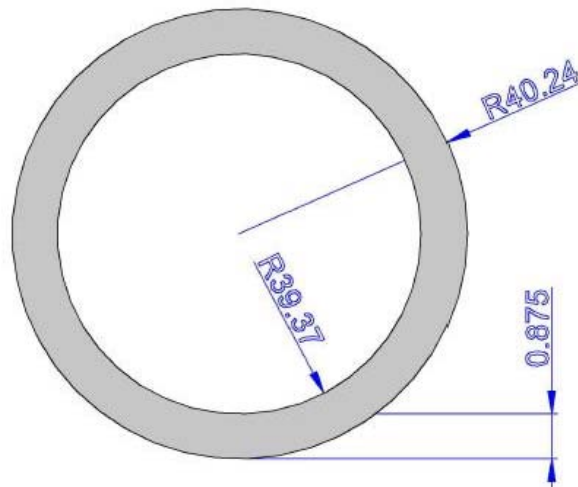
$$P_D = 275 \text{ PSI}$$

Se eligió la presión de diseño igual a **280 PSI** ya que el manual recomienda el diseño del recipiente y sus componentes a una presión mayor que la de operación.

$$t = \frac{PR}{SE - 6P} + C.A \quad t = \frac{(280)(39.37)}{(17,500)(0.85) - 0.6(280)} + 0.125 \quad t = 0.875 \text{ in}$$



**FIG.2.4. Dimensiones de espesor y radio.**



**FIG.2.4.1. Dimensiones de espesor y radios (interno y externo) (in).**

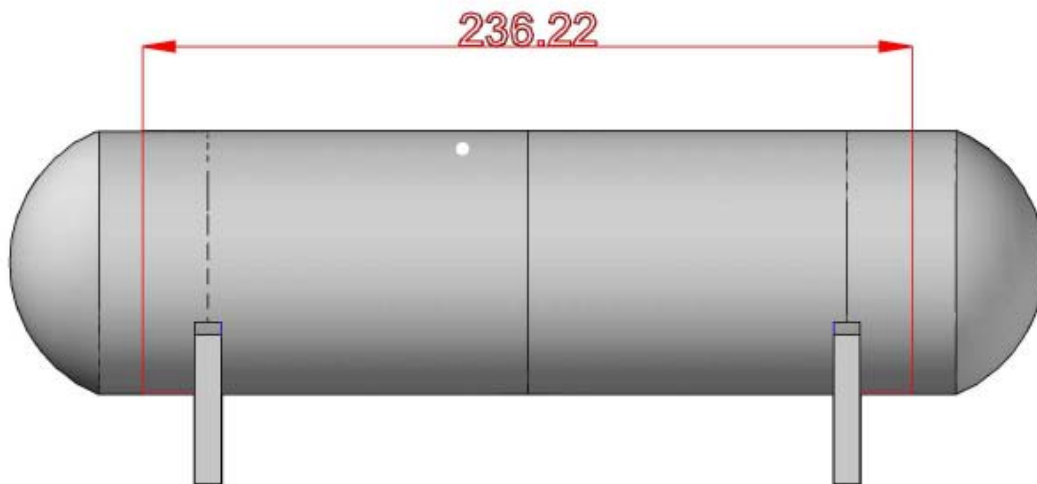


$$P = \frac{SEt}{R + .6t} \quad P = \frac{(17,500)(0.85)(0.875)}{(39.37) + 0.6(0.875)} \quad P = 326.24 \text{ Psi}$$

- **Cálculo de Longitud y Volumen del cuerpo.**

$$\text{Longitud} = 3D \quad \text{Longitud} = 3(78.74) \quad \text{Longitud} = 236.22 \text{ in}$$

$$V = \pi r^2 L \quad V = \pi (3.32)^2 (19.68) \quad V = 681.47 \text{ ft}^3$$



**FIG. 2.5. Longitud del casco del recipiente (in)**

**Nota:** La longitud es de línea de soldadura a línea de soldadura.

- **Cálculo y selección de Tapa del Recipiente.**

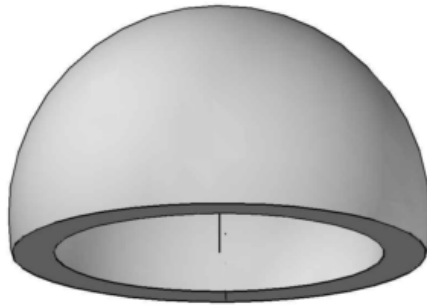
Los recipientes sometidos a presión pueden estar contruidos por diferentes tipos de tapas o cabezas. Cada una de estas es más recomendable a ciertas condiciones de operación y costo monetario. Algunos ejemplos de cabezas son las siguientes:

- Tapa semiesférica.
- Tapa semielíptica.
- Tapa torisférica.



### Tapa Semiesférica

Utilizadas exclusivamente para soportar presiones críticas, como su nombre lo indica, su silueta describe una media circunferencia perfecta, su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.



$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} + C.A$$

$$t = \frac{(280)(39.37)}{2(17,500)(0.85) - 0.2(280)} + 0.125$$

$$t = 0.496 \text{ in}$$

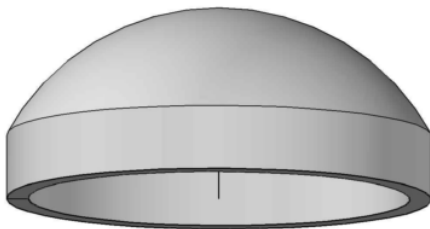
$$P = \frac{2SEt}{R + 0.2t} + C$$

$$P = \frac{2(17,500)(0.85)(0.496)}{(39.37) + 0.2(0.496)}$$

$$P = 373.86 \text{ Psi}$$

### Tapa Semi-elíptica

Son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toriesférica es relativamente alto, ya que las tapas semi-elípticas soportan mayores presiones que las toriesféricas. El proceso de fabricación de estas tapas es troquelado, su silueta describe una elipse relación 2:1, su costo es alto y en México se fabrican hasta un diámetro máximo de 3 mts.



$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} + C.A$$

$$t = \frac{(280)(78.74)}{[2(17,500)(0.85)] - 0.2(280)} + 0.125$$

$$t = 0.867 \text{ in}$$

$$P = \frac{2SEt}{D + 0.2t}$$

$$P = \frac{2(17,500)(0.85)(0.867)}{(78.74) + 0.2(0.867)}$$

$$P = 326.855 \text{ Psi}$$



### Tapa Toriesférica.

Son las de mayor aceptación en la industria, debido a su bajo costo y a que soportan grandes presiones manométricas, su característica principal es que el radio del abombado es aproximadamente igual al diámetro. Se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 mts. (11.8 - 236.22 pulgs.).

$$t = \frac{PLM}{2SE - .2P} + C.A.$$

$$t = \frac{(280)(236.22)(1.36)}{[2(17,500)(0.85)] - 0.2(280)} + 0.125$$

$$t = 3.154 \text{ in}$$

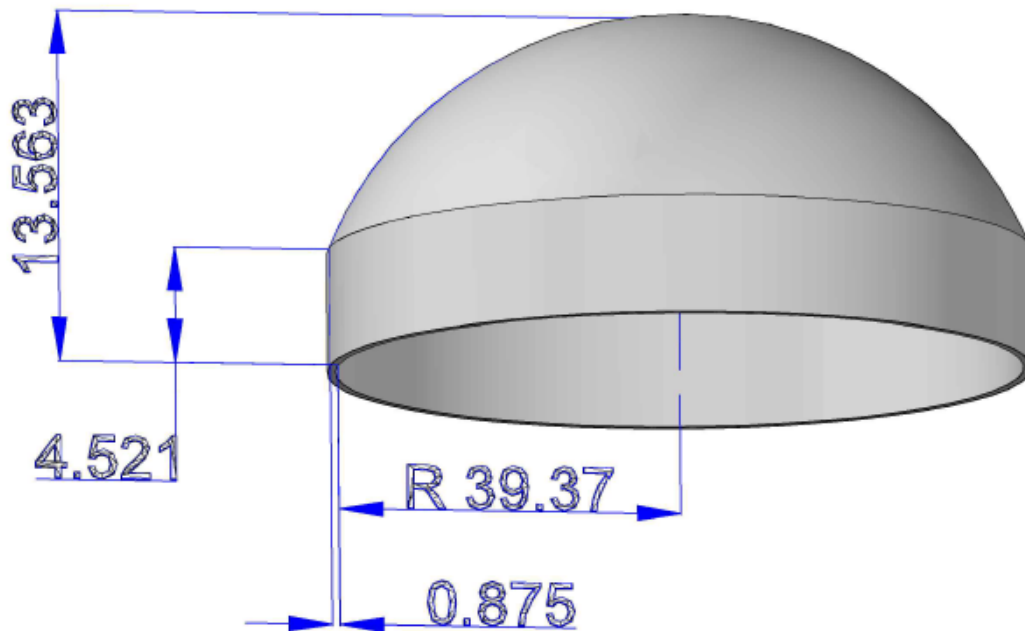


$$P = \frac{2SEt}{LM + 0.2t}$$

$$P = \frac{2(17,500)(0.85)(3.154)}{(236.22)(1.36) + 0.2(3.154)} \quad P = 291.50 \text{ Psi}$$

La tapa seleccionada será la de tipo **SEMIELÍPTICA**, con las siguientes dimensiones:

**Nota:** Esta es la tapa que cubre las especificaciones indicadas por la norma para el casco antes elegido, puesto que la presión de diseño requerida es de 280 PSI y esta tiene la capacidad de soportar hasta 326.85 PSI, obteniendo un margen razonable.



**FIG. 2.6. Dimensión de la tapa (in).**





A continuación se presentan los cálculos por presión externa.

## PRESIÓN EXTERNA

Presión Externa de Diseño $P = 15 \text{ PSI}$	Presión Máxima de Trabajo Permitida $P_a = 68.13 \text{ PSI}$
Diámetro Exterior $D_o = 80.49 \text{ in}$	Longitud de la Sección del Recipiente $L_o = 245.262 \text{ in}$

$$D_o = D + 2t \quad D_o = 78.74 + 2\left(\frac{7}{8}\right) \quad D_o = 80.49 \text{ in}$$

$$L_o = L + 2\left(\frac{h}{3}\right) \quad L_o = 236.22 + 2\left(\frac{13.563}{3}\right) \quad L_o = 245.262 \text{ in}$$

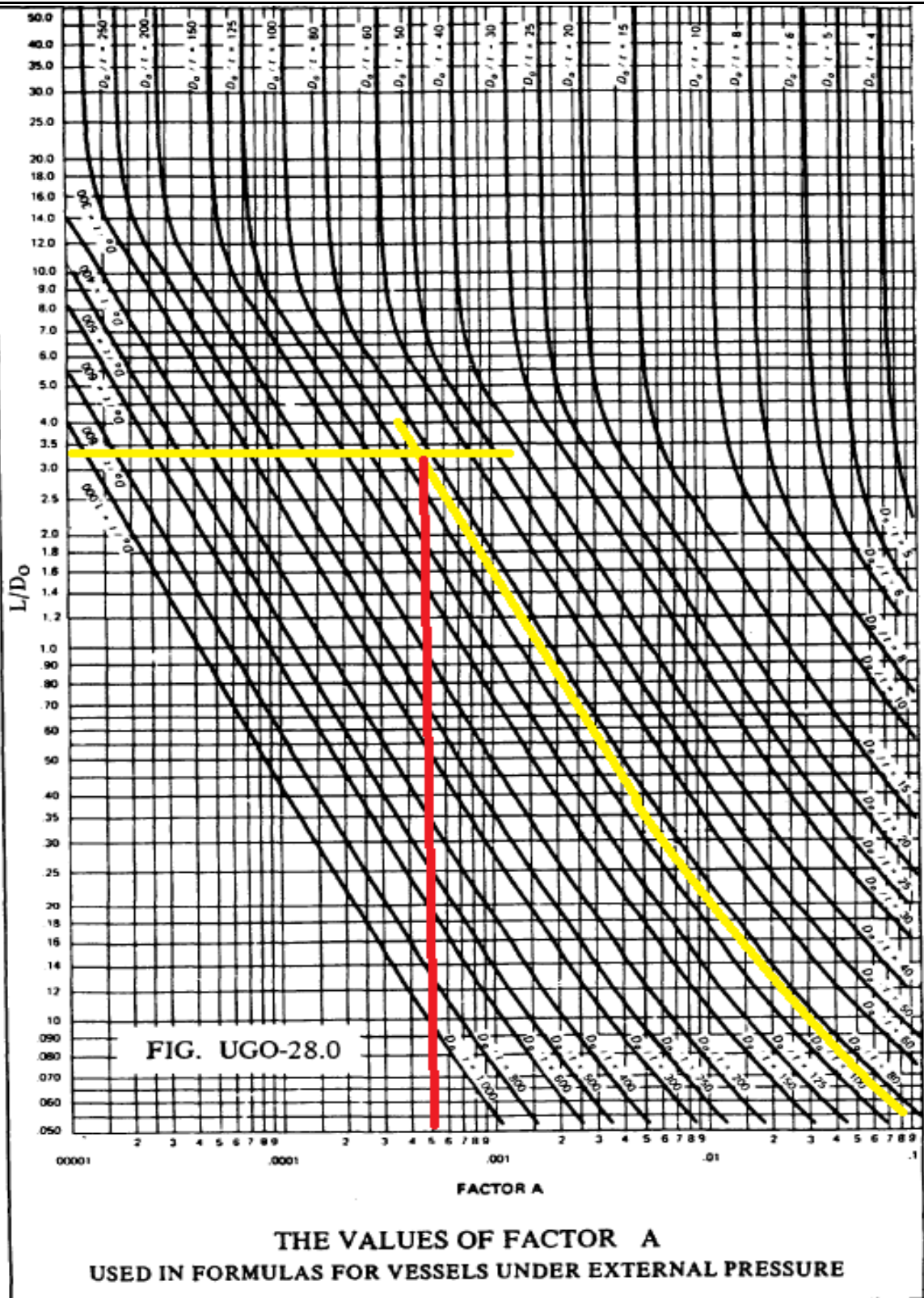
$$\frac{D_o}{t} \quad \frac{D_o}{t} = \frac{80.49}{\frac{7}{8}} \quad \frac{D_o}{t} = 91.98 \text{ in}$$

$$\frac{L}{D_o} \quad \frac{L}{D_o} = \frac{245.262}{80.49} \quad \frac{L}{D_o} = 3.04 \text{ in}$$

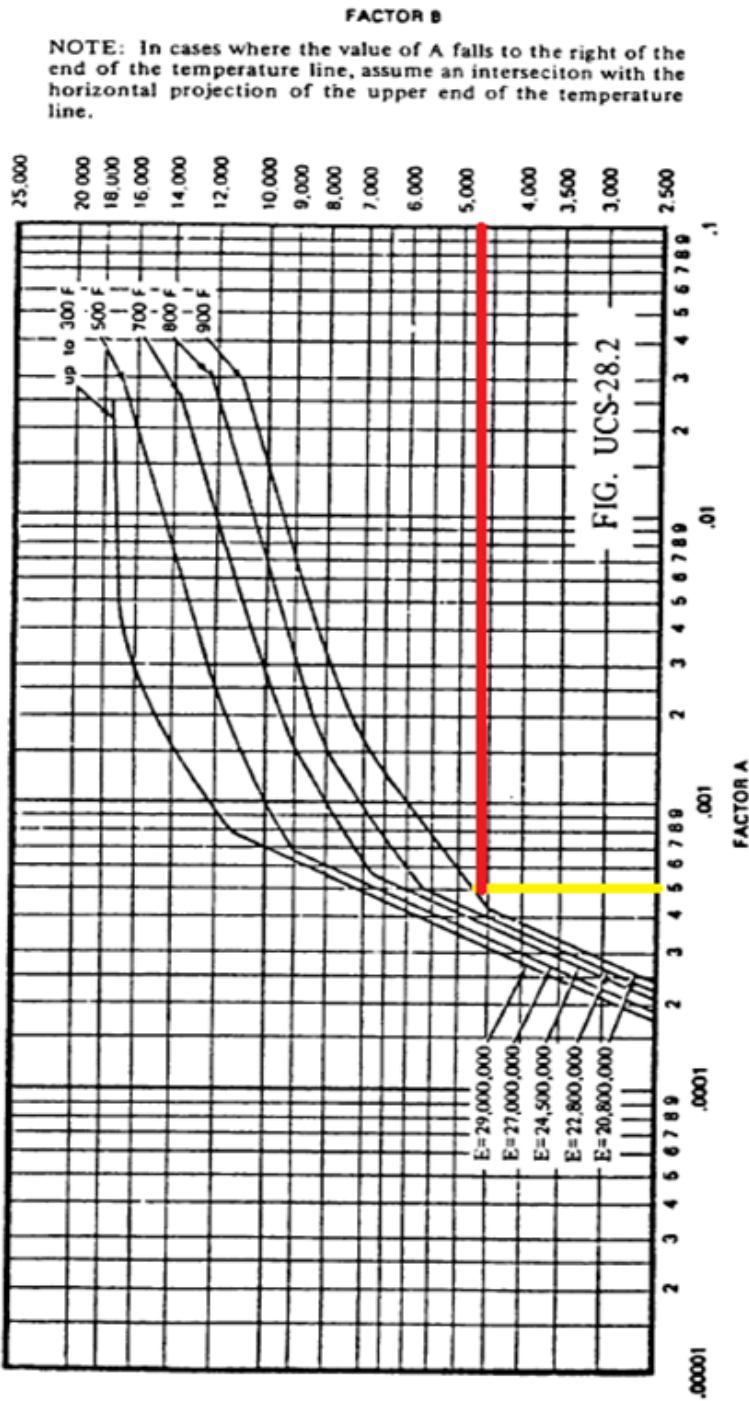
$$P_a = \frac{4B}{(3)\left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad P_a = \frac{(4)(4,700)}{(3)(91.98)} \quad P_a = 68.13 \text{ PSI}$$

Entrando a la gráfica No. 1, con el valor de  $\frac{D_o}{t}$  y  $\frac{L}{D_o}$  obtenemos el valor de  $A = 0.0005$

Entrando a la gráfica No. 2, con el valor de  $A = 0.0005$  obtenemos el valor de  $B = 4,700$  a  $900^\circ\text{F}$



GRÁFICA N° 1. Valores para obtener el factor "A".



**THE VALUES OF FACTOR B**

**USED IN FORMULAS FOR VESSELS UNDER EXTERNAL PRESSURE**

The values of the chart are applicable when the vessel is constructed of carbon steel and the specified yield strength 30,000 psi. and over. To this category belong the following most frequently used materials:

- |            |          |              |              |                    |
|------------|----------|--------------|--------------|--------------------|
| SA - 283 C | SA - 515 | } All Grades | SA - 53 - B  | } Stainless Steels |
| SA - 285 C | SA - 516 |              | SA - 106 - B |                    |
|            |          |              | Type 405     |                    |
|            |          |              | Type 410     |                    |

**GRÁFICA N° 2. Valores para obtener el factor "B".**

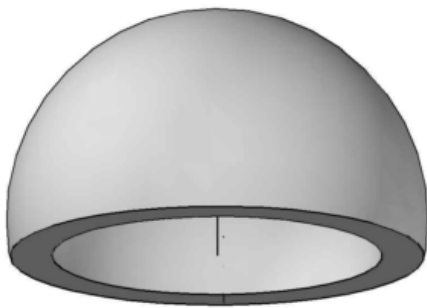


Al obtener los datos anteriores continuamos con el cálculo de la presión externa.

$$Pa = \frac{4B}{3(D_o/t)} \quad Pa = \frac{4(4700)}{3(91.98)} \quad Pa = 68.13 \text{ Psi}$$

- Cálculo y selección de Tapa del Recipiente por presión externa.

Tapa Semiesférica.



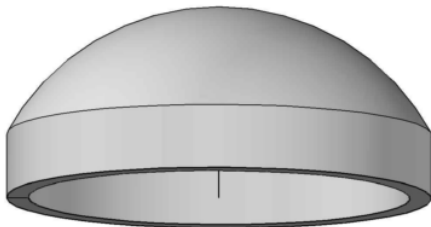
$$A = \frac{0.125}{Ro/t} \quad A = \frac{0.125}{\frac{40.24}{\frac{7}{8}}} \quad A = 0.0027$$

$$t = \frac{7}{8}$$

Entrando a la grafica N° 2 con el valor de A = 0.0027 obtenemos el valor de B = 7500 a 900°F.

$$Pa = \frac{B}{(Ro/t)} \quad Pa = \frac{7500}{\frac{40.24}{\frac{7}{8}}} \quad Pa = 163.08 \text{ PSI}$$

Tapa Semi-elíptica



a)

$$P = (Pe)(1.67) \quad P = (15)(1.67)$$

$$P = 25.05 \text{ PSI}$$

$$E = 1.0$$

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \quad t = \frac{(25.05)(78.74)}{[2(17,500)(1)] - 0.2(25.05)} \quad t = 0.0563 \text{ in}$$



b)

$$Ro = 0.9D$$

$$Ro = 0.9 (78.74)$$

$$Ro = 70.866 \text{ in}$$

$$t = \frac{3}{4} \text{ in}$$

$$A = 0.0015$$

$$B = 14,000$$

Entrando a la gráfica N° 2 con el valor de  $A=0.0027$  obtenemos el valor de  $B = 7,700$  a  $900^\circ\text{F}$ .

$$A = \frac{0.125}{Ro/t}$$

$$A = \frac{0.125}{\frac{70.866}{\frac{7}{8}}}$$

$$A = 0.0015$$

$$Pa = \frac{B}{(Ro/t)}$$

$$Pa = \frac{7,700}{\frac{70.866}{\frac{7}{8}}}$$

$$Pa = 95.07 \text{ Psi}$$

**Tapa Toriesférica ASME.**



$$Ro = D$$

$$Ro = 78.74 \text{ in}$$

$$t = \frac{7}{8}$$

$$A = 0.0013$$

$$B = 7,700$$

Entrando a la gráfica No. 2, con el valor de  $A = 0.0027$  obtenemos el valor de  $B = 7,700$  a  $900^\circ\text{F}$ .

$$A = \frac{0.125}{Ro/t}$$

$$A = \frac{0.125}{\frac{78.74}{\frac{7}{8}}}$$

$$A = 0.0013$$

$$Pa = \frac{B}{(Ro/t)}$$

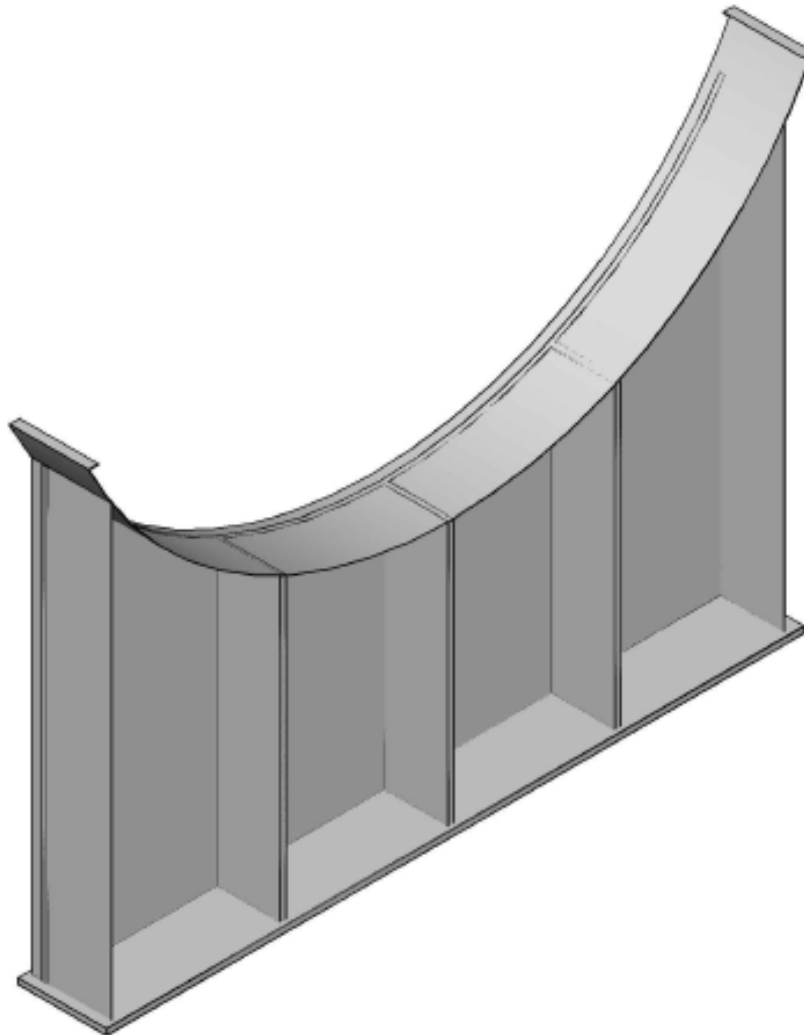
$$Pa = \frac{7,700}{\frac{78.74}{\frac{7}{8}}}$$

$$Pa = 85.56 \text{ PSI}$$



## CAPÍTULO III.

### CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LA SILLETAS MEDIANTE MÉTODOS TRADICIONALES.





En este capítulo se dará paso al desarrollo del diseño de las silletas para el recipiente calculado anteriormente, obteniendo datos esenciales, por ejemplo

- Cálculo del peso que soportaran las silletas.
- Localización de las silletas en el recipiente.
- Calculo de **FUERZA HORIZONTAL, ÁREA EFECTIVA Y ESFUERZO PERMITIDO.**
- Obtención de dimensiones principales de la silleta.
- Cálculo de esfuerzos.

## TIPOS DE SOPORTES PARA RECIPIENTES.

Existen varios métodos que son utilizados en las estructuras de soporte de los recipientes a presión, tales como:

### 1.- Soportes de Faldón.

- Cilíndrico.
- Cónico.
- Pedestal.
- Anillo Cortante.

### 2.- Soportes de piernas.

- Con apoyos.
  - a) Apoyos Cruzados (pasadores o sin pasadores).
  - b) Apoyo Estabilizador.
- Sin apoyo.
- Columnas de Soporte.

### 3.- Soportes de Silleta.

### 4.- Soportes de Orejeta.

### 5.- Soportes de Anillo.

### 6.- Soportes Combinados.

- Orejetas y Piernas.
- Anillos y Piernas.



- Faldón y Piernas.
- Faldón y Viga Circular.

### Soportes de Silleta.

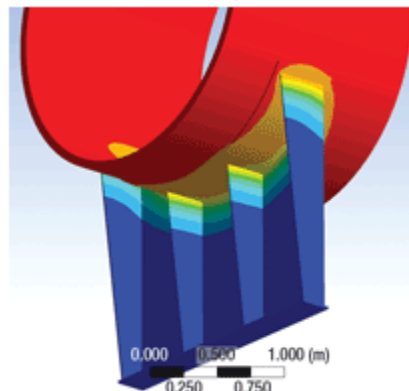
Usualmente, los recipientes a presión y tanques son soportados en dos apoyos llamados silletas. El uso de más de dos silletas es innecesario así que debe evitarse.

La razón por la cual no se usan más de dos silletas es que, esto crea una estructura teórica y prácticamente indeterminada. Con dos silletas hay una gran tolerancia para el asentamiento del suelo, sin tener un cambio en los esfuerzos en la carcasa ni en la carga. Incluso donde el asentamiento del suelo no es un problema, es difícil asegurar que la carga esté distribuida uniformemente.

Obviamente hay maneras de acoplar esto, pero sí se tiene un gasto adicional esto no se garantizará. Los recipientes con diámetros de 40 a 50 pies y 150 pies de longitud han sido soportados sobre dos silletas.

Como todos los otros tipos de soportes el código ASME, tiene un margen máximo de esfuerzos para las tensiones en el cuerpo del recipiente, el código no tiene un apartado específico de los componentes del soporte. Normalmente los márgenes de esfuerzos empleados son los descritos en el Manual de Construcción del Acero AISC6.

Una metodología para la determinación de los esfuerzos en el cuerpo y las tapas de un recipiente horizontal soportadas en silletas fue publicada la primera vez en 1951 por L.P. Zick. Este esfuerzo fue una continuación de otros trabajos iniciados tempranamente en 1930.



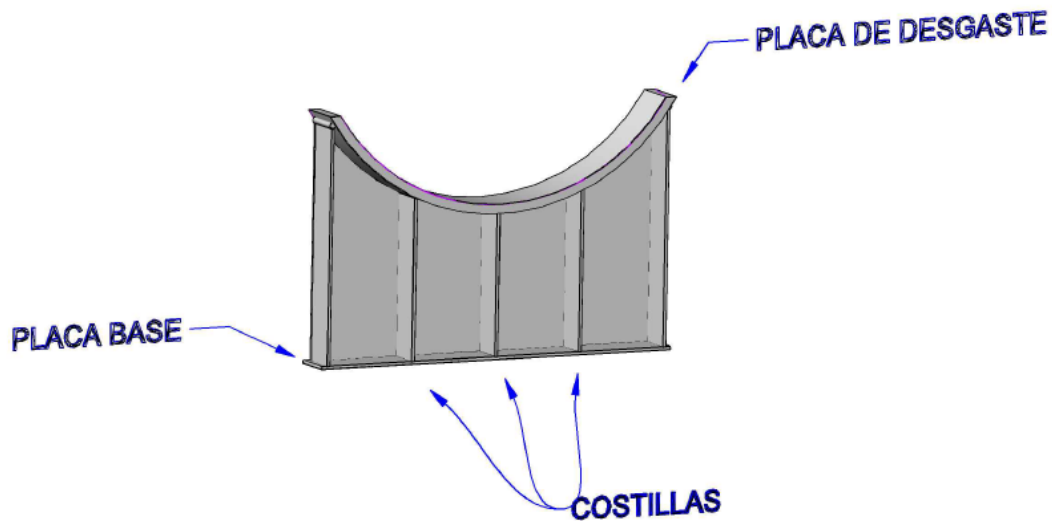
**FIGURA 3.1. Imagen de soporte de silleta.**





### La silleta se compone de varias partes:

- la placa base.la costilla.
- la placa de desgaste.



El diseño puede tener costillas internas o costillas salidas o sólo un ajuste, pero usualmente son anillos.

Las silletas normalmente están atornilladas al cimiento vía tornillos de anclaje. El Código ASME especifica un arco de ángulo mínimo correspondiente a  $120^\circ$ , el ángulo máximo de eficiencia de la silleta es de  $180^\circ$  desde el peso y la fuerza dividida de las silletas es de cero arriba de la línea de la banda, en efecto, tomando en cuenta el margen para la reducción de esfuerzos para placas de desgaste el máximo ángulo es de  $168^\circ$ .

Las silletas pueden ser construidas de acero o de concreto, pueden ser atornilladas soldadas o estar sueltas, para el tipo suelto cualquier forma de alinear puede ser utilizada entre el recipiente y la silleta suelta, esta es la del tipo concreto. Usualmente un extremo del recipiente es anclado y el otro extremo es deslizante, el extremo deslizante puede ser constituido de placas deslizantes de bronce, de placas de grasa o de teflón para reducir con esto la fricción causada mediante la expansión térmica o contracción en los recipientes.

La colocación longitudinal de las silletas también tiene un efecto mayor sobre la magnitud de los esfuerzos en el cuerpo de los recipientes así como un apoyo sobre el diseño de las



piezas de la silleta. Para diámetros grandes, para los recipientes de pared delgada, las silletas son mejor colocadas con  $0.5R$  de la línea tangente, esto, para tomar una ventaja en el efecto de atiesamiento de las tapas. Otros recipientes son mejor soportados donde la flexión a mitad del recorrido es aproximadamente igual a la longitud de flexión de las silletas. Sin embargo, la distancia máxima es de  $0.2L$ .



**Fig. 3.1. y 3.2. Ejemplos de silletas en recipientes de almacenamiento.**

- Ya que se han dado las dimensiones del recipiente, es momento para comenzar con los cálculos indicados por la misma norma antes mencionada para el diseño de silletas para un recipiente horizontal.
- Se dará inicio al diseño de la silleta con el cálculo del peso del recipiente.

## CÁLCULO DEL PESO DEL RECIENTE.

- **CÁLCULO DEL PESO DEL RECIENTE VACIO.**

El peso total del recipiente estará dado por la suma del peso del recipiente vacío y el peso que se generara de obtener el volumen del recipiente multiplicado por el peso específico del agua

$$W_{Total} = W_{Tanque} + W_{H_2O}$$

**NOTA: Constantes obtenidos Según las Tablas (ANEXO A).**



- El peso del casco.

Nota: los pesos (lb) del casco que se encuentran en las tablas son para 1 ft lineal de longitud del casco

$$W_{\text{Casco}} = (L)(736 \text{ lb}) \quad W_{\text{Casco}} = (19.68 \text{ ft})(736 \text{ lb}) \quad W_{\text{Casco}} = 14,484.5 \text{ lb}$$

- El peso de las tapas.

$$W_{\text{Tapas}} = (1,986)(2) \quad W_{\text{Tapas}} = 3,972 \text{ lb}$$

- El peso total de las tablas.

$$W_{\text{Total}} = W_{\text{Casco}} + W_{\text{Tapas}} \quad W_{\text{Total}} = 14,484.5 + 3,972$$

$$W_{\text{Total}} = 18,456.48 \text{ lb}$$

Nota: Este peso incluye el 6% del peso total para cubrir los excedentes de peso con que se surte el material, el peso de las soldaduras y accesorios.

$$W_{\text{recipiente}} = 18,456.5 + 1,107.39 \quad W_{\text{recipiente}} = 19,563.9 \text{ lb}$$

- CALCULO DEL PESO DEL RECIPIENTE LLENO DE AGUA

$$V_{\text{Recipiente}} = (V_{\text{Cilindro}})(V_{\text{Tapas}})$$

NOTA: Constantes obtenidos Según las Tablas (ANEXO B).

- Volumen del casco.

$$V_c = (33.2 \text{ ft}^3)(\text{longitud}) \quad V_c = (33.2 \text{ ft}^3)(19.68 \text{ ft}) \quad V_c = 653.37 \text{ ft}^3$$



- Volumen de las tapas.

$$V_T = (35.9 \text{ ft}^3)(2) \qquad V_T = 71.8 \text{ ft}^3$$

- Volumen Total del Recipiente.

$$V_R = V_C + V_T \qquad V_R = 653.37 \text{ ft}^3 + 71.8 \text{ ft}^3 \qquad V_R = 725.17 \text{ ft}^3$$

- Peso volumétrico del recipiente.

$$W_{H_2O} = (V_{\text{Recipiente}})(\gamma_{H_2O} \text{ Lb/ft}^3)$$

$$W_{H_2O} = (725.17 \text{ ft}^3)(62.41 \text{ Lb/ft}^3) \qquad W_{H_2O} = 45,258.2 \text{ lb}$$

- Peso total del recipiente.

$$W_T = W_R + W_{H_2O} \qquad W_R = 19,563.9 + 45,258.2 \qquad W_R = 64,822.1 \text{ lb}$$

- Carga sobre una silleta (Q).

$$Q = \frac{W_T}{2} \qquad Q = \frac{64,822.1}{2} \qquad Q = 32,411.1 \text{ lb}$$

Donde:

Q= Carga sobre una silleta. = peso del recipiente lleno de agua.

$W_{h20}$  = Peso del recipiente lleno de agua.

$W_R$  = Peso total del recipiente.



## DISEÑO DE LAS SILLETAS

### Localización de soportes en recipiente.

Longitud del casco $L = 236.22 \text{ in}$	Altura de tapa semielíptica <sup>1</sup> $h = 13.563 \text{ in}$	Altura de la tapa entre 3. $\frac{h}{3} = 4.521 \text{ in}$
Espesor de las tapas. $t_T = \frac{7}{8} \text{ in}$	Espesor del casco. $t_c = \frac{7}{8} \text{ in}$	Radio exterior $R = 40.24 \text{ in}$
Factor de A $A = 20 \text{ in}$	Carga sobre una silleta. $Q = 32,411.1 \text{ lb}$	Ángulo de contacto. $\theta = 120^\circ$
Material de la silleta. Acero SA-283 C	Esfuerzo permitido a tensión. $S = 12,700 \text{ Psi}$	

<sup>1</sup> Dimensión obtenida de la tabla. (ANEXO C).

- Factor del valor de A (distancia entre la silleta y la cabeza).

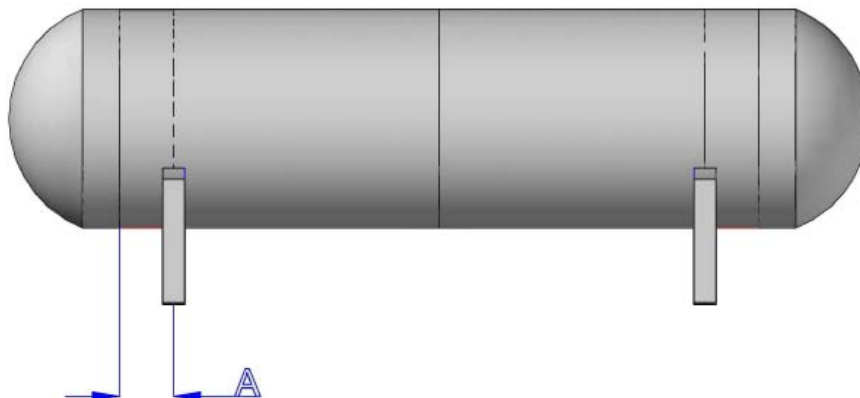
**Nota:** Para los recipientes largos de pared gruesa se aconseja soportarlos donde el esfuerzo flexionante máximo longitudinal sobre la silleta sea casi igual al esfuerzo sobre la mitad del claro, por tal razón la distancia a la línea tangente a la cabeza y la silleta en ningún caso debe de ser mayor de 0.2 veces la longitud del recipiente y menor de 0.2 veces el diámetro.

$$0.2D \leq A \leq 0.2L$$

$$0.2(78.74) \leq A \leq 0.2(236.22)$$

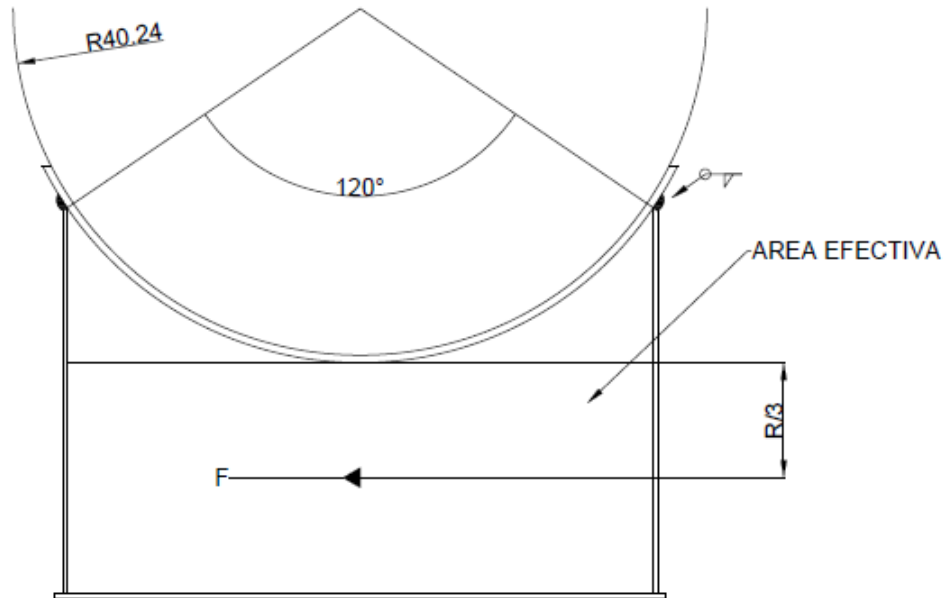
$$15.748 \leq A \leq 47.244$$

$$A = 20 \text{ in}$$





**Fig. 3.3 Distancia entre la silleta y la cabeza.**



**Fig. 3.4 Distribución de fuerza en la silleta.**

- Fuerza horizontal (F).

$$F = (K_{11})^1(Q) = (0.204) (32,4411.1)$$

$$F = 6,611.86 \text{ lb}$$

<sup>1</sup>K<sub>11</sub> constante obtenida de la tabla. **(ANEXO 1A).**

**ANEXO 1A**

VALORES DE CONSTANTE K <sub>11</sub>							
ANGULO DE CONTACTO Θ	120 °	130°	140°	150°	160°	170°	180°
K <sub>11</sub>	0.204	0.222	0.241	0.259	0.279	0.298	0.318

**Tabla 3.1. Tabla para obtener la constante k<sub>11</sub> (según manual de recipientes a presión**

**Eugene F. Megyesy)**



- Área efectiva ( $A_E$ ).

Es importante mencionar que en el caso de la silleta la sección de mayor importancia a estudiar es el AREA EFECTIVA

$$A = \left(\frac{R}{3}\right)(t) \quad A = \left(\frac{40.24}{3}\right)(0.5) \quad A_E = 6.706 \text{ in}^2$$

$$S = \frac{F}{A} \quad S = \frac{6,611.86}{6.561} \quad S = 1,007.75 \text{ Psi}$$

- Esfuerzo permitido (S).

$$S_p = \left(\frac{2}{3}\right)(12700) \quad S_p = 8,466.67 \text{ Psi}$$

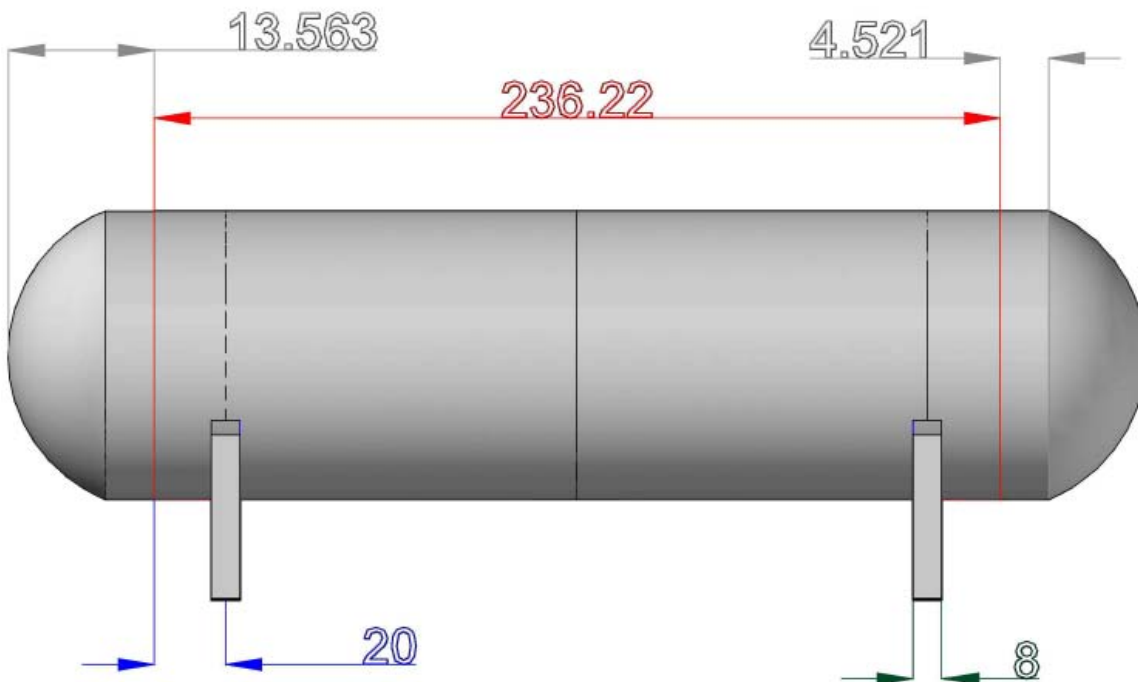


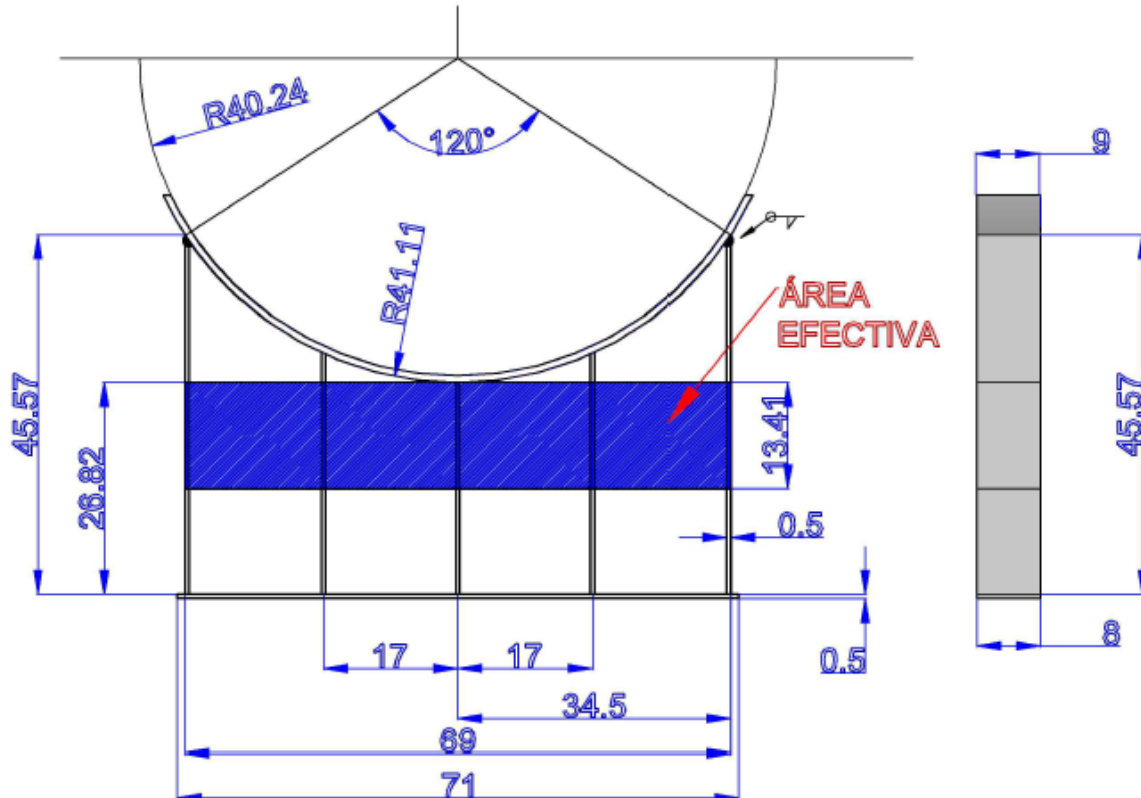
FIG. 3.5 Dimensiones del recipiente (in).



### DIMENSIONES PRINCIPALES DE LA SILLETA (in).

<b>Diámetro externo del recipiente.</b> D= 80.49	<b>Radio externo del recipiente.</b> R= 40.24	<b>Angulo de contacto de silleta.</b> 120°
<b>Área efectiva.</b> A= 6.706 in <sup>2</sup>	<b>Carga en (Lb) sobre una silleta.</b> Q= 32 411.1	<b>Valor de K según la tabla (ANEXO 1A).</b> K= 0.204
<b>Valores obtenidos con la ayuda de la tabla (in). (ANEXO D)</b>		
<sup>1</sup> A <sub>1</sub> = 67.93	B= 8	C= 69
E= 9	F= 31	G= 71
H= 0.5	J= 17	K= 3/8
<b>Diámetro de barreno</b> 1-1/8	<b>Barreno ovalado</b> 1-1/8 x 1-3/4	<b>Filete de soldadura</b> 3/8

<sup>1</sup>Nota el valor de A<sub>1</sub> se propuso para satisfacer las condiciones necesarias del area efectiva.



**FIG. 3.6. Dimensiones de la silleta real (in).**





**Nota:**

Todas estas dimensiones han sido seleccionadas con apoyo de la tabla que se encuentra en el manual de INGLESА (Anexo D).

La distancia de las costillas de la silleta se propuso de tal forma que los esfuerzos sean uniformemente distribuidos y permitan soportar de mejor manera la carga del generada por el recipiente.

A continuación se presentan los cálculos realizados para localizar el valor de los esfuerzos en el recipiente y en la silleta.

**CÁLCULO DE ESFUERZOS.**

- FLEXIÓN LONGITUDINAL.
- Esfuerzo en la silleta.

**TENSIÓN:**

Donde:

$S_1$  = Esfuerzo máximo permitido a la tensión, PSI.

Q = Carga sobre una silleta, lb.

R = Radio del casco.

A = Distancia entre de la línea de tangencia de la cabeza al centro de la silleta.

L = Longitud del recipiente, tangente a tangente.

H = Profundidad de la cavidad de la cabeza.

K = Constante (anexo E).

$T_s$  = Espesor de la pared del casco.

$$S_1 = \pm \frac{QA \left[ 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right]}{K_1 R^2 t_c}$$

$$S_1 = \pm \frac{(32,411.1)(20) \left[ 1 - \frac{1 - \frac{20}{236.22} + \frac{40.24^2 - 13.563^2}{2(20)(236.22)}}{1 + \frac{4(13.563)}{3(236.22)}} \right]}{(0.335)(40.24^2) \left( \frac{7}{8} \right)}$$

$$S_1 = \pm 11.82 \frac{lb}{in^2}$$



Nota: Al calcular el esfuerzo de tensión se usa el valor de  $K_1$  (ANEXO E).

COMPRESIÓN:

$$S_1 = \pm \frac{QA \left[ 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right]}{K_8 R^2 t_c}$$

$$S_1 = \pm \frac{(32,411.1)(20) \left[ 1 - \frac{1 - \frac{20}{236.22} + \frac{40.24^2 - 13.563^2}{2(20)(236.22)}}{1 + \frac{4(13.563)}{3(236.22)}} \right]}{(,603)(40.24^2) \left(\frac{7}{8}\right)}$$

$$S_1 = \pm 6.57 \frac{lb}{in^2}$$

Nota: Al calcular el esfuerzo de tensión se usa el valor de  $K_8$  (ANEXO E).

- Esfuerzo a la mitad del claro.

A TENSIÓN.

$$S_1 = \pm \frac{\frac{QL}{4} \left[ \frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + \frac{4H}{3L}} - \frac{4A}{L} \right]}{\pi R^2 t_c}$$

$$S_1 = \pm \frac{\frac{(32,411.1)(236.22)}{4} \left[ \frac{1 + 2 \frac{40.24^2 - 13.563^2}{236.22^2}}{1 + \frac{4(13.563)}{3(236.22)}} - \frac{4(20)}{236.22} \right]}{\pi(40.24^2) \left(\frac{7}{8}\right)}$$

$$S_1 = \pm 274.348 \frac{lb}{in^2}$$



### A COMPRESIÓN.

Nota: el esfuerzo de compresión no es factor de importancia debido a que en el manual se indica que si  $\frac{r}{R} \geq 0.005$ , de debe diseñar para soportar el máximo esfuerzo para por presión interna.

$$\frac{0.875}{40.24} = 0.021 \geq 0.005$$

Esfuerzo debido a la presión interna:

$$\frac{PR}{2ts} = \frac{(280)(40.24)}{(2)\left(\frac{7}{8}\right)} = 6438.4 \text{ PSI}$$

A tensión la suma de  $S_1$  y el esfuerzo debido a presión interna  $\frac{PR}{2ts}$  no es mayor que el esfuerzo permitido del casco multiplicado por la eficiencia de la costura circunferencial.

$$274.34 + 11.82 + 6438.4 = 6724.56 < (17500)(0.85) = 14,875 \text{ PSI}$$

- **ESFUERZO CORTE TANGENCIAL ( $S_2$ ).**

En el manual (Eugene F. Megyesy) se indica que en el caso de que:  $A \leq \frac{R}{2}$ ;

$$20 \leq \frac{40.24}{2} = 20.12$$

Las fórmulas aplicables serán las siguientes:

nota: los valores de  $K_4$  y  $K_5$  se tomaran la de tabla (ANEXO E).

- En el casco.

$$S_2 = \left( \frac{K_4 Q}{R t_s} \right) \quad S_2 = \left( \frac{(0.880)(32,411.1)}{(40.24)\left(\frac{7}{8}\right)} \right) \quad S_2 = 810.04$$



- En la cabeza.

$$S_2 = \left( \frac{K_4 Q}{R t_h} \right) \quad S_2 = \left( \frac{(0.880)(32,411.1)}{(40.24) \left( \frac{7}{8} \right)} \right) \quad S_2 = 810.04$$

$S_2$  no es mayor que el valor del esfuerzo del material del casco multiplicado por 0.8;  
 $(17,500)(0.8) = 14,000$  PSI

- Esfuerzo adicional a la cabeza.

$$S_3 = \left( \frac{K_5 Q}{R t_h} \right) \quad S_3 = \left( \frac{(0.401)(32,411.1)}{(40.24) \left( \frac{7}{8} \right)} \right) \quad S_3 = 369.12$$

$S_3$ , mas el esfuerzo debido a la presión interna no excede en más de 1.25 veces al esfuerzo a la tensión permitido para el material de la cabeza.

$$369.12 + 6438.4 \leq (1.25)(17500)$$

$$6807.52 \leq 21875$$

- **ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL.**

En el manual (Eugene F. Megyesy) se indica que en el caso de que:  $L < 8R$ ;

$$236.22 < 321.92$$

Las fórmulas aplicables serán las siguientes:

- Esfuerzo en el cuerno de la silueta.

$$S_4 = - \frac{Q}{4t_h(B + 1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_6 QR}{Lt_s^2}$$



$$S_4 = - \frac{32,411.1}{4 \left( \frac{7}{8} \right) \left( 8 + 1.56 \sqrt{(40.24) \left( \frac{7}{8} \right)} \right)} - \frac{12(.013)(32,411.1)(40.24)}{236.22 \left( \frac{7^2}{8} \right)}$$

$$S_4 = -1,661.69 \frac{lb}{in^2}$$

$S_4$  no es mayor que el valor de esfuerzo del material del caso multiplicado por 1.5

$$(17,500)(1.5) = 26,250 \text{ PSI}$$

- Esfuerzo en la parte inferior de la silleta.

$$S_5 = - \frac{K_7 Q}{t_c (B + 1.56 \sqrt{R t_c})} \quad S_5 = - \frac{(.760)(32,411.1)}{\left( \frac{7}{8} \right) \left( 8 + 1.56 \sqrt{(40.24) \left( \frac{7}{8} \right)} \right)}$$

$$S_5 = -1,631.32 \frac{lb}{in^2}$$

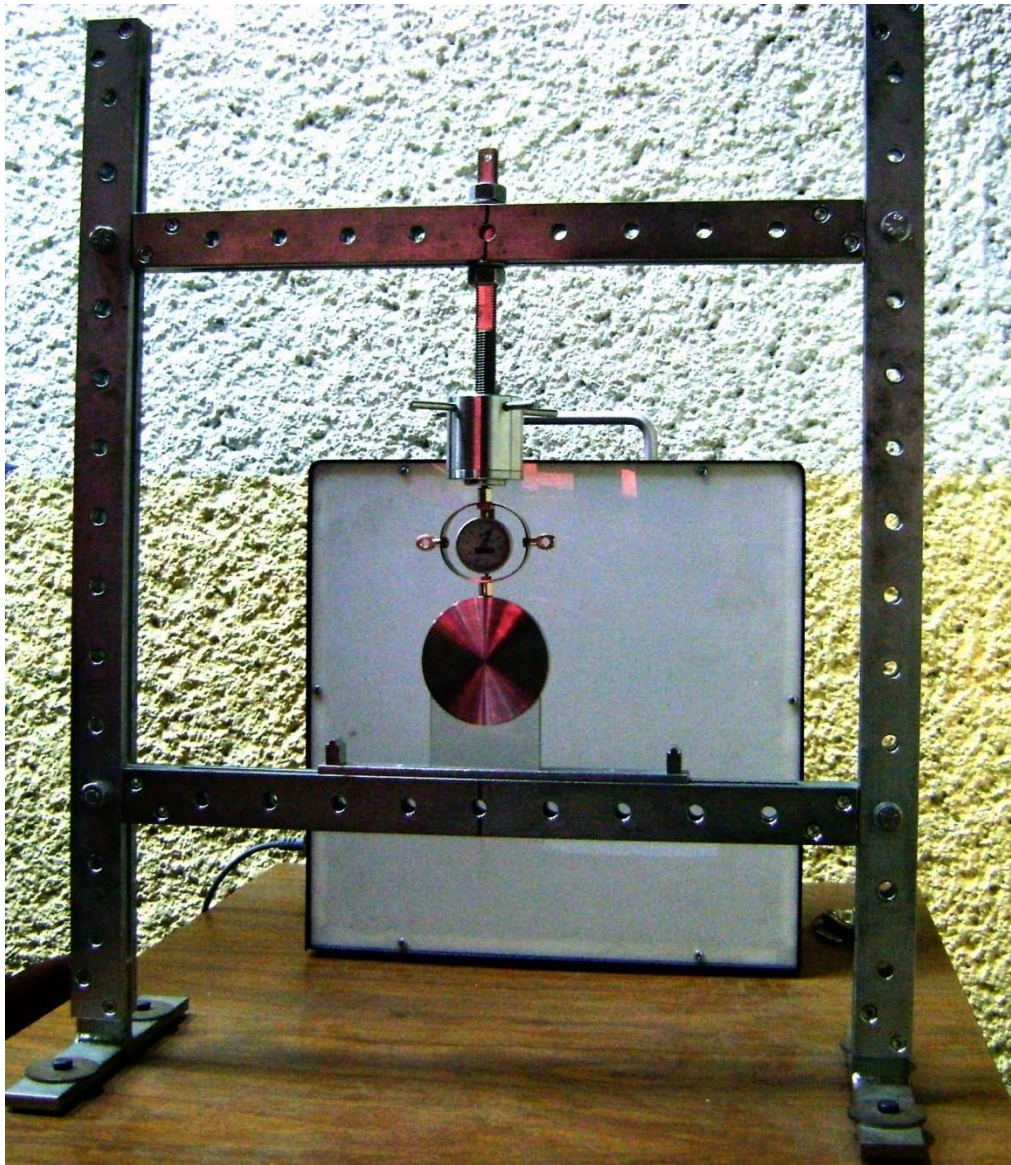
$S_5$  no es mayor que el punto de fluencia del material por compresión multiplicado por 0.5;

$$(38,000)(0.5) = 19,000 \text{ PSI} > -1631.32 \text{ PSI}$$

Todos los cálculos de los esfuerzos cumplen con las condiciones que indica la norma.



## CAPÍTULO IV. ANALISIS FOTOELÁSTICO DE LAS SILLETAS.





Ya se han obtenido todas las dimensiones, el diseño de la silleta ya ha sido concluido por el método analítico.

Ahora se dará paso al método experimental que en este caso será a través de **fotoelasticidad**.

Para poder realizar este proceso es necesario diseñar una probeta de **POLICARBONATO** a escala, tomando en cuenta que esta debe ser proporcional en todos los sentidos a la real.



**Fig. 4.1. Barra de policarbonato.**

Material	Resistencia al choque Kj/cm <sup>2</sup>	Modulo elástico tracción N/mm <sup>2</sup>	Absorción agua 100% Hr 23 %	Conductividad térmica W/Km	Dureza Shore D.A. Rockwell M. Brinell H.
Policarbonato	>30	2300	0,35	0,21	M.75

**Tabla N° 4.1. Especificaciones técnicas del policarbonato.**

## MODELADO.

La primera tarea para realizar de manera adecuada el método experimental de la fotoelasticidad es desarrollar un modelo. A continuación se dan algunas definiciones de modelo:



- Un modelo es una idealización de una situación del mundo real que ayuda en el análisis de un problema.
- Es la representación física o matemática de un sistema o parte de un sistema, en forma tal que podemos mostrar el comportamiento del sistema.

En este trabajo se denomina modelo, a la forma de la sección transversal de la pieza a estudiar con sus respectivas medidas (Altura, Longitud y Espesor), así como el material del cual estará elaborado dicho espécimen.

El modelo debe de tener una geometría similar a la de la estructura en la cual el análisis de los esfuerzos debe ser realizado, y debe ser de materiales los cuales tengan las propiedades óptimas para el estudio. Esto asegura que el estado de los esfuerzos en el modelo sea similar al estado de los esfuerzos en la estructura real.



**Fig. 4.2. Modelo.**

En el caso de este trabajo, para el análisis fotoelástico, se requirió hacer un modelo basado en una escala es decir, partiendo de las medidas reales y de las características importantes de la pieza real. (Módulo de elasticidad, Carga aplicada y dimensiones) y después escalando nuestro modelo con respecto al real (escala que se tuvo que proponer y definir) se obtuvo un factor de escala y se procedió realizar una expresión.

Para realizar lo anterior, lo primero que se debe tomar en cuenta son todas aquellas características importantes de nuestra pieza real, para llevar estas mismas al modelo que se propondrá, para nuestro caso los factores importantes son: el módulo de elasticidad, las dimensiones. (Como se escalo el modelo es obvio que todas sus dimensiones sufrieron el cambio de igual manera, y por ello solo tomamos en cuenta la longitud que nos dará más información del fenómeno es decir aquella en donde se dará la deformación) y el esfuerzo máximo que se dará en la probeta o modelo.





Después se relaciona todo esto en una expresión matemática recurriendo a los conceptos básicos, de la siguiente manera:

**Esfuerzo.**

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (1)$$

Donde:

P = Carga aplicada.

A = Área de la sección transversal.

**Ley de Hooke.**

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2)$$

Donde:

$\sigma$  = Esfuerzo.

E = Módulo de elasticidad.

$\varepsilon$  = Deformación unitaria.

**Deformación unitaria:**

$$\varepsilon = \frac{\delta}{l} \quad (3)$$

$\varepsilon$  = Deformación unitaria.

$\delta$  = Deformación.

l = Longitud de deformación

Se sustituye la ecuación 3 en la 2:

$$\sigma = E \cdot \frac{\delta}{l} \quad (4)$$

Se sustituye la ecuación 4 en la 1:

$$\frac{P}{A} = E \cdot \frac{\delta}{l} \quad (5)$$



Se despeja el parámetro la deformación:

$$\delta = \frac{P \cdot l}{A \cdot E} \quad (6)$$

La ecuación 6 cumple con las mismas condiciones tanto para la pieza real como para el modelo a realizar se conjuntan de la siguiente manera, por la semejanza geométrica:

$$\frac{\delta_R}{\delta_M} = \lambda \quad (7)$$

Donde:

$\delta_R$  = Deformación en la pieza real.

$\delta_M$  = Deformación en el modelo.

$\lambda$  = Factor de escala.

De la ecuación 7 se obtiene lo siguiente:

$$\left(\frac{P_R}{P_M}\right) \left(\frac{L_R}{L_M}\right) \left(\frac{E_M}{E_R}\right) \left(\frac{A_M}{A_R}\right) = \lambda \quad (8)$$

De la ecuación 8 ya se conoce la carga aplicada a la pieza real ( $P_R$ ), los módulos de elasticidad de la pieza ( $E_R$ ) y de el modelo ( $E_M$ ), las longitudes en donde se dará la deformación de la pieza ( $L_R$ )

En el modelo ya escalado ( $L_M$ ), la área del modelo ( $A_M$ ) el área de la pieza real ( $A_R$ ), y la carga aplicada a la pieza ( $P_R$ ), el factor de escala propuesto ( $\lambda$ ) y la única incógnita es la carga a aplicarle al modelo ( $P_M$ ) para que todo sea equivalente.

En el modelado se pueden tomar todas las características que se consideren importantes.

Para este estudio es importante considerar que el maquinado del policarbonato, se hizo bajo velocidades de corte altas, profundidades de corte pequeñas y herramientas bien afiladas, también se requirió tener cuidado al manipular el modelo debido a que se podían generar esfuerzos residuales por golpes.



## MEMORIA DE CÁLCULO PARA LA ELABORACIÓN DEL MODELO.

Una vez obtenida la expresión (8) se desarrolla la memoria de cálculo que a continuación se presenta:

**NOTA:** para el estudio del modelo fue necesario utilizar el sistema métrico debido a que el equipo con el cual se desarrollaron las pruebas manejaba este sistema.

$$P_R = 3,411.1 \text{ lb}; 14,701.35 \text{ kg}$$

$$E_R = 2,100,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_M = ?$$

$$E_M = 23,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$L_R = 26.83 \text{ in}; 68.14 \text{ cm}$$

$$\lambda = 22.58.$$

$$L_M = 3.01 \text{ cm}$$

Obteniendo el valor del Factor de escala ( $\lambda$ ).

Para este estudio el valor que rige en cuanto a las dimensiones es el valor del espesor puesto que en el mercado ya que solo existen espesores estandarizados de 2, 4, 8 y 9 mm de policarbonato, para obtener el factor se divide el valor real del espesor de la silleta entre el valor estandarizado de policarbonato como se muestra a continuación:

$$t_R = 8 \text{ in}; 20.39 \text{ cm}$$

$$t_M = 0.9 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{t_R}{t_M}$$

$$\lambda = \frac{20.32}{0.9}$$

$$\lambda = 22.58$$

Realizando el despeje de la carga aplicada al modelo ( $P_M$ )

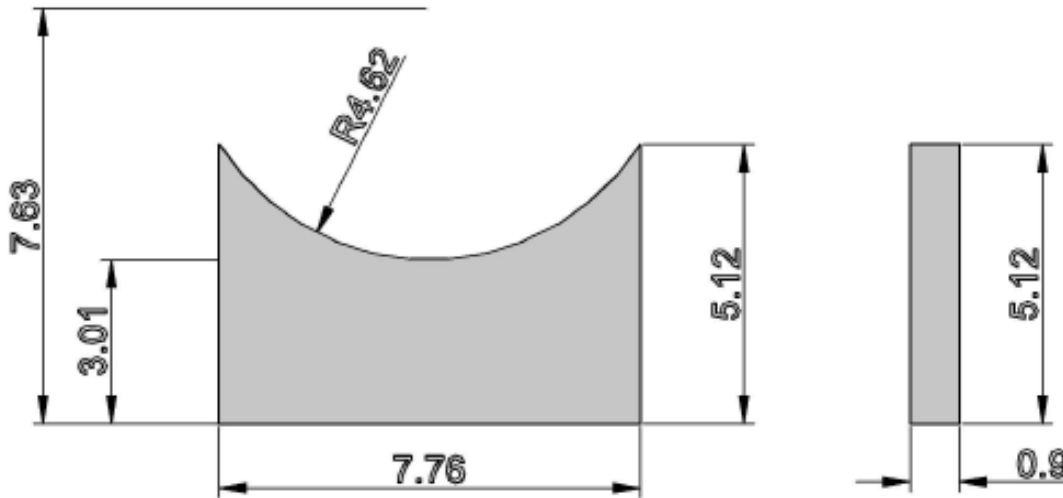
$$\left(\frac{P_R}{P_M}\right) \left(\frac{L_R}{L_M}\right) \left(\frac{E_M}{E_R}\right) \left(\frac{A_M}{A_R}\right) = \lambda$$

$$P_M = \frac{14,701.35 \left(\frac{68.14}{3.01}\right) \left(\frac{23,000}{2,100,000}\right) \left(\frac{22.897}{1811.25}\right)}{22.58}$$

$$P_M = 0.8 \text{ kg}$$



- Quedando nuestra silleta modelo con las siguientes dimensiones:



**Fig. 4.3. Dimensiones de la silleta modelo (cm).**

A continuación se presentan las pruebas realizadas en el polariscopio.

### DESCRIPCIÓN DEL LOS PASOS A SEGUIR PARA LA APLICACIÓN PROPIA DEL MÉTODO.

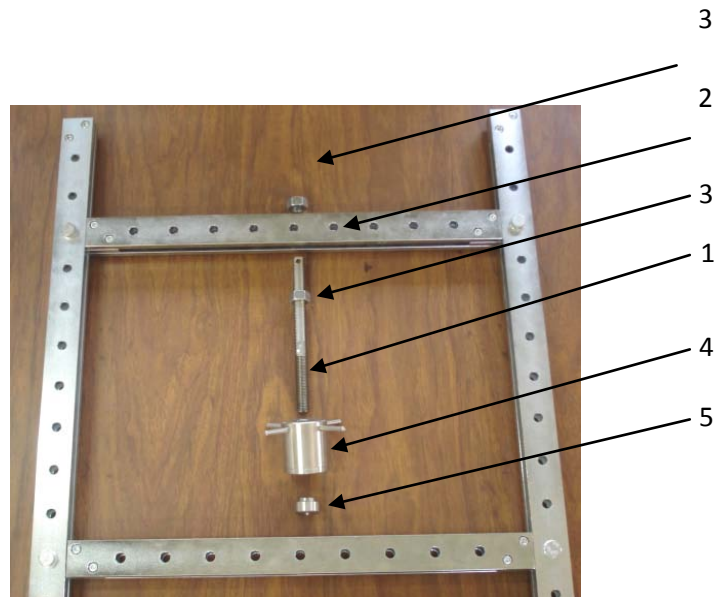
Una vez fabricado el modelo se procede a realizar las pruebas necesarias con el Polariscopio, para lo cual se debe de seguir la siguiente metodología:

1. Se conecta a la corriente eléctrica la fuente de voltaje provista para el polariscopio, en la cual a su vez se conectará la fuente de luz.



2. Se oprimen los botones de encendido de los dos tipos de luz (blanca y monocromática) para permitir que se calienten y funcionen óptimamente.
3. Se proceda a armar y montar el husillo de carga para generar la fuerza de presión, siguiendo los siguientes pasos:
  - Introducir desde abajo el husillo roscado (1) con el lado plano de la ranura hacia el travesaño superior del bastidor de carga (2) y fijarlo con dos contratuercas (3) por arriba y por abajo. Dichas contratuercas se deben encontrar en la zona aplanada del husillo.
  - Enroscar la tuerca tensora (4) desde abajo del husillo roscado, con el rodamiento de bolas dirigido hacia abajo.
  - Colocar la pieza de presión (5) en la tuerca tensora (4) desde abajo.

**NOTA:** La pieza de presión (5) está suelta y no permanece en la tuerca tensora si no se sostiene externamente. Esta será mantenida en su posición por el dinamómetro.

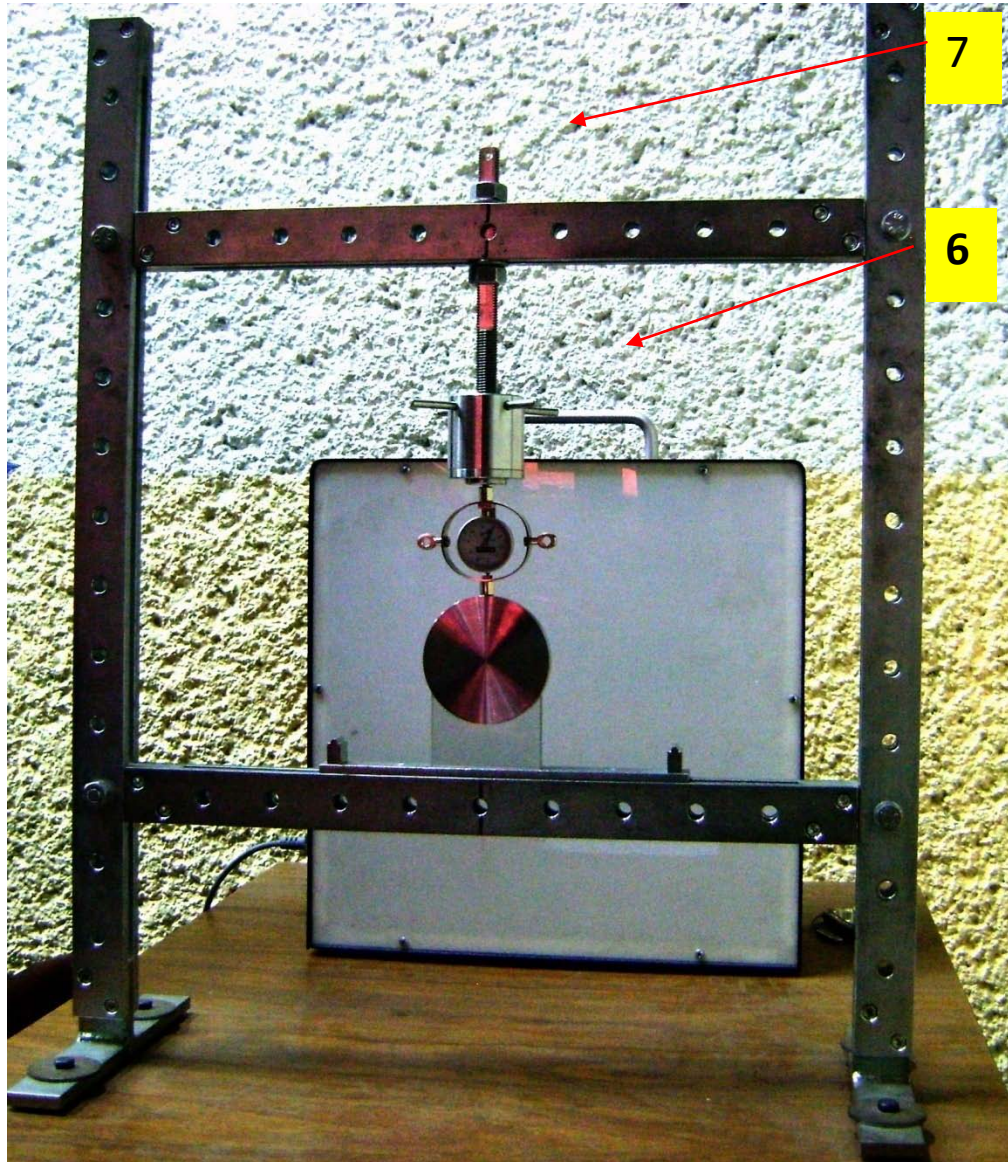


**Fig. 4.4. Montaje del husillo de carga.**

**NOTA:** La distancia que hay entre el travesaño superior e inferior se puede adecuar para las necesidades de trabajo.

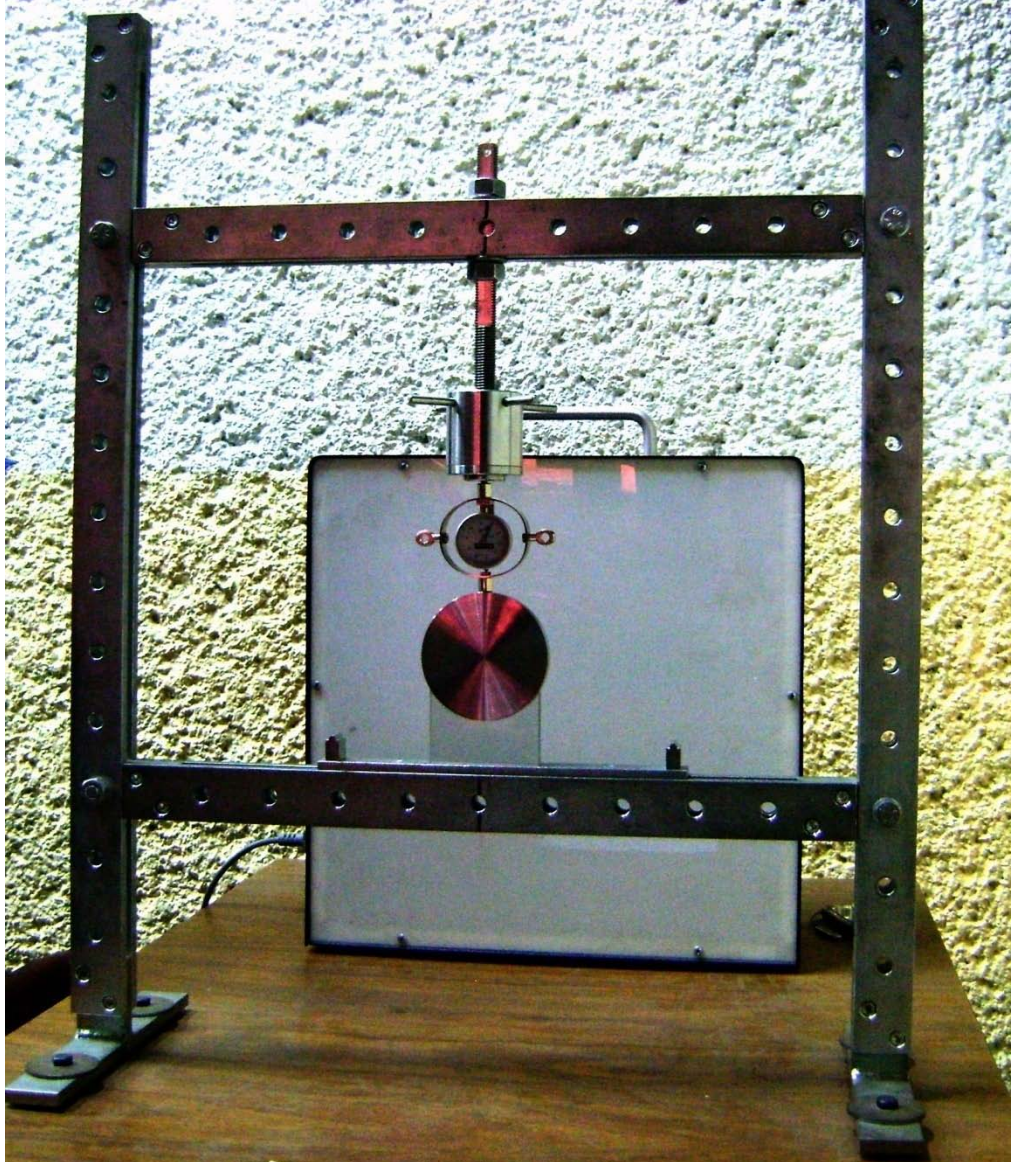


4. Se coloca el soporte del modelo (6) en los intersticios del travesaño inferior del bastidor de carga, sobre él se coloca luego el modelo, para poder aplicar la carga se tiene que colocar el puente de carga (7) sobre el modelo.



**Fig.4.5. Montaje del modelo en el marco de carga.**

5. Ahora se coloca el dinamómetro (8) de 1000 N entre la pieza de presión (5) y el puente de carga (7) bajando poco a poco el husillo de carga con el volante hasta que se junten los extremos del indicador con (5 y 7), sin que la aguja del dinamómetro comience a avanzar en la escala. Ajuste a cero la carátula del dinamómetro.



**Fig. 4.6. Ilustración del modelo listo para el experimento.**

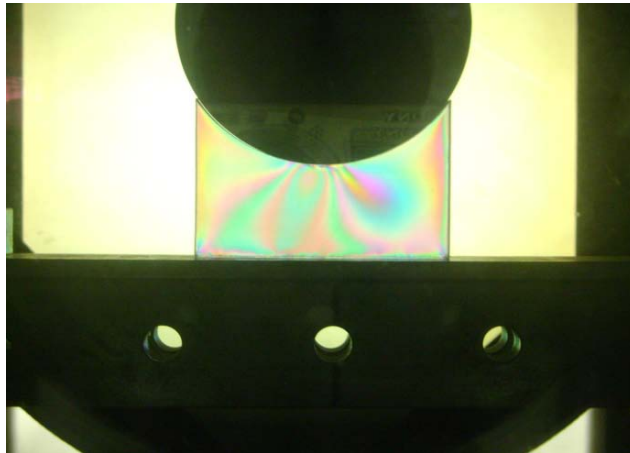
**NOTA:** Es necesario observar el punto que previamente se eligió para analizar y ver el color de franja que tiene sin aplicar carga (en caso que lo tenga) y mientras se va aplicando la carga ver cuántas veces pasa ese mismo color por dicho punto. Lo anterior es útil para determinar el orden de franja y poder tener acceso a la tabla de colores y así poder determinar con exactitud el valor del orden de franja.



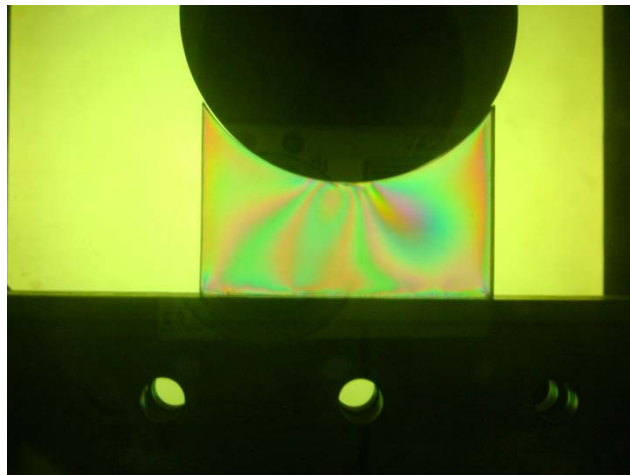
## PRUEBAS DE CARGA

Para las pruebas de fotoelasticidad se utilizó un dinamómetro con capacidad de 200 N.

Se tomaron dos imágenes, anteriores antes de llegar a la imagen de la carga deseada.

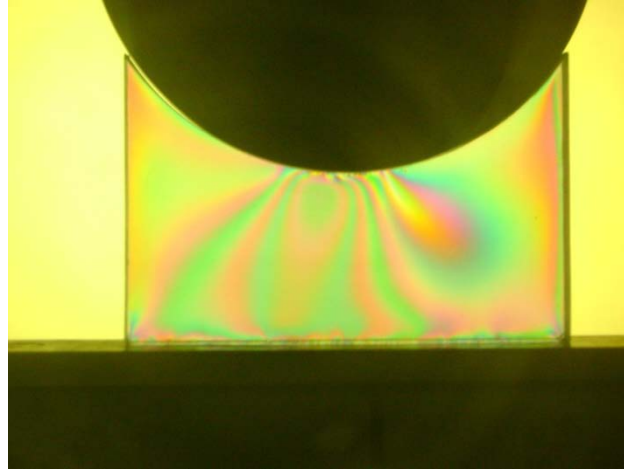


**Fig. 4.7. Con una carga de 125 N.**



**Fig. 4.8. Con una carga de 150 N.**





**Fig. 4.9. Con una carga de 175 N.**

- Con una carga de 175 N se obtuvo un orden de franja de 2.5.
- El color de franja de nuestro punto de estudio es **GREEN-YELLOW**.

Esta es la utilizada en el modelo, para fotoelasticidad y el análisis en el programa ansys.

El valor de orden de franja que se obtiene según la tabla de colores es:

$$n = 2.5$$

Cálculos complementarios.

Una vez realizado lo anterior, se puede utilizar la fórmula general de la fotoelasticidad:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{f}{h} n$$

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{f}{H} (2.5)$$



Donde:

$n$  = Orden de franja.

$f$  = Índice de refracción.

$h$  = Espesor del modelo.

$\sigma_1 - \sigma_2$  = Diferencia de esfuerzos principales (esfuerzo cortante máximo).

El valor de  $f$  se puede obtener con la siguiente ecuación:

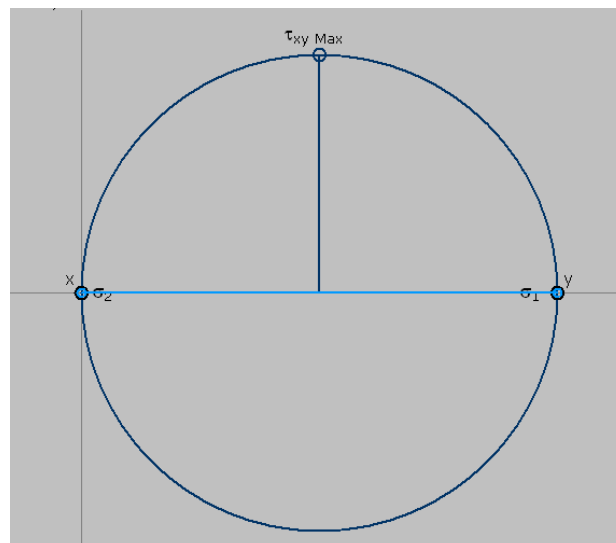
$$f = \frac{N}{b} \qquad f = \frac{175}{0.009} \qquad f = 5645.16$$

Donde:

$N$ : carga aplicada [Newton]

$b$ : altura del modelo [metros].

Como el promedio de la diferencia de esfuerzos principales ( $\sigma_m$ ) es el esfuerzo cortante máximo, lo cual se puede observar en la figura siguiente:



**Fig. 4.9. Círculo de Mohr.**



De lo anterior aplicándolo a la fórmula general de la fotoelasticidad, podemos deducir lo siguiente:

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \tau_{MAX} = \frac{f}{h} n$$

Sustituyendo datos:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \left( \frac{5645.16175}{0.009} \right) (2.5)$$

$$\sigma_1 - \sigma_2 = 1,568,100.49$$

Dividiendo la diferencia de esfuerzos principales entre dos para obtener el cortante máximo:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \frac{1,568,100.49}{2}$$

$$\sigma_1 - \sigma_2 = 784,050.24$$

EL valor del esfuerzo cortante máximo obtenido de manera experimental es de:

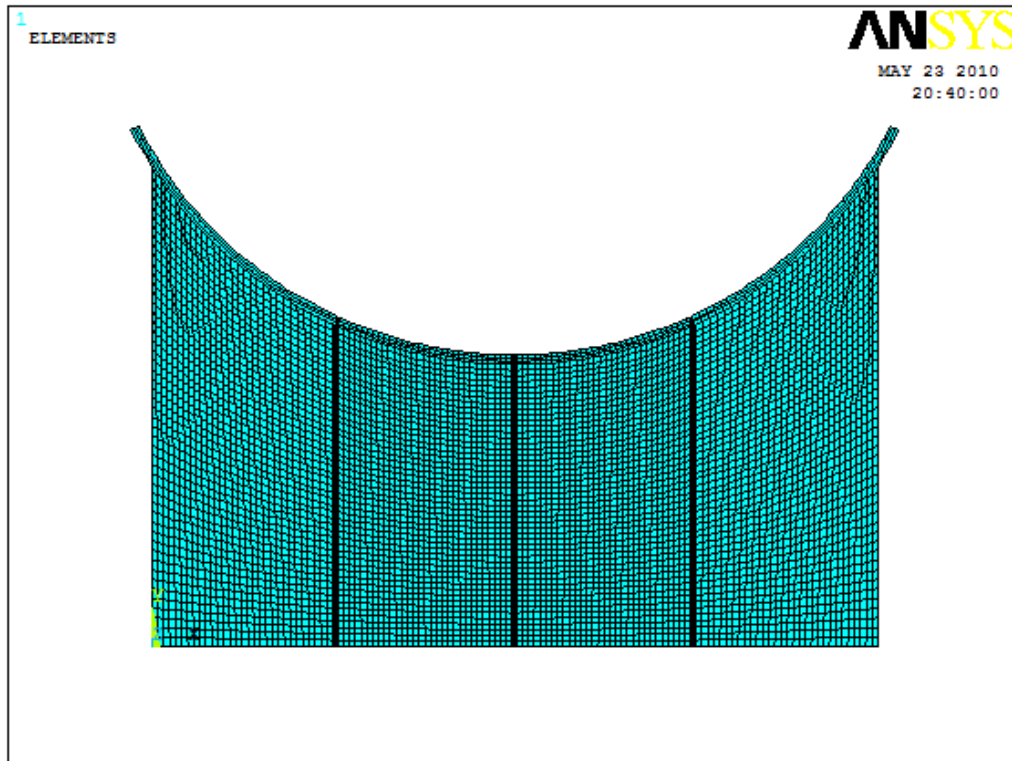
$$\tau_{MÁX} = 784,050.24 \text{ kPa}$$

$$\tau_{MÁX} = 113,716.84 \text{ PSI}$$



## CAPÍTULO V

### ANÁLISIS POR EL MÉTODO POR ELEMENTO FINITO (MEF).





## MÉTODO DE ELEMENTO FINITO

El método de los elementos finitos (**MEF en castellano o FEM en inglés**) es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

Consiste en un modelo informático del material o diseño que es tensado y analizado para conseguir resultados específicos. Es usado en el diseño de nuevos productos, y en la mejora de los actuales. Una empresa capaz de verificar un diseño propuesto será capaz de ajustarse a las especificaciones del cliente antes de la fabricación o construcción. Modificando un producto o estructura existente es utilizado para calificarlo para unas nuevas condiciones de servicio. En caso de falla estructural, el **MEF** puede ser usado para ayudar a determinar el diseño de las modificaciones para ajustarse a las nuevas condiciones.

El método se basa en dividir el cuerpo, estructura o dominio (medio continuo) —sobre el que están definidas ciertas ecuaciones integrales que caracterizan el comportamiento físico del problema— en una serie de subdominios no intersectantes entre sí denominados **ELEMENTOS FINITOS**. El conjunto de elementos finitos forma una partición del dominio también denominada discretización. Dentro de cada elemento se distinguen una serie de puntos representativos llamados **NODOS**. Dos nodos son adyacentes si pertenecen al mismo elemento finito; además, un nodo sobre la frontera de un elemento finito puede pertenecer a varios elementos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se llama **MALLA**.

A los nodos se les asigna una densidad por todo el material dependiendo del nivel de esfuerzo anticipado en un área. Las regiones que recibirán gran cantidad de esfuerzo tienen normalmente una mayor densidad de nodos (densidad de malla) que aquellos que experimentan poco o ninguno. Puntos de interés consisten en: puntos de fractura previamente examinados del material, entrantes, esquinas, detalles complejos, y áreas de elevado esfuerzo. La malla actúa como la red de una araña en la que desde cada nodo se extiende un elemento de malla a cada nodo adyacente. Este tipo de red vectorial es la que lleva las propiedades del material al objeto, creando varios elementos.

**El análisis de elemento finito se ha desarrollado considerando las dimensiones geométricas de la sección transversal mencionada.**

Se dará comienzo el análisis de elemento finito con el diseño de las silletas, en el programa **AUTOCAD**, que nos sirve como base y referencia para el análisis de elemento finito.



Ya plasmadas las silletas en **AUTOCAD**, (**la silleta real y la silleta modelo**) ya antes mencionadas, continuamos con el análisis, para esto necesitamos las coordenadas de los dibujos, los esfuerzos, el peso y las distintas dimensiones.

Una vez teniendo estos datos proseguimos a crear las simulaciones en el programa computacional ANSYS, poniendo coordenadas, esfuerzos, ya sean reales o escalados (dependiendo de la silleta a analizar), ya teniendo el programa corriendo, analizamos la silleta dependiendo del resultado que deseamos encontrar, por ejemplo:

- **Esfuerzo principal.**
- **Esfuerzo cortante.**
- **Esfuerzo en Y.**
- **Esfuerzo de Von Mises.**

Obteniendo los distintos esfuerzos, los comprobamos utilizando los resultados del elemento finito y los resultados obtenidos en el polariscopio.

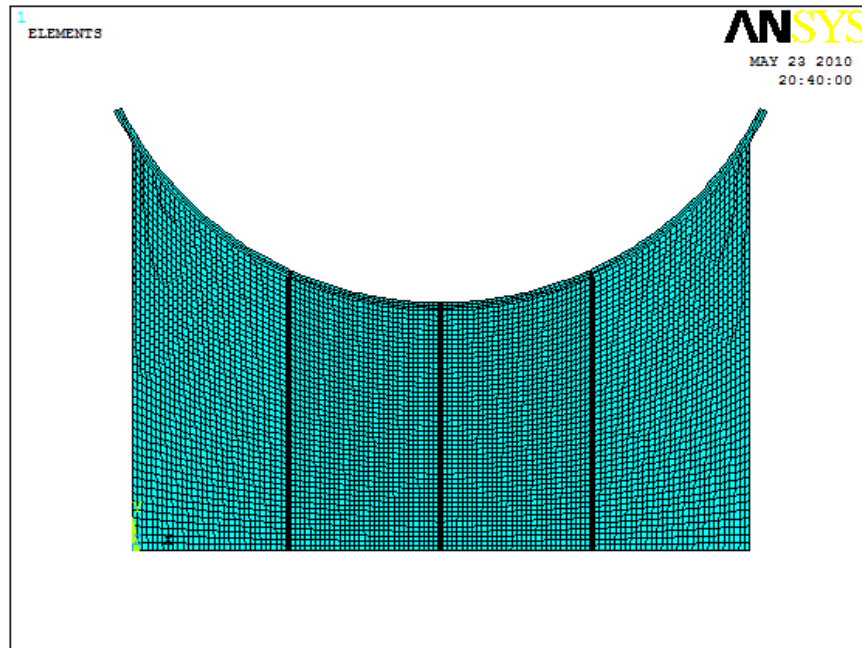
**NOTA: Cabe mencionar que las dos silletas tienen diferentes geometrías. Puesto que la silleta real cuenta con costillas. Y la silleta modelo es sólida.**



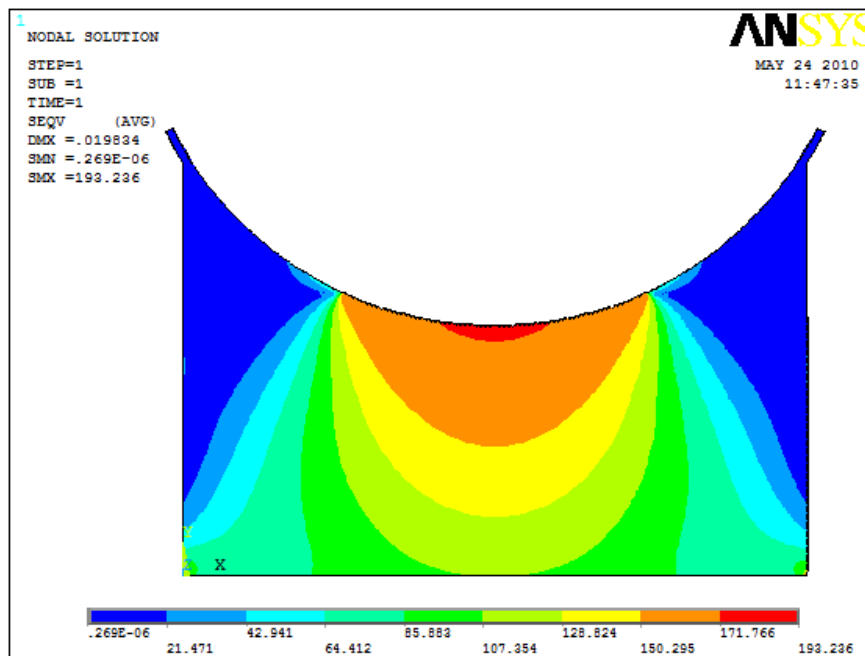
## DESARROLLO DE ANÁLISIS

Continuando con el desarrollo de ansys es necesario:

### 1. La construcción del Modelo por Elemento finito.



**Fig. 5.1. Vista del modelo desarrollado en ANSYS.**



**Fig. 5.2. Vista de esfuerzos en el modelo en ANSYS.**

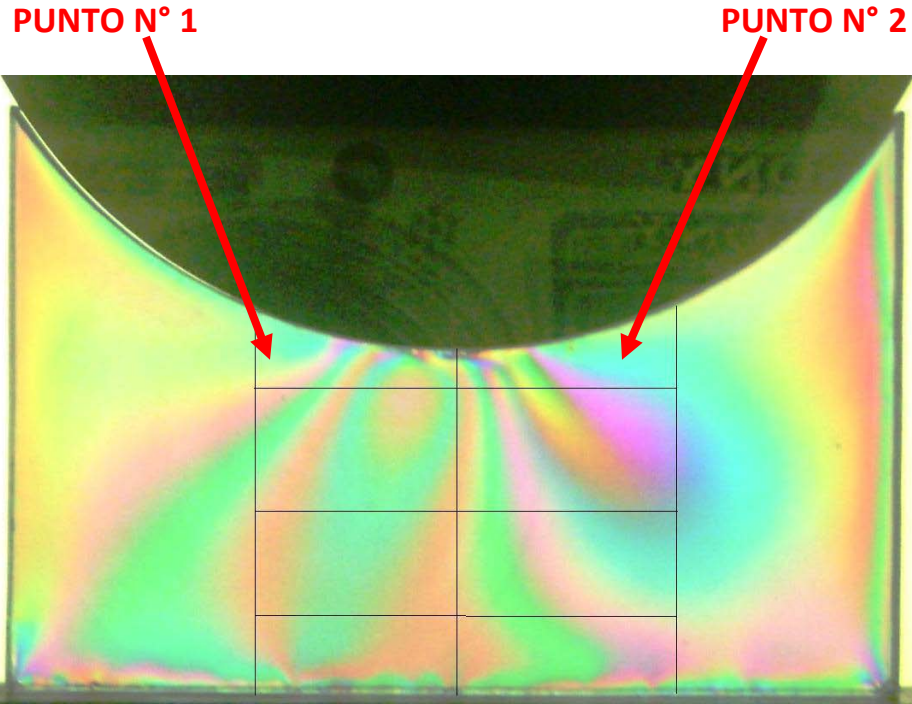


Fig. 5.3. Designación de puntos en la probeta sujeta a fotoelasticidad.

### ESFUERZOS EN EL PUNTO N° 1 SEGÚN EL PROGRAMA ANSYS

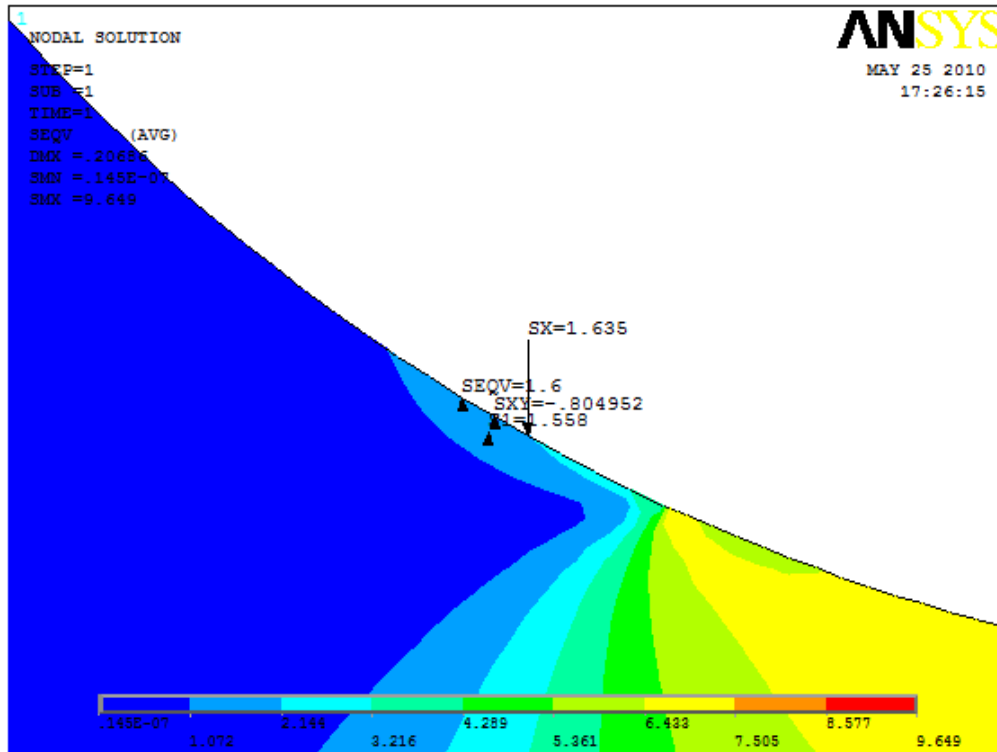


Fig.5.4. Esfuerzos en el punto 1.





PUNTO N° 1			
Esfuerzo			
Tipos	Numérico	Experimental	Numérico vs Experimental
	Mpa	Mpa	PORCENTAJE DE ERROR
Esfuerzo en y	1.6353	1.5681	4.29%
Esfuerzo cortante	0.8050	0.7841	2.67%
Esfuerzo principal	1.5580	1.5681	0.64%
Von Mises	1.6000	1.5681	2.03%

Tabla 5.1. Comparación del punto 1.

### ESFUERZOS EN EL PUNTO N° 2 SEGÚN EL PROGRAMA ANSYS

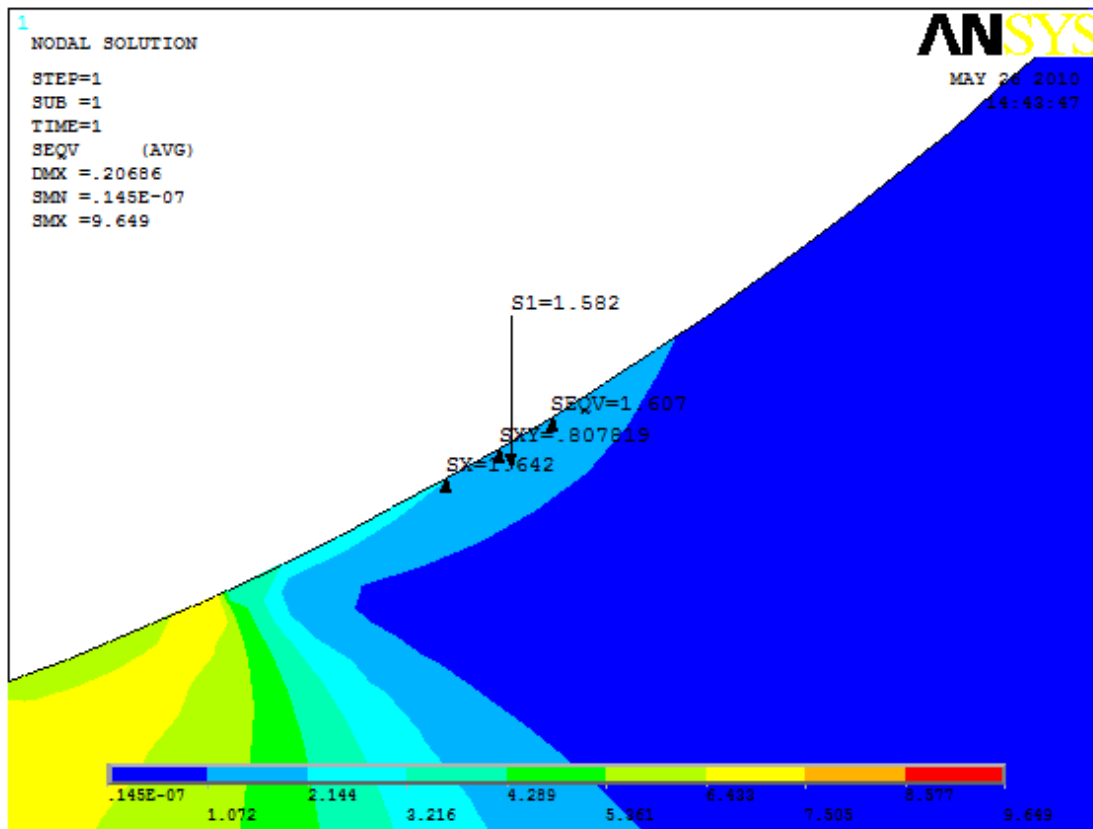
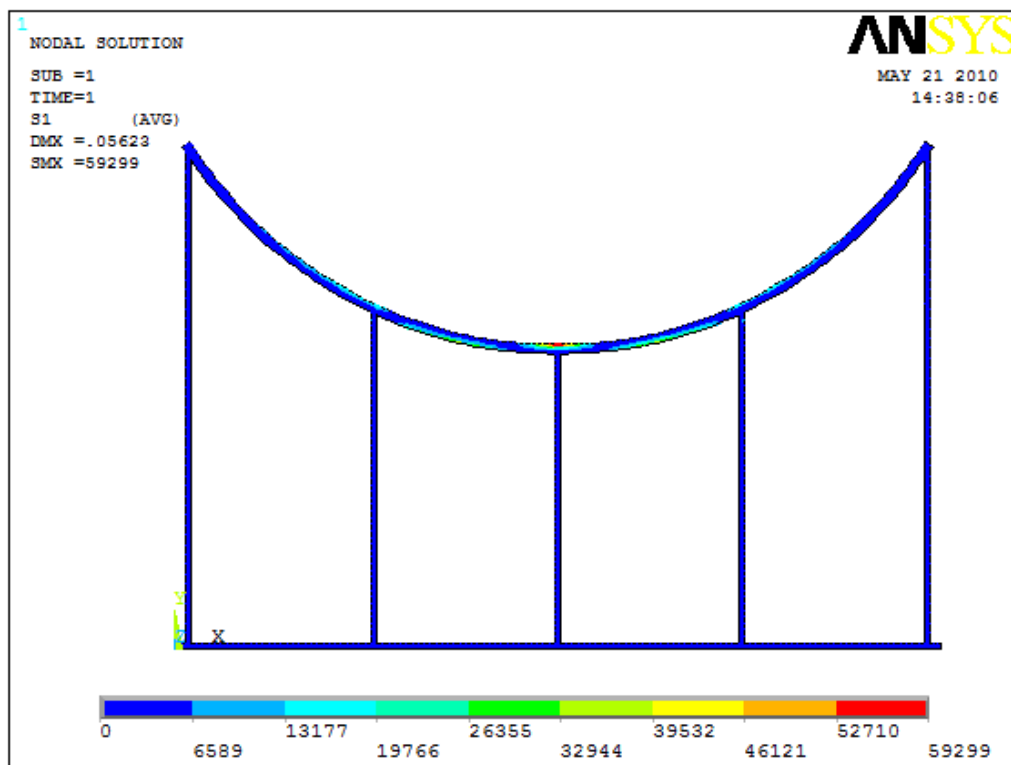


Fig.5.5. Esfuerzos en el punto 2.



PUNTO N° 2			
Esfuerzo			
Tipos	Numérico	Experimental	Numérico vs Experimental
	Mpa	Mpa	
Esfuerzo en y	1.642	1.5681	4.71%
Esfuerzo cortante	0.8078	0.7841	3.03%
Esfuerzo principal	1.582	1.5681	0.89%
Von Mises	1.607	1.5681	2.48%

**Tabla 5.1. Comparación del punto 2.**



**Fig. 5.6. Imagen de esfuerzos en la silleta real.**



## CONCLUSIONES

En el trabajo anterior se obtienen los factores para el diseño de silletas para un recipiente a presión a través de los métodos mencionados (analíticos, experimentales y numéricos)

### **En el método analítico.**

Se obtuvieron especificaciones de diseño para las silletas tales como: Características del recipiente a presión que se soporta a través, de las mismas, dimensiones, material a utilizar, entre otras. También el cálculo de esfuerzos para satisfacer las especificaciones de diseño. Estas especificaciones se utilizaron como referencia para poder desarrollar los métodos numérico y experimental.

### **En el método experimental.**

Se fabrico una probeta de acrílico (policarbonato), la elección de este material fue debido a que las pruebas se realizaron en un polariscopio lineal. La probeta se escalo con dimensiones y características de carga semejantes a las reales, se desarrollaron las pruebas necesarias para determinar el comportamiento mecánico de la probeta, con lo que se obtuvieron resultados que sirvieron de comparación con el método numérico. En este método la probeta utilizada no contaba con las especificaciones necesarias para obtener resultados 100% confiables, por ejemplo la probeta tenia algunos esfuerzos residuales ocasionados por los procesos de manufactura y algunos procesos de transporte que generaron que la lectura a través del polariscopio no fuera exacta pero muy cercana a la real.

### **En el método numérico.**

Se eligió el software de propósito general para el estudio de elemento finito (ANSYS 11.0), por ser una de las herramientas más actuales que permite realizar simulaciones para condiciones reales de trabajo, se modelo la silleta partiendo de las características generadas por el método analítico para poder obtener los esfuerzos que se generan al aplicar las condiciones de trabajo.

Se consiguieron resultados muy semejantes al hacer la comparación entre los métodos, cabe mencionar que solo se compararon los métodos, experimental y numérico, debido a que las propiedades del material de la probeta (policarbonato), y las propiedades de silleta real (acero) no se pueden comparar, debido al método experimental utilizado. Sin embargo este estudio nos permite analizar el comportamiento mecánico de las silletas.

**Consiguiendo un análisis comparativo que nos permite corroborar que el diseño propuesto es satisfactorio.**



**ANEXO A**

<b>PESO DE CASCOS Y CABEZAS</b>						
<b>ESPESOR DE PARED</b>						
<b>7/8"</b>						
<b>DIAMETRO DEL RECIPI.</b>	<b>CASCO</b>		<b>CABEZA</b>			
	<b>D.I</b>	<b>D.E</b>	<b>ELIP</b>	<b>B Y C</b>	<b>HEMIS</b>	
12	120	104	82	59	80	
14	139	123	103	74	106	
16	157	141	122	90	137	
18	176	160	147	107	171	
20	195	179	170	127	209	
22	213	197	199	147	251	
24	232	216	225	175	297	
26	251	235	252	199	347	
28	270	254	288	225	401	
30	288	272	327	252	458	
32	307	291	366	281	519	
34	326	310	412	312	584	
36	344	328	458	352	653	
38	363	347	506	385	726	
40	382	366	558	421	803	
42	400	384	611	458	883	
48	456	440	789	589	1148	
54	512	496	982	736	1447	
60	568	552	1200	900	1780	
66	624	608	1440	1080	2149	
72	680	664	1702	1278	2551	
<b>78</b>	<b>736</b>	<b>720</b>	<b>1986</b>	<b>1491</b>	<b>2989</b>	
84	792	776	2293	1720	3461	
90	849	833	2620	1966	3968	
96	905	889	2970	2229	4509	
102	961	945	3341	2508	5085	
108	1017	1001	3735	2804	5695	
114	1073	1057	4150	3115	6340	
120	1129	1113	4528	3444	7019	
126	1185	1169	4985	3789	7734	
132	1241	1225	5463	4150	8482	

**TABLA DE PESOS DE CASCOS Y TAPAS PARA ESPESOR DE 7/8" (Manual de recipientes a presión Eugene F. Megyesy).**



**ANEXO B**

<b>VOLUMEN DE CASCOS Y CABEZAS</b>								
<b>D. I. DEL RECIENTE (in)</b>	CASCO cilíndrico/pie lineal				Cabeza semielíptica			
	ft <sup>3</sup>	Galones	Barriles	Peso del agua (Lb)	ft <sup>3</sup>	Galones	Barriles	Peso del agua (Lb)
12	0.8	5.9	0.14	49	0.1	0.98	0.02	8.17
14	1.1	8.0	0.19	67	0.2	1.55	0.04	12.98
16	1.4	10.4	0.25	87	0.3	2.32	0.06	19.37
18	1.8	13.2	0.03	110	0.4	3.30	0.08	27.58
20	2.2	16.3	0.39	136	0.6	4.53	0.11	37.83
22	2.6	19.7	0.47	165	0.8	6.03	0.14	50.35
24	3.1	23.5	0.56	196	1.0	7.83	0.19	65.37
26	3.7	27.6	0.66	230	1.3	9.96	0.24	83.11
28	4.3	32.0	0.76	267	1.7	12.44	0.30	103.8
30	4.9	36.7	0.87	306	2.0	15.30	0.36	127.7
32	5.6	41.8	0.99	349	2.5	18.57	0.44	155.0
34	6.3	47.2	1.12	394	3.0	22.27	0.53	185.9
36	7.1	52.9	1.26	441	3.5	26.47	0.63	220.1
38	7.9	58.9	1.40	492	4.2	31.09	0.74	259.5
40	8.7	65.3	1.55	545	4.8	36.27	0.86	302.6
42	9.6	72.0	1.71	601	5.6	41.98	1.00	350.4
48	12.6	94.0	2.24	784	8.4	62.67	1.49	523.0
54	15.9	119.0	2.83	993	11.9	89.23	2.12	744.6
60	19.6	146.9	3.50	1226	16.3	122.40	2.91	1021
66	23.8	177.7	4.23	1483	21.8	162.90	3.88	1360
72	28.3	211.5	5.04	1765	28.3	211.50	5.04	1765
<b>78</b>	<b>33.2</b>	<b>248.2</b>	<b>5.91</b>	<b>2071</b>	<b>35.9</b>	<b>268.90</b>	<b>6.40</b>	<b>224</b>
84	38.5	287.2	6.85	2402	44.9	335.90	8.00	2802
90	44.2	330.5	7.87	2758	55.2	413.10	9.84	3447
96	50.3	376.0	8.95	3138	67.0	501.30	11.94	4184
102	56.7	424.4	10.11	3542	80.3	601.40	14.32	5018
108	63.6	475.9	11.33	3971	95.4	713.80	17.00	5957
114	70.9	530.2	12.62	4425	112.2	839.50	20.00	7006
120	78.5	587.5	13.99	4903	130.9	979.20	23.31	8171
126	86.6	647.7	15.42	5405	151.5	1134.00	27.00	9459
132	95	710.9	16.93	5932	174.2	1303.00	31.03	10876

**TABLA DE VOLUMEN DE CASCOS Y TAPAS PARA DIAMETRO DE 78" (Manual de recipientes a presión Eugene F. Megyesy).**



ANEXO C

DIMENSIONS OF HEADS

**SYMBOLS USED IN THE TABLES**

$D$  = inside diameter of hemispherical and ellipsoidal heads, outside diameter of ASME flanged & dished heads.

$h$  = inside depth of dish of F & D heads

$L(R)$  = inside radius of dish of ASME flanged & dished heads as used in formulas for internal or external pressure.

$M$  = factor used in formulas for internal pressure.

$r$  = inside knuckle radius of ASME flanged & dished heads.

$t$  = wall thickness, nominal or minimum.

ALL DIMENSIONS IN INCHES

DIMENSIONS OF HEADS  
 ALL DIMENSIONS IN INCHES

DIAMETER D		WALL THICKNESS									
		3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 3/8	
66	L (R)	66	66	60	60	60	60	60	60	60	
	r	4.000	4.000	4.000	4.000	4.000	4.000	4.000	4.000	4.125	
	h	11.000	10.938	11.750	11.625	11.563	11.500	11.438	11.375	11.375	
	M	1.77	1.77	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	
72	L (R)	72	72	72	72	66	66	66	66	66	
	r	4.375	4.375	4.375	4.375	4.375	4.375	4.375	4.375	4.375	
	h	12.000	11.938	11.875	11.875	12.625	12.500	12.438	12.375	12.313	
	M	1.77	1.77	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	
78	L (R)	78	72	72	72	72	72	72	72	72	
	r	4.750	4.750	4.750	4.750	4.750	4.750	4.750	4.750	4.750	
	h	13.000	13.813	13.750	13.688	13.563	13.500	13.438	13.375	13.313	
	M	1.77	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	
84	L (R)	84	84	84	84	84	84	78	78	78	
	r	5.125	5.125	5.125	5.125	5.125	5.125	5.125	5.125	5.125	
	h	14.000	13.938	13.875	13.813	13.750	13.688	14.438	14.375	14.313	
	M	1.77	1.77	1.77	1.77	1.77	1.77	1.72	1.72	1.72	
90	L (R)	90	84	84	84	84	84	84	84	84	
	r	5.500	5.500	5.500	5.500	5.500	5.500	5.500	5.500	5.500	
	h	15.125	15.813	15.750	15.688	15.625	15.563	15.500	15.438	15.313	
	M	1.77	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	
96	L (R)	96	90	90	90	90	90	90	90	84	
	r	5.875	5.875	5.875	5.875	5.875	5.875	5.875	5.875	5.875	
	h	16.125	16.875	16.813	16.750	16.625	16.563	16.500	16.438	17.313	
	M	1.77	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	
102	L (R)	96	96	96	96	96	96	90	90	90	
	r	6.125	6.125	6.125	6.125	6.125	6.125	6.125	6.125	6.125	
	h	17.938	17.875	17.750	17.688	17.625	17.563	18.500	18.375	18.250	
	M	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.72	1.72	1.72	

TABLA DE DIMENCIONES PARA TAPAS DE DIAMETRO DE 78" Y ESPESOR DE 7/8" (Manual de recipientes a presión Eugene F. Megyesy).



ANEXO D

CARACTERÍSTICAS													SOPORTE PARA RECIPIENTES HORIZONTALES			NORMAS	
TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS													FIGURA No. 65				
DIAM. RECIPIENTE D	CARGA MÁXIMA SOPORTE kg	A1	B	C	D	E	F	G	H	J	K	DIAMETRO ANCA	DIAMETRO BARRIDO	BARENO OVALADO	FILETE DE SOLDADURA	PESO DE UN SOPORTE kg	CANTIDADES INTERMEDIOS
24	3410	19	6	22	3/8	7	8	23	5/16	11	3/16	3/4	1	1x1-1/2	1/4	23	1
30	4545	22	6	27	7/16	7	10-1/2	29	5/16	13-1/2	3/16	3/4	1	1x1-1/2	1/4	30	1
36	6818	25	6	32	1/2	7	12-1/2	34	3/8	16	1/4	3/4	1	1x1-1/2	1/4	41	1
42	9090	28	6	38	9/16	7	16	40	1/2	19	5/16	3/4	1	1x1-1/2	5/16	50	1
48	18180	31	8	43	5/8	9	18	45	1/2	21-1/2	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	91	1
54	22727	34	8	48	5/8	9	20	50	1/2	12	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	110	2
60	27270	37	8	53	5/8	9	23	55	1/2	13	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	123	2
66	34090	40	8	58	5/8	9	25	60	1/2	14	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	136	2
72	38636	43	8	63	5/8	9	28	65	1/2	16	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	148	2
78	45455	46	8	69	5/8	9	31	71	1/2	17	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	160	2
84	68180	49	9	74	3/4	10	33	76	5/8	19	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	1/2	225	2
90	79540	52	9	79	3/4	10	35	81	5/8	20	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	1/2	250	2
96	90900	55	9	84	3/4	10	37	86	5/8	21	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	270	2
102	104540	58	9	90	3/4	10	40	92	5/8	23	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	295	2
108	125000	61	10	95	3/4	11	42	97	5/8	24	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	320	2
114	159100	64	10	100	3/4	11	44	102	5/8	25	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	345	2
120	177270	67	10	105	3/4	11	46	107	5/8	26	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	365	2
126	200000	70	10	110	3/4	11	48	112	5/8	28	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	385	2
132	227270	73	10	116	3/4	11	51	118	5/8	29	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	410	2
138	245450	76	10	121	3/4	11	53	123	5/8	30	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	430	2
144	263600	79	10	126	3/4	11	55	128	5/8	32	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	455	2

Tabla para obtener las dimensiones de las silletas (Diseño y Cálculo de los Recipientes a Presión (Ing. Manuel León Estrada).



**ANEXO E**

VALORES DE LA CONSTANTE K (interpolarse para valores intermedios)								
ANGULO DE CONTACTO	K1	K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651
128	0.376	1.05		0.751	0.369		0.732	0.669
130	0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.689
132	0.398	0.996		0.694	0.355		0.720	0.705
134	0.409	0.971		0.667	0.347		0.714	0.722
136	0.420	0.946		0.641	0.340		0.708	0.740
138	0.432	0.923		0.616	0.334		0.702	0.759
140	0.433	0.900		0.592	0.327		0.697	0.780
142	0.455	0.879		0.569	0.320		0.692	0.796
144	0.467	0.858		0.547	0.314		0.687	0.813
146	0.480	0.837	0.319	0.526	0.308	Para este	0.682	0.831
148	0.492	0.818	para	0.505	0.301	caso de	0.678	0.853
150	0.505	0.799	cualquier	0.485	0.295	estudio el	0.673	0.876
152	0.518	0.781	ángulo	0.466	0.289	factor de	0.669	0.894
154	0.531	0.763	de	0.448	0.283	K <sub>6</sub> no fue	0.665	0.913
156	0.544	0.746	contacto.	0.430	0.278	necesario.	0.661	0.933
158	0.557	0.729		0.413	0.272		0.657	0.954
160	0.571	0.713		0.396	0.266		0.654	0.976
162	0.585	0.698		0.380	0.261		0.650	0.994
164	0.599	0.683		0.365	0.256		0.647	1.013
166	0.613	0.668		0.35	0.250		0.643	1.033
168	0.627	0.654		0.336	0.245		0.640	1.054
170	0.642	0.640		0.322	0.240		0.637	1.079
172	0.657	0.627		0.309	0.235		0.635	1.097
174	0.672	0.614		0.296	0.230		0.632	1.116
176	0.687	0.601		0.283	0.225		0.629	1.137
178	0.702	0.589		0.271	0.220		0.627	1.158
180	0.718	0.577		0.260	0.216		0.624	1.183

**Tabla para obtener el valor de K (Manual de recipientes a presión Eugene F. Megyesy).**





## BIBLIOGRAFIA

### MATERIAL IMPRESO

EUGENE F. Megyesy, manual de recipientes a presión diseño y calculo, primera edición, Ed. limusa. 1989.

ING. JUAN MANUEL LEON ESTRADA Juan Manuel, diseño y calculo de recipientes a presión, primera edición 2001.

LLOYD E. BROWNE AND EDWIN H. YOUNG. process equipment design. Edición 1959.

CÓDIGO A.S.M.E. SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1, EDICIÓN 1995.

HELMUT Thielsch, efectos y roturas en recipientes a presión tuberías, primera edición, ed. urmo, 1966.

HORWITZ, soldadura aplicaciones y practica, segunda edición, ed. alfaomega colombiana s.a., 2002.

### PAGINAS WEB

MONOGRAFIAS.COM, recipientes a presión, consulta: 27-septiembre-2011

<http://www.monografias.com/trabajos3/recip/recip.shtml>

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID, departamento de mecánica de medios continuos, y teoría de estructuras fotoelasticidad, consulta: 29-septiembre-2011

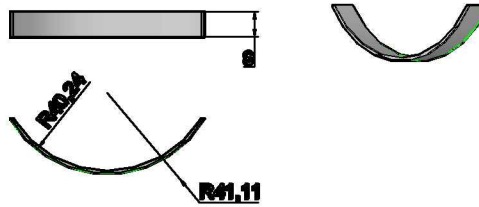
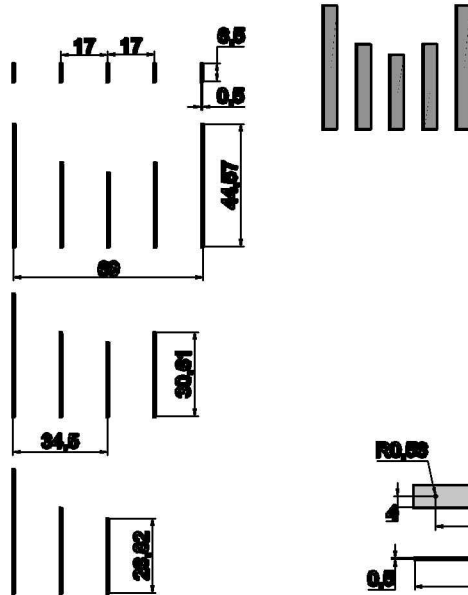
<http://ocw.uc3m.es/mecanica-de-medios-continuos-y-teoria-de-estructuras/elasticidad-resistencia-de-materialesii/material-de-clase-1/Fotoelasticidad.pdf>

"THE WELDING JOURNAL RESEARCH SUPPLEMENT." Stresses in Large Horizontal Cylindrical Pressure Vessels on Two Saddle Supports September 1951 CONSULTA: 25-SEPTIEMBRE-2011. <http://www.codeware.com/support/papers/zick.pdf>

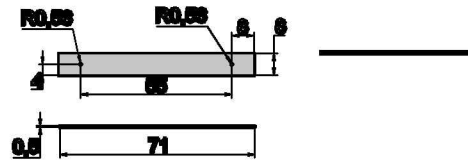
### TESIS

RODRIGUEZ VALDEZ Jorge, determinación de los esfuerzos en los dientes de una rueda tipo Catarina por los métodos fotoelastico y del elemento finito, tesis de maestría en ingeniería, IPN, México Df, 2006.

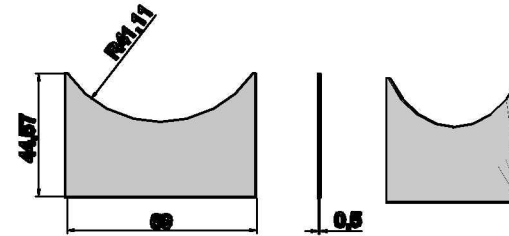
**A) COSTILLAS DE REFUERZO**



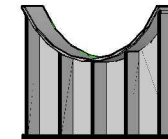
**D) PLACA DE DESGASTE**



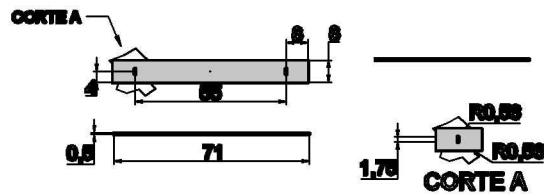
**B) PLACA BASE FIJA**



**C) ALMA**



**PICTÓRICO POR CLARIDAD**



**E) PLACA BASE MÓVIL**

**NOTA: UNA SILLETA TENDRÁ BARRENOS EN LA PLACA BASE PARA EL DESPLAZAMIENTO LOS DEMÁS ELEMENTOS SERÁN COMPLETAMENTE SEMEJANTES.**

ELEMENTOS DE SILLETA		
PARTE	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
A)	COSTILLAS DE REFUERZO	SA-283C
B)	PLACA BASE	SA-283C
C)	ALMA	SA-283C
D)	PLACA DE DESGASTE	SA-283C
E)	PLACA BASE MOVIL	SA-283C



**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL  
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MÉCANICA Y ELÉCTRICA  
UNIDAD AZCAPOTZALCO**



**ELABORADO POR:  
CESAR AUGUSTO AGUILAR DELGADILLO  
JOSE CRUZ ACEVEDO ZAMORA**



**DICIEMBRE 2011**

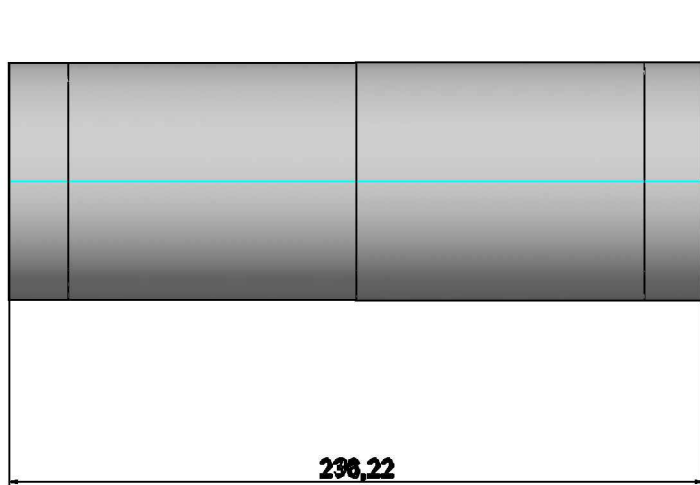
**ASESORES:  
M. EN C. RICARDO SÁNCHEZ MARTÍNEZ  
M. EN C. RICARDO CORTEZ OLIVERA**

**No. DE PLANO : 02**

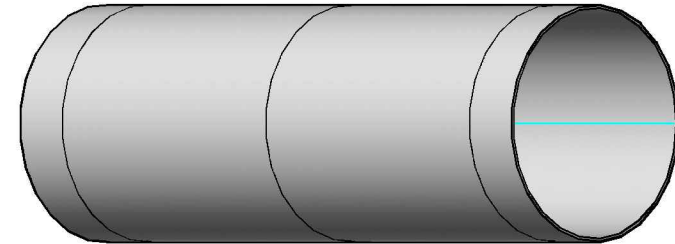
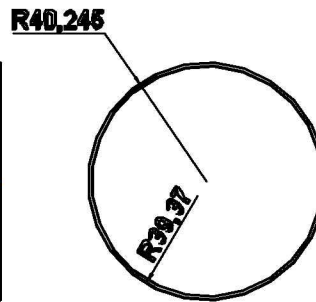
**ESCALA: NINGUNA.**

**ACOTACIONES SILLETA**

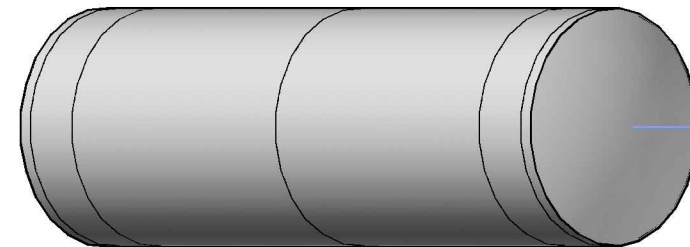
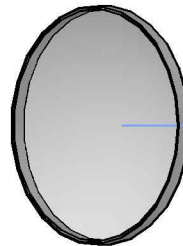
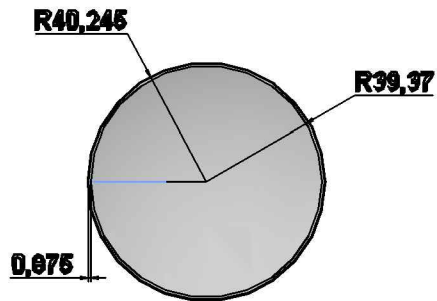
**ACOTACIONES: IN**



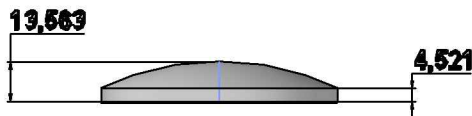
**A) CASCO**



<b>ELEMENTOS DEL RECIPIENTE</b>		
<b>PARTE</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>MATERIAL</b>
<b>A)</b>	<b>CASCO</b>	<b>SA-516-70</b>
<b>B)</b>	<b>CABEZAS</b>	<b>SA-516-70</b>



**PICTORICO POR CLARIDAD**



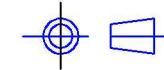
**B) CABEZAS**



**INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL  
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MÉCANICA Y ELÉCTRICA  
UNIDAD AZCAPOTZALCO**



**ELABORADO POR:  
CESAR AUGUSTO AGUILAR DELGADILLO  
JOSE CRUZ ACEVEDO ZAMORA**



**DICIEMBRE 2011**

**ASESORES:  
M. EN C. RICARDO SÁNCHEZ MARTÍNEZ  
M. EN C. RICARDO CORTÉZ OLIVERA**

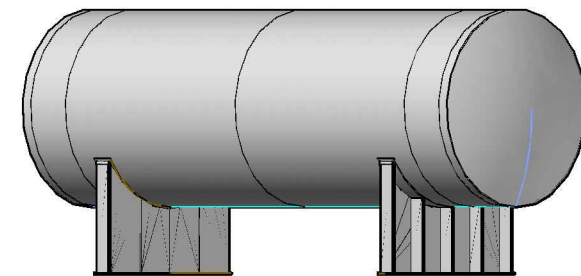
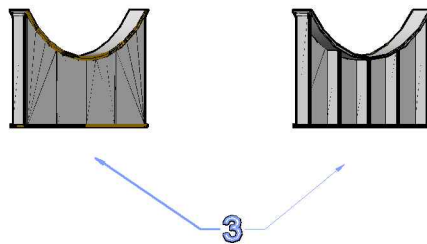
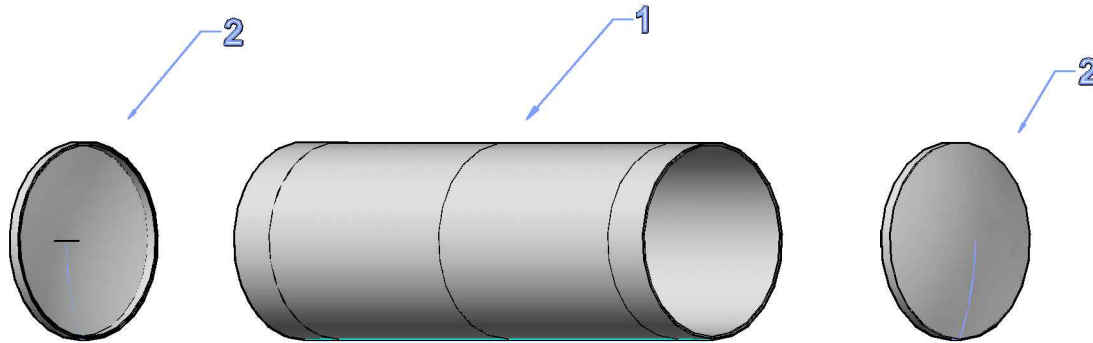
**No. DE PLANO : 03**

**ESCALA: NINGUNA.**

**ACOTACIONES RECIPIENTE**

**ACOTACIONES: IN**

ELEMENTOS DE SILLETA		
Nº DE PARTE	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	CASCO	SA-516-70
2	TAPAS	SA-516-70
3	SILLETAS	SA-283C



PICTORICO POR CLARIDAD



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL  
 ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA MÉCANICA Y ELÉCTRICA  
 UNIDAD AZCAPOTZALCO



ELABORADO POR:  
 CESAR AUGUSTO AGUILAR DELGADILLO  
 JOSE CRUZ ACEVEDO ZAMORA



DICIEMBRE 2011

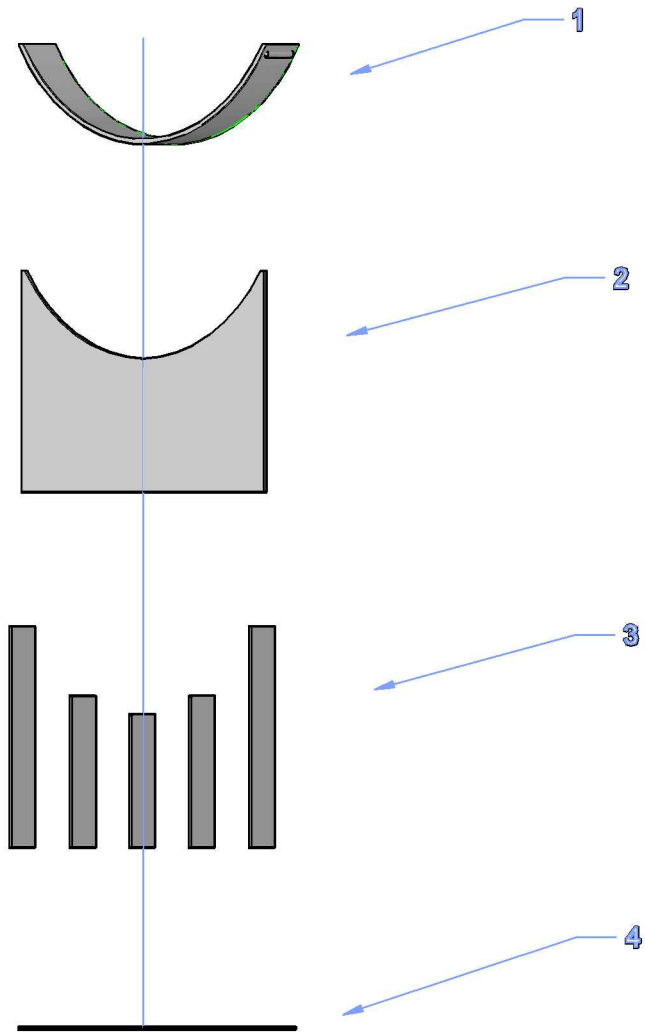
ASESORES:  
 M. EN C. RICARDO SÁNCHEZ MARTÍNEZ  
 M. EN C. RICARDO CORTEZ OLIVERA

No. DE PLANO : 01

ESCALA: NINGUNA.

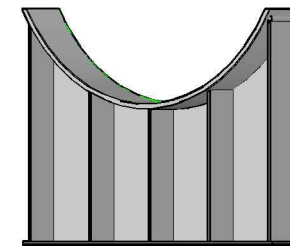
ENSAMBLE RECIPIENTE

ACOTACIONES: IN



## ELEMENTOS DE SILLETA

Nº DE PARTE	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	PLACA DE DESGASTE	SA-283C
2	ALMA	SA-283C
3	COSTILLAS DE REFUERZO	SA-283C
4	PLACA BASE	SA-283C



PICTÓRICO POR CLARIDAD

	<b>INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL</b> <b>ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA MÉCANICA Y ELECTRICA</b> <b>UNIDAD AZCAPOTZALCO</b>	
<b>ELABORADO POR:</b> <b>CESAR AUGUSTO AGUILAR DELGADILLO</b> <b>JOSE CRUZ ACEVEDO ZAMORA</b>		<b>DICIEMBRE 2011</b>
<b>ASESORES:</b> <b>M. EN C. RICARDO SÁNCHEZ MARTÍNEZ</b> <b>M. EN C. RICARDO CORTÉZ OLIVERA</b>	<b>Nº. DE PLANO : 04</b>  <b>ENSAMBLE SILLETA</b>	<b>ESCALA: NINGUNA.</b>  <b>ACOTACIONES: IN</b>