

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA  
SECCION DE POSTGRADO**



**“EVALUACION DE TENSIONES EN UN TANQUE  
CILINDRICO PARA GAS NATURAL VEHICULAR”**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL GRADO DE:  
MAESTRO EN CIENCIAS, MENCION INGENIERIA  
MECANICA, DISEÑO DE MAQUINAS**

**FORTUNATO ALVA DAVILA**

**PROMOCION 2001-II**

**LIMA-PERU**

**2008**

"Formular preguntas y posibilidades nuevas, ver problemas antiguos desde un ángulo nuevo, requiere imaginación creativa y es lo que identifica el verdadero avance en la ciencia"

Albert Einstein

## DEDICATORIA

Gracias de todo corazón y ternura a mi esposa Nancy por brindarme su comprensión.

A mis hijos Juan Carlos e Ismael y a mi pequeña Adriana por la motivación que me dan.

*Fortunato Alva Dávila*

## *AGRADECIMIENTOS*

*A mi asesor M.Sc. Ing° Rolando Pérez Ñaupá por su orientación en el desarrollo del trabajo.*

*Al señor Antonio Miranda Otoyá, Supervisor Comercial de Peruana de Gas Natural SAC, por su apoyo incondicional en la realización de los experimentos para el estudio del cilindro para GNV.*

*A mi Alma Mater la UNI por darme la oportunidad para realizar mis estudios de Postgrado.*

## INDICE

<b>INTRODUCCION</b>	15
Planteamiento del problema	17
Formulación del problema	18
Objeto de estudio	18
Objetivo	18
Alcances	19
Justificación	19
Limitaciones	20
Limitación temporal	19
Limitación espacial	20
Limitación conceptual	20
Hipótesis	20
Método de investigación	20
Tipo de investigación	22
Nivel de investigación	22
Novedad científica	22
<b>CAPITULO I</b>	23
<b>ESTADO DEL ARTE DE LOS CILINDROS PARA GNV Y LA EVALUACION DE LAS TENSIONES</b>	23
<b>1. Cilindros para Gas Natural vehicular</b>	23
<b>1.1 Descripción del cilindro</b>	23
1.1.1 Proceso de fabricación	23
1.1.2 Tipos de cilindros	25
1.1.3 Tamaño de los cilindros	25
1.1.4 Instalación de los cilindros	29
1.1.5 Componentes del Kit, instalación y localización en el vehículo.	30
1.1.6 Esquema de identificación de los elementos en el vehículo	32
<b>1.2 Normas técnicas</b>	33
<b>1.3 Antecedentes del estudio</b>	39

<b>CAPITULO II</b>	43
<b>TENSIONES EN LOS CILINDROS</b>	43
<b>2. CILINDROS SOMETIDOS A ALTAS PRESIONES</b>	43
<b>2.1 Cilindro de pared delgada</b>	43
2.1.1 Esfuerzo tangencial en el cilindro	43
2.1.2 Esfuerzo longitudinal en el cilindro	44
2.1.3 Esfuerzos locales de flexión en los cilindros de pared delgada	45
<b>2.2 Cilindro de pared gruesa</b>	46
2.3 Teoría de fallas	53
2.3.1 Teoría de falla de máxima energía de distorsión o Von Mises	53
2.3.2 Aplicación del criterio de Von Mises al cilindro en estudio	53
2.4 Método de los Elementos Finitos	55
2.4.1 Formulación del sistema axial	57
2.4.2 Procedimientos de la técnica de los elementos finitos	60
<b>CAPITULO III</b>	61
<b>METODOS PARA LA DETERMINACION DE TENSIONES Y DEFORMACIONES EN CILINDROS PARA GNV</b>	61
3.1. Cálculo del espesor mínimo de pared del cilindro (e)	61
3.1.1 Cálculo con el Código ASME, Sección VIII, División 1	62
3.1.2 Cálculo con la teoría de cilindro de pared delgada	63
3.1.3 Cálculo con la Norma ISO	63
3.1.4 Cálculo con la Norma IRAM 2526	64
3.2 Determinación de las tensiones por el método analítico	65
3.2.1 Cilindro de pared delgada	65
3.2.2 Cilindro de pared gruesa	68
3.3 Cálculo de las deformaciones por el método analítico	69
3.3.1 Cilindro de pared delgada	69
3.3.2 Cilindro de pared gruesa	70

<b>3.2 METODO DE SIMULACION NUMERICA</b>	71
3.2.1 El software	72
3.2.2 El Software Cosmos Works	72
3.2.3 Determinación de las tensiones y deformaciones por Simulación Numérica	73
3.2.4 Simulación del cilindro para 20 MPa de presión	75
<b>3.3 METODO EXPERIMENTAL</b>	81
3.3.1 Determinación de las tensiones y deformaciones por el método experimental	86
<b>RESULTADOS</b>	90
Método analítico	91
Para cilindro de pared delgada	90
Para cilindro de pared gruesa	90
Método de simulación numérica	91
Método experimental	91
<b>CONCLUSIONES</b>	92
Recomendaciones	94
Referencias bibliográficas	95
<b>ANEXOS</b>	99
<b>PLANOS</b>	

## RESUMEN

El presente trabajo trata sobre la evaluación de tensiones en un tanque cilíndrico para gas natural vehicular, utilizando el método analítico, estudiado por Lamé en 1833, por simulación numérica mediante el uso de un software comercial Cosmos Works, aplicando la técnica de elementos finitos y por el método experimental (*strain gages*).

El objetivo fundamental del estudio es, evaluar las tensiones y deformaciones de un tanque cilíndrico para GNV, para verificar la resistencia de los tanques que se están utilizando en la conversión vehicular.

El estudio permitirá determinar el nivel de los esfuerzos y deformaciones para verificar la resistencia de los cilindros para gas natural vehicular a la presión de operación de 20 MPa. En el País, se ha iniciado la conversión vehicular para el uso del gas natural, para lo cual los kits y los tanques de almacenamiento instalados en los vehículos, son importados, los cuales están ingresando al país sin ningún control de calidad. Actualmente, en el Perú, la tecnología sobre la fabricación de los cilindros para altas presiones no se ha desarrollado aún.

El Método de la simulación numérica, ha permitido simular el comportamiento del cilindro a la presión de operación con la distribución de las tensiones con resultados muy similares al método analítico, sólo con una discrepancia del 0,3 % por encima del método analítico. Sin embargo, el MEF, tiene una ventaja que facilita determinar las tensiones en la curvatura y en el cuello del cilindro. Y, los valores de las tensiones determinados por el método experimental con respecto al método analítico y el método de los elementos finitos hay una discrepancia del  $\approx 9\%$  por debajo, para ambos casos.

A la luz de los resultados obtenidos podemos afirmar que los métodos utilizados para determinar el espesor mínimo son adecuados. Los cilindros tienen el espesor ligeramente sobredimensionado.

**Palabras Clave:** Cilindro, tensiones, simulación numérica, cálculo analítico, método experimental, deformaciones.



## ABSTRACT

This paper deals with the assessment of tensions in a cylindrical tank for natural gas vehicle, using the analytical method, studied by Lamé in 1833, by numerical simulation using a commercial software Cosmos Works, applying the technique of finite element and the experimental method (strain gages).

The fundamental objective of the study is to assess the stresses and strains of a cylindrical tank for VNG, to verify the strength of tanks being used in the conversion vehicle.

The study will determine the level of effort and deformations to verify the resistance of cylinders for natural gas vehicles operating pressure of **20 MPa**. In the country, has begun converting vehicles to use natural gas, for which kits and storage tanks installed in vehicles are imported, which are entering the country without any quality control. Today, in Peru, the technology on the production of cylinders for high pressure has not been developed yet.

The method of numerical simulation, has allowed simulate the behaviour of the cylinder to the pressure of operation with the distribution of tensions with results very similar to the analytical method, with only a discrepancy of 0.3% above the analytical method. However, the FEM, has an advantage that facilitates determine tensions in the curvature and the neck of the cylinder. And the values of tensions determined by the experimental method with respect to the analytical method and the finite element method there is a discrepancy of 9% below, for both cases.

In light of the results we can say that the methods used to determine the minimum thickness are adequate. The cylinders are slightly over-thickness.

**KEYWORD:** Cylinder, tensions, numerical simulation, analytical calculations, experimental method, deformations.

## Lista de Símbolos

**ASME:** Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos

**C:** Carbono

**C<sub>1</sub>:** Constante de integración

**C<sub>2</sub>:** Constante de integración

**Cr:** Cromo

**D:** Matriz simétrica de un material dado

**D:** Diámetro interior del cilindro

**$d_i$ :** Diámetro interior del cilindro

**$d_0$ :** Diámetro exterior del cilindro

**E:** Módulo de elasticidad

**E:** Eficiencia de la junta

**e:** espesor de pared del cilindro

**“e”:** Elemento finito

**F:** Fuerza

**GLP:** Gas licuado de petróleo

**GNV:** Gas natural vehicular

**GNC:** Gas natural comprimido

**GNL:** Gas natural liquefactado

**ISO:** Internacional Society Organanization

**IRAM:** Norma Argentina

**K:** Matriz de rigidez global

**L:** Longitud de cilindro

**Mn:** Manganeso

**Mo:** Molibdeno

**$M_0$ :** Momento flector

**N:** Factor de seguridad

**N:** Función de interpolación

**NTP:** Norma Técnica Peruana

**P:** Fuerza

**P:** Fósforo

**$P_h$ :** Presión de prueba hidráulica

**$P_i$** : Carga distribuida  
 **$p_0$** : Presión exterior  
 **$p_i$** : Presión interior  
 **$R$** : Radio del cilindro  
 **$R_e$** : Esfuerzo de fluencia  
 **$R^{(e)}$** : Vector de carga de los elementos  
 **$r$** : Radio del cilindro  
 **$r_i$** : Radio interior  
 **$r_0$** : Radio exterior  
 **$S$** : Azufre  
 **$S_u$** : Esfuerzo de rotura  
 **$S_y$** : Esfuerzo de fluencia  
 **$S_{sy}$** : Esfuerzo de fluencia a corte  
 **$T$** : Fuerza distribuida  
  
 **$T$** : Fuerzas por unidad de superficie  
 **$u$** : Desplazamiento en x  
 **$v$** : Desplazamiento en y  
 **$w$** : Desplazamiento en z

### LETRA GRIEGA

**$\delta$** : Deformación o desplazamiento  
 **$\delta$** : Densidad  
 **$\delta_r$** : Deformación radial o desplazamiento radial  
 **$\varepsilon$** : Deformación unitaria  
 **$\varepsilon_t$** : Deformación unitaria en la dirección tangencial  
 **$\varepsilon_r$** : Deformación unitaria en la dirección radial  
 **$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$** : Deformaciones unitarias  
 **$\gamma_{xy}$** : Deformación en corte  
 **$\mu$** : Coeficiente de Poisson  
 **$\sigma_{adm}$** : Esfuerzo admisible

- $\sigma_e$  : Esfuerzo equivalente
- $\sigma_t$  : Esfuerzo tangencial
- $\sigma_l$  : Esfuerzo longitudinal
- $\sigma_r$  : Esfuerzo radial
- $\sigma_{m\acute{a}x}$  : Esfuerzo máximo
- $\sigma_0$  : Tensiones residuales iniciales
- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  : Esfuerzos principales
- $\tau_{m\acute{a}x}$  : Esfuerzo cortante máximo

## FIGURAS

- Figura 1.1** Proceso de fabricación de los cilindros
- Figura 1.2** Tamaños STD de cilindros para GNV
- Figura 1.3** Ubicación del cilindro en el vehículo
- Figura 1.4** Ubicación de los componentes
- Figura 1.5** Identificación de los elementos
- Figura 2.1** Diagrama del sólido aislado, la mitad del cilindro
- Figura 2.2** Sección transversal A-A que separa el cilindro
- Figura 2.3** Esfuerzos de membrana
- Figura 2.4** Elemento diferencial del cilindro
- Figura 2.5** Deformación del cilindro
- Figura 2.6** La distribución de los tres esfuerzos principales
- Figura 2.7** *Problema de simetría axial*
- Figura 2.8** *Problema de simetría axial en corte*
- Figura 2.9** *Volumen elemental*
- Figura 2.10** *Deformación de un volumen elemental*
- Figura 3.0** Diferencias entre mallado de bajo y alto orden
- Figura 3.1** Condiciones de entorno y carga
- Figura 3.2** Material del cilindro
- Figura 3.3** Discretización del cilindro en tetraedros

- Figura 3.4** Detalle del afinamiento automático de la malla en el cuello del cilindro
- Figura 3.5** Definición del mallado del cilindro en tetraedros de 4 nodos
- Figura 3.6** *Muestra de ejecución del programa*
- Figura 3.7** Distribución de esfuerzos de Von Mises en MPa
- Figura 3.8** Ubicación del punto de máximo esfuerzo
- Figura 3.9** Distribución de los desplazamientos en mm
- Figura 3.10** Ubicación del punto de máximo desplazamiento
- Figura 3.11** Factor de seguridad
- Figura 3.12** Típico strain gages
- Figura 3.13** Puente Wheastone
- Figura 3.14** *Medidor de deformaciones*
- Figura 3.15** Instalación de strain gages
- Figura 3.16** *Operación de la medición*

### **TABLAS**

- Tabla A.1** Vehículos en condiciones de conversión a GNV
- Tabla A.2** Cilindros para GNV- Cilbras
- Tabla A.3** *Lista de los componentes*
- Tabla A.4** *Resultado de las mediciones con strain gage*
- Tabla A.5** *Cuadro comparativo entre GNV/Diesel, gasolina y GLP*

## INTRODUCCION

Con la firma de los contratos del Gas de Camisea para la Explotación, Transporte y Distribución de gas natural y líquidos de gas natural, por el Ministro de Energía y Minas, Ing. Carlos Herrera Descalzi y los Consorcios ganadores, el 09 de diciembre del 2000, se estableció en el Perú, una nueva etapa para su desarrollo energético y económico.

El reemplazo del diesel y otros combustibles líquidos por gas natural producirá una mayor competitividad entre las empresas nacionales, al proporcionar energía a un menor costo. La disponibilidad de energía está provocando una reactivación y expansión industrial, doméstica y automotriz, promoviendo la creación de una gama de posibilidades de nuevos negocios y mejorando el nivel de vida de nuestra población, por ser un combustible **limpio, barato y seguro**.

El primer paso para lograr la masificación del uso del gas natural ya fue dado, el gobierno ha destinado **US \$ 100 millones de dólares** para la conversión de los vehículos a gas natural, así fomentar su consumo. Según un estudio de **COFIDE**, **28 947** vehículos y unidades de transporte podrían ser convertidos al uso del gas en el corto plazo, a la fecha esta meta ya se está cumpliendo y **170 000** vehículos a largo plazo. En primera etapa los equipos (cilindro y kit) de conversión están siendo importados, pero se espera su fabricación local. Dentro de este contexto la Universidad no puede estar ajena a este quehacer de la ingeniería, es decir de la creación de una tecnología propia a nuestra realidad.

Como un trabajo preliminar se ha decidido evaluar las tensiones y deformaciones en el cilindro, para un espesor de pared previamente calculado.

Mediante el uso de un software por simulación numérica, es posible generar sólidos y realizar el análisis de estos elementos con buena precisión para luego predecir y/o comprobar su comportamiento bajo la presión de trabajo. Estos avances permiten acceder a un conocimiento mucho más exacto de un elemento antes de ser construido, haciendo posible la detección de muchos de los problemas que de otro modo no se hubieran detectado con un proceso tradicional. También, es posible la verificación en un modelo construido, realizando la medición experimental a la presión de trabajo de **20 MPa**.

Este trabajo para una mejor comprensión, y con fines netamente didácticos, ha sido dividido en capítulos. En el primer capítulo se trata sobre el estado del arte de los cilindros y la evaluación de las tensiones de los mismos.

En el segundo capítulo, se presenta la información teórica sobre los cilindros, su comportamiento a altas presiones, los esfuerzos tangenciales, longitudinales y radiales producidos en la pared del cilindro, tanto en cilindros de pared delgada y gruesa. El criterio de falla utilizado, adaptado a un tanque cilíndrico. En el tercer capítulo, se utilizan los métodos: analítico, simulación numérica y el experimental para la determinación de los esfuerzos y deformaciones. A continuación se muestran los resultados del estudio y el análisis comparativo. Finalmente, se dan las conclusiones y recomendaciones

Se espera que el presente estudio sirva de referente en relación al tema, y asimismo se hace extensivo a otros investigadores a incursionar en este amplio e importante campo tecnológico, relacionado a la tarea del diseñador mecánico que permita impulsar el desarrollo de la tecnología, en este campo de la ingeniería.

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente en el mercado se disponen de tanques importados de procedencia brasilera, sin control de calidad. Las instituciones académicas no se interesan en el tema. Si los tanques tienen un espesor adecuado para la presión de trabajo de 20 MPa. La resistencia de éstos deben verificarse para dar la seguridad al usuario. Además, los cilindros importados tienen los costos muy elevados.

Según el Ministerio de Transportes y Comunicaciones (MTC), se cuenta a la fecha con **198 947** unidades de vehículos (gasolinera y a GLP) en condiciones de cambiar al uso del gas natural (ver tabla A.1).

**Tabla A.1 Vehículos en condiciones de conversión a GNV**

198 947 Vehículos están en condiciones de cambiar al uso del GNV		
	A CORTO PLAZO (2006-2007, en Lima)	A LARGO PLAZO (2007 a más, en Lima)
Cantidad de Vehículos	28 947	170 000
Financiamiento requerido	US \$ 27,2 Millones	US \$ 137,17 Millones
Tiempo estimado	2 años	Varios años
Proyecciones del parque Vehicular estimado según clase de vehículo al 2006	Automóvil: 638 528 Station Wagon: 217 677 Camioneta Pic Kup: 147 693 Camioneta Rural: 133 893 Camioneta Panel: 26 229	Ómnibus: 44 362 Camión : 107 432 Remolcador: 15 825 Remolque y Semiremolque: 18 670

FUENTE: COFIDE, MTC, 2006



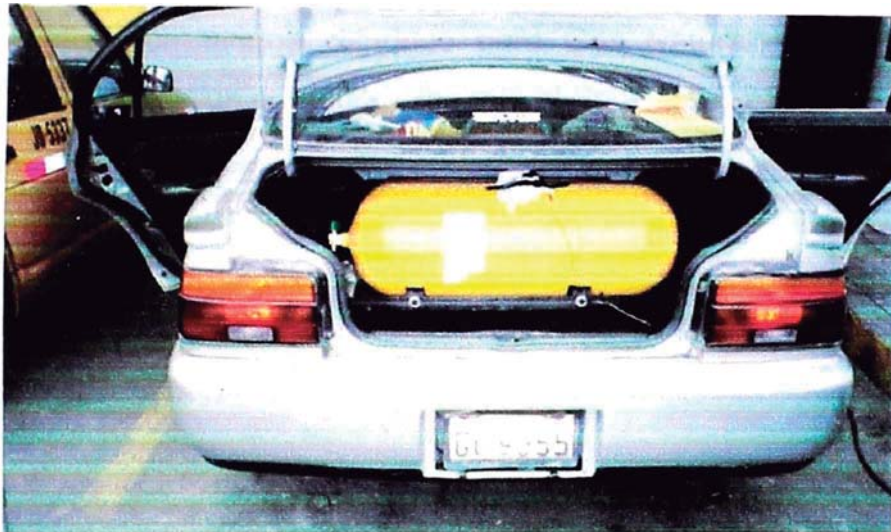
## FORMULACION DEL PROBLEMA

Se ha observado que, actualmente no se cuenta con la información publicada sobre la determinación de las tensiones y deformaciones en los cilindros para Gas Natural Vehicular, para verificar la resistencia de los cilindros con la presión de operación de 20 MPa.

Por ello se ha formulado realizar el estudio del cilindro, determinando su resistencia por tres métodos, el método analítico, simulación numérica y el experimental.

## OBJETO DE ESTUDIO

Un tanque cilíndrico de alta presión, para almacenamiento de gas natural, utilizado como combustible para vehículos automotores.



## OBJETIVO

Evaluar las tensiones y deformaciones de un cilindro para GNV, mediante tres métodos: analítico, simulación numérica y el experimental, para verificar la resistencia de los tanques que están siendo utilizados en la conversión vehicular.

## **ALCANCES**

El presente trabajo comprende:

- Determinación de las tensiones y deformaciones que se producen en un tanque cilíndrico para Gas Natural Vehicular, mediante el método analítico para recipientes de pared delgada.
- La determinación de las tensiones y deformaciones que se producen en un tanque cilíndrico para Gas Natural Vehicular, mediante el método analítico con las ecuaciones de Lamé [6] para recipientes de pared gruesa.
- La determinación de las tensiones y deformaciones que se producen en un tanque cilíndrico para Gas Natural Vehicular, mediante la simulación numérica, usando el Software COSMOS WORKS.
- Se realizarán las mediciones con strain gages, sólo para la presión de 20 MPa con la que opera el cilindro, porque no se cuentan con equipos necesarios para realizar las mediciones para presiones de 30 MPa y 45 MPa.

## **JUSTIFICACIÓN**

Los tanques de origen importados que se comercializan en nuestro medio no siguen un adecuado control de calidad.

Por otro lado las instituciones académicas y las privadas no están dando la debida importancia al tema planteado.

En el Perú, no se cuenta con la experiencia necesaria en este campo, mientras que en otros países, cada empresa fabricante maneja su propia tecnología, la cual no está difundida.

## **LIMITACIONES**

### **Limitación temporal**

El trabajo de investigación es de actualidad y se proyecta como un aporte a la verificación de la resistencia de los cilindros para el almacenamiento del gas natural vehicular.

### **Limitación espacial**

La investigación se realizará en el laboratorio N° 4 de la Facultad de Ingeniería Mecánica para la medición del espesor del cilindro por ultrasonido y los talleres de Peruana de Gas Natural SAC para la medición de las deformaciones del cilindro con el strain gage.

### **Limitación conceptual**

En cuanto al enfoque científico, será teórico y experimental, utilizando el criterio de falla de Von Mises, llamado también energía de distorsión.

## **HIPÓTESIS**

Es posible determinar en forma analítica, por simulación numérica y experimentalmente las tensiones y deformaciones en el cilindro para GNV, operando a una presión de **20 MPa**, lo que permite verificar la resistencia de los cilindros que están siendo utilizados en la conversión vehicular

## **METODO DE INVESTIGACION**

El presente estudio es de carácter analítico y experimental, para determinar las tensiones y deformaciones del cilindro, mediante los métodos: analítico, simulación numérica y experimental.

### **Método analítico:**

Se utilizan las ecuaciones para cilindros de pared delgada y pared gruesa (ecuaciones de Lamé) en resistencia de materiales.

**Método de simulación numérica:**

Se utiliza el método de los elementos finitos para calcular las tensiones y las deformaciones, empleando un software comercial, el Cosmos Works

**Método experimental:**

Se emplean los strain gages para medir las deformaciones y en base a esto se calculan las tensiones.

Se definen los parámetros de entrada: Presión de operación, diámetro, longitud, no se controló la temperatura y se usó un material dado.

**El procedimiento es el siguiente:**

- ◆ Se calcula el espesor del cilindro por diferentes criterios y considerando las normas técnicas.
- ◆ Se evalúan las tensiones y deformaciones para el espesor calculado, por los métodos: analítico, simulación numérica y el experimental.
- ◆ Se efectúa el análisis comparativo de las tensiones y deformaciones obtenidas por los métodos mencionados.
- ◆ Finalmente, se verifica, si el espesor del cilindro evaluado, satisface las condiciones de presión de operación, presión de prueba y la presión de rotura.

## **TIPO DE INVESTIGACION**

El presente trabajo, se ubica como una investigación académica y tecnológica en ciencias de la ingeniería, por la serie de características que la vinculan en forma natural con el proceso de innovación tecnológica.

La innovación es un proceso complejo que tiene como bases al análisis, la observación, la síntesis y el trabajo para obtener resultados de nuevos diseños, productos, procesos o servicios.

Como investigación tecnológica en las ciencias de la ingeniería se designa un ámbito de producción de conocimiento tecnológico validado, que incluye tanto el producto cognitivo, teorías, técnicas, tecnologías, etc, como las actividades que desarrollan los ingenieros para producir y validar dichos productos y conocimientos.

## **NIVEL DE INVESTIGACION**

Por el nivel de conocimientos que se adquieren se trata de una investigación exploratoria, investigación que se realiza con el propósito de destacar los aspectos fundamentales de una problemática determinada y descubrir los procedimientos adecuados para la solución de problemas y seguir profundizando en investigaciones posteriores, y así seguir desarrollando conocimiento. Es útil desarrollar este tipo de investigación porque, al contar con sus resultados, se simplifica abrir líneas de investigación y proceder a su consecuente comprobación.

## **NOVEDAD CIENTIFICA**

Por primera vez se hace una comparación de los valores de las tensiones en los cilindros de GNV a través del método analítico, del MEF y de métodos experimentales.

# **CAPITULO I**

## **ESTADO DEL ARTE DE LOS CILINDROS PARA GNV Y LA EVALUACION DE TENSIONES**

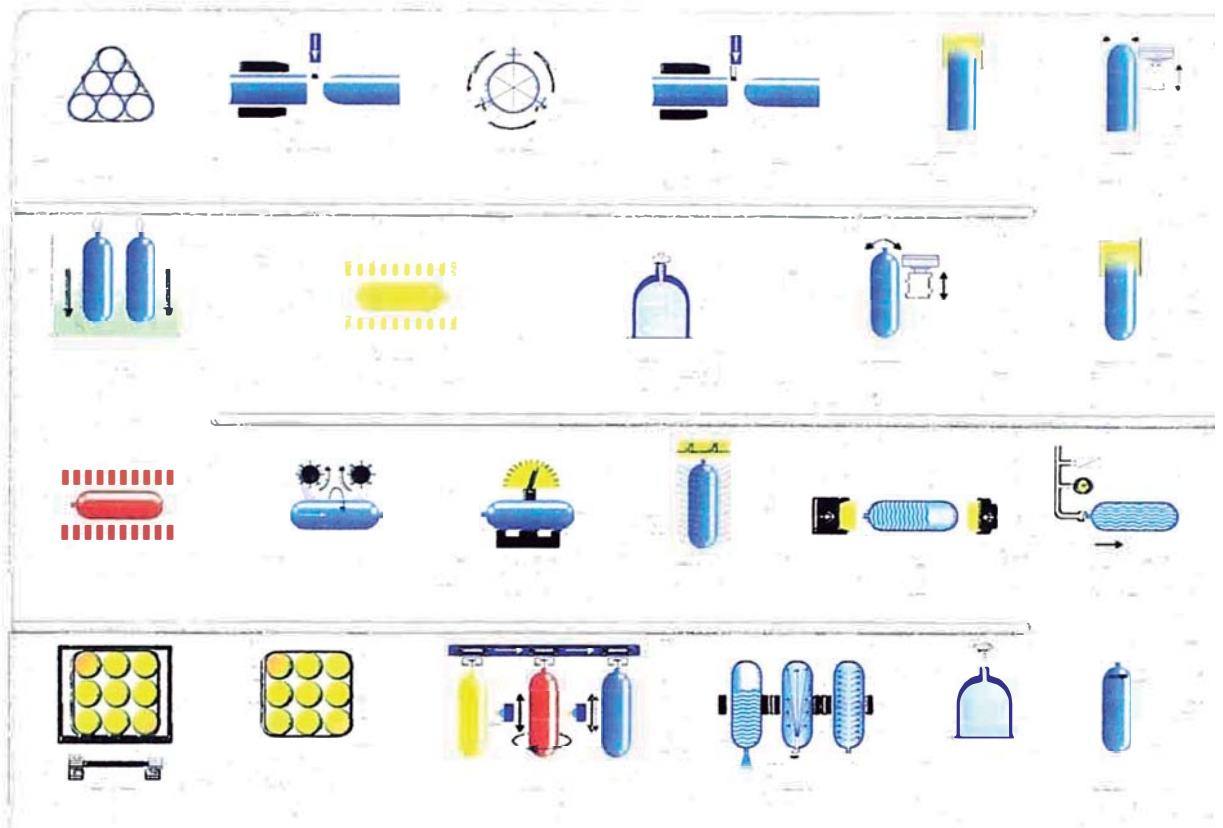
### **1.- CILINDROS PARA GAS NATURAL VEHICULAR**

#### **1.1 Descripción del cilindro**

Son cilindros especialmente diseñados para GNV, soportan 30 veces más presión que los tanques de GLP. Son fabricados en acero sin costura con un espesor de pared de **6 a 9 mm**, resisten una presión de trabajo de **20 MPa** y son probados a **30 MPa**. La longitud, diámetro y peso varían, la capacidad de almacenamiento por cilindro varía entre **6 y 24m<sup>3</sup>**, son protegidos contra la corrosión con pintura anticorrosiva, que evita la acumulación de humedad y suciedad en la parte de sujeción. También, pueden ser fabricados de aluminio o materiales compuestos.

#### **1.1.1.- Proceso de fabricación**

Los cilindros son fabricados a partir de tubos de acero de diferentes diámetros por el proceso de cierre rotacional en caliente. También son fabricados por forja o estampado de un lingote, o por embutido profundo de una chapa. En el proceso de cerrado del extremo no se adicionará material metálico. Durante su fabricación pasan por tratamiento térmico para eliminar las tensiones internas.



**Figura 1.1 Proceso de fabricación de cilindros**

- |                                   |                                 |
|-----------------------------------|---------------------------------|
| 1 - Materia Prima                 | 10.- Tratamiento térmico        |
| 2 - Corte de Tubos                | 11.- Balanza y ensayo de dureza |
| 3 - Laminador                     | 12.- Ensayo por ultrasonido     |
| 4 - Corte de Tubos                | 13.- Prueba de fugas            |
| 5 - Horno de Inducción            | 14.- Prueba hidrostática        |
| 6 - "Spinning" del Fondo          | 15.- Marcado de cilindros       |
| 7 - Horno de Inducción            | 16.- Limpieza interna           |
| 8 - "Spinning" del Ombro y Cuello | 17.- Pintura e inspección final |
| 9 - Apertura de la Rosca          | 18.- Embalaje y embarque        |

### 1.1.2 Tipos de cilindros

#### a).- Cilindros para uso vehicular tipo GNV-1

Son recipientes cilíndricos para GNV fabricados íntegramente en acero o aluminio de acuerdo a Normas vigentes en el país de fabricación.

#### b).- Cilindros para uso vehicular tipo GNV-2

Son recipientes cilíndricos con filamento continuo impregnado de resina (recubrimiento circunferencial) con cilindro interno metálico.

#### c).- Cilindros para uso vehicular tipo GNV-3

Son recipientes cilíndricos con filamento continuo impregnado de resina (recubrimiento total) con cilindro interno metálico.

#### d).- Cilindro para uso vehicular tipo GNV-4

Son recipientes cilíndricos con filamento continuo impregnado de resina (recubrimiento total) con cilindro interno metálico.

### 1.1.3 Tamaño de los cilindros

El tamaño de los cilindros para GNV está estandarizado, según la Norma ISO 4705D.

Las principales marcas de cilindros, citamos:

- Cilindros Cilbras           Brasil
- Cilindros Gifel.....Brasil
- Cilindros Inflex           Argentina
- Cilindros Salustri.....Uruguay
- Cilindros..Cordero.....Argentina



## CILINDROS PARA ALMACENAMIENTO DE GNV

### ► Diámetro 219 mm.



#### **Volumen 25 lts.**

Cap. Nominal: 6,0 Nm<sup>3</sup> = 6,5 lts. de nafta  
Peso: 32 Kg. - Largo 780 mm.

### ► Diámetro 230 mm.



#### **Volumen 28 lts.**

Cap. Nominal: 6,8 Nm<sup>3</sup> = 8 lts. de nafta  
Peso: 32 Kg. - Largo 850 mm.

### ► Diámetro 244 mm.



#### **Volumen 30 lts.**

Cap. Nominal: 7,3 Nm<sup>3</sup> = 8 lts. de nafta  
Peso: 38 Kg. - Largo 850 mm.



#### **Volumen 34 lts.**

Cap. Nominal: 8,5 Nm<sup>3</sup> = 9,5 lts. de nafta  
Peso: 42 Kg. - Largo 920 mm.



#### **Volumen 38 lts.**

Cap. Nominal: 9,5 Nm<sup>3</sup> = 10,5 lts. de nafta  
Peso: 48 Kg. - Largo 980 mm.



#### **Volumen 50 lts.**

Cap. Nominal: 12,5 Nm<sup>3</sup> = 14 lts. de nafta  
Peso: 65 Kg. - Largo 1.305 mm.



#### **Volumen 60 lts.**

Cap. Nominal: 15,0 Nm<sup>3</sup> = 17,0 lts. de nafta  
Peso: 75 Kg. - Largo 1.545 mm.

### ► Diámetro 323 mm.



#### **Volumen 50 lts.**

Cap. Nominal: 12,5 Nm<sup>3</sup> = 14 lts. de nafta  
Peso: 58 Kg. - Largo 800 mm.



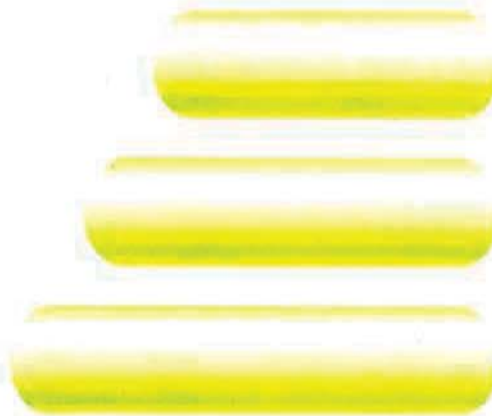
#### **Volumen 54 lts.**

Cap. Nominal: 13,5 Nm<sup>3</sup> = 15 lts. de nafta  
Peso: 60 Kg. - Largo 900 mm.



#### **Volumen 58 lts.**

Cap. Nominal: 14,0 Nm<sup>3</sup> = 16 lts. de nafta  
Peso: 65 Kg. - Largo 920 mm.



 **Volumen 65 lts.**

Cap. Nominal: 16,0 Nm<sup>3</sup> = 18 lts. de nafta  
Peso: 70 Kg. - Largo 980 mm.

 **Volumen 80 lts.**

Cap. Nominal: 20,0 Nm<sup>3</sup> = 22,6 lts. de nafta  
Peso: 85 Kg. - Largo 1.190 mm.

 **Volumen 100 lts.**

Cap. Nominal: 25,0 Nm<sup>3</sup> = 28 lts. de nafta  
Peso: 100 Kg. - Largo 1.470 mm.

► **Diámetro 340 mm.**



 **Volumen 47 lts.**

Cap. Nominal: 12,0 Nm<sup>3</sup> = 14 lts. de nafta  
Peso: 55 Kg. - Largo 720 mm.



 **Volumen 55 lts.**

Cap. Nominal: 13,5 Nm<sup>3</sup> = 15 lts. de nafta  
Peso: 62 Kg. - Largo 820 mm.



 **Volumen 59 lts.**

Cap. Nominal: 14,0 Nm<sup>3</sup> = 16 lts. de nafta  
Peso: 65 Kg. - Largo 870 mm.



 **Volumen 65 lts.**

Cap. Nominal: 16,0 Nm<sup>3</sup> = 18 lts. de nafta  
Peso: 70 Kg. - Largo 948 mm.

► **Diámetro 356 mm.**



 **Volumen 60 lts.**

Cap. Nominal: 14,0 Nm<sup>3</sup> = 16 lts. de nafta  
Peso: 65 Kg. - Largo 800 mm.



 **Volumen 65 lts.**

Cap. Nominal: 16,0 Nm<sup>3</sup> = 18 lts. de nafta  
Peso: 75 Kg. - Largo 880 mm.

**Figura 1.2 Tamaños STD de cilindros para GNV**

**TABLA A.2 CILINDROS PARA GAS NATURAL VEHICULAR - CILBRAS**

MODELO	PRESIÓN DE SERVICIO		CAPACIDAD HIDRÁULICA		CAPACIDAD DE GAS		DIÁMETRO EXTERNO		LARGO TOTAL		PESO	
	bar	psi	liters	cu in	m <sup>3</sup>	cu ft	mm	in	mm	in	kg	lbs
<b>Línea Tradicional</b>												
28.230.200 CrMo	200	2901	28.00	1.502.56	6.8	240.29	230.00	9.06	850.00	33.45	32.50	71.56
30.244.200 CrMo	200	2901	30.00	1.830.60	7.3	257.45	244.00	9.61	850.00	33.45	32.00	72.61
33.244.200 CrMo	200	2901	32.00	2.013.66	8.0	283.20	244.00	9.61	910.00	35.82	34.00	77.02
37.244.200 CrMo	200	2901	37.00	2.257.74	9.0	317.53	244.00	9.61	995.00	39.77	49.00	109.81
39.244.200 CrMo	200	2901	39.00	2.379.76	9.5	334.70	244.00	9.61	1.050.00	41.33	52.00	116.67
49.244.200 CrMo	200	2901	49.00	2.982.95	11.9	420.51	244.00	9.61	1.260.00	50.39	61.00	136.27
59.244.200 CrMo	200	2901	59.00	3.602.16	14.3	505.33	244.00	9.61	1.520.00	59.84	71.00	156.32
<b>Línea Grande</b>												
50.323.200 CrMo	200	2901	50.00	3.051.00	12.2	429.10	323.00	12.72	970.00	31.81	59.40	130.59
58.323.200 CrMo	200	2901	58.00	3.532.16	14.1	497.75	323.00	12.72	920.00	35.22	65.50	146.63
60.323.200 CrMo	200	2901	60.00	3.661.20	14.5	514.32	323.00	12.72	940.00	37.02	69.10	150.16
76.323.200 CrMo	200	2901	76.00	4.637.52	18.5	652.23	323.00	12.72	1.160.00	45.27	80.30	177.06
84.323.200 CrMo	200	2901	84.00	5.125.68	20.9	720.88	323.00	12.72	1.255.00	49.40	86.50	190.73
100.323.200 CrMo	200	2901	100.00	6.102.00	24.3	858.19	323.00	12.72	1.470.00	57.87	99.50	219.40
<b>Línea Extra Ligera - 140</b>												
47.340.200 CrMo	200	2901	47.00	2.867.94	11.4	403.25	340.00	13.39	710.00	28.26	55.30	122.16
55.340.200 CrMo	200	2901	55.00	3.356.10	13.8	472.01	340.00	13.39	823.00	32.40	62.40	137.59
57.340.200 CrMo	200	2901	57.00	3.476.14	13.9	499.17	340.00	13.39	850.00	32.96	62.70	140.46
59.340.200 CrMo	200	2901	59.00	3.602.18	14.3	526.33	340.00	13.39	860.00	34.17	65.00	143.33
63.340.200 CrMo	200	2901	63.00	3.844.26	15.3	540.55	340.00	13.39	910.00	35.14	69.30	152.61
65.340.200 CrMo	200	2901	65.00	3.966.30	15.8	567.95	340.00	13.39	940.00	37.32	70.30	155.01
68.340.200 CrMo	200	2901	68.00	4.149.36	16.5	593.57	340.00	13.39	930.00	39.96	72.30	159.42
74.340.200 CrMo	200	2901	74.00	4.515.48	18.0	635.59	340.00	13.39	1.063.00	41.85	77.30	170.45
90.340.200 CrMo	200	2901	90.00	5.491.80	21.9	772.37	340.00	13.39	1.252.00	49.52	90.00	199.45
100.340.200 CrMo	200	2901	100.00	6.102.00	24.3	858.19	340.00	13.39	1.362.00	54.54	99.00	216.09
107.340.200 CrMo	200	2901	107.00	6.522.14	26.0	918.27	340.00	13.39	1.476.00	59.18	100.70	226.66
119.340.200 CrMo	200	2901	119.00	7.261.56	28.9	1.021.26	340.00	13.39	1.628.00	64.48	113.60	250.93
<b>Línea Extra Ligera - 156</b>												
59.356.200 CrMo	200	2901	59.00	3.602.16	14.3	505.33	356.00	14.02	870.00	31.29	65.50	146.63
63.356.200 CrMo	200	2901	63.00	3.844.26	15.3	540.55	356.00	14.02	860.00	33.46	69.90	154.13
69.356.200 CrMo	200	2901	69.00	4.210.56	16.8	592.15	356.00	14.02	920.00	35.22	74.60	164.49
82.356.200 CrMo	200	2901	82.00	5.003.64	19.9	703.72	356.00	14.02	1.055.00	41.53	83.70	184.56
99.356.200 CrMo	200	2901	99.00	6.040.95	24.1	849.51	356.00	14.02	1.250.00	49.21	96.80	213.84
119.356.200 CrMo	200	2901	119.00	7.261.39	28.9	1.021.26	356.00	14.02	1.470.00	57.87	111.50	245.66
136.356.200 CrMo	200	2901	136.00	8.295.72	35.0	1.167.14	356.00	14.02	1.660.00	64.96	120.70	267.75
<b>Línea Premium</b>												
74.370.200 CrMo	200	2901	74.00	4.515.48	18.0	635.56	370.00	14.57	910.00	35.82	61.00	136.61
83.390.200 CrMo	200	2901	83.00	5.064.66	20.2	712.30	390.00	15.35	910.00	35.82	69.00	196.25
<b>Especificaciones de Cilindros para Estaciones Fijas</b>												
100.340.250 CrMo	250	3.626	100.00	6.102.00	31.0	1.094.61	340.00	13.39	1.362.00	54.54	121.00	266.61
120.340.250 CrMo	250	3.626	120.00	7.322.40	37.2	1.313.78	340.00	13.39	1.630.00	64.17	141.00	310.91
125.340.250 CrMo	250	3.626	125.00	7.627.50	30.4	1.072.74	340.00	13.39	1.660.00	65.53	150.00	330.75

Capacidad del gas estimada para la temperatura de 21 °C e presión de 200 bar



#### **1.1.4 Instalación de los cilindros**

Los cilindros se pueden instalar en diferentes lugares dependiendo del tipo de vehículo.

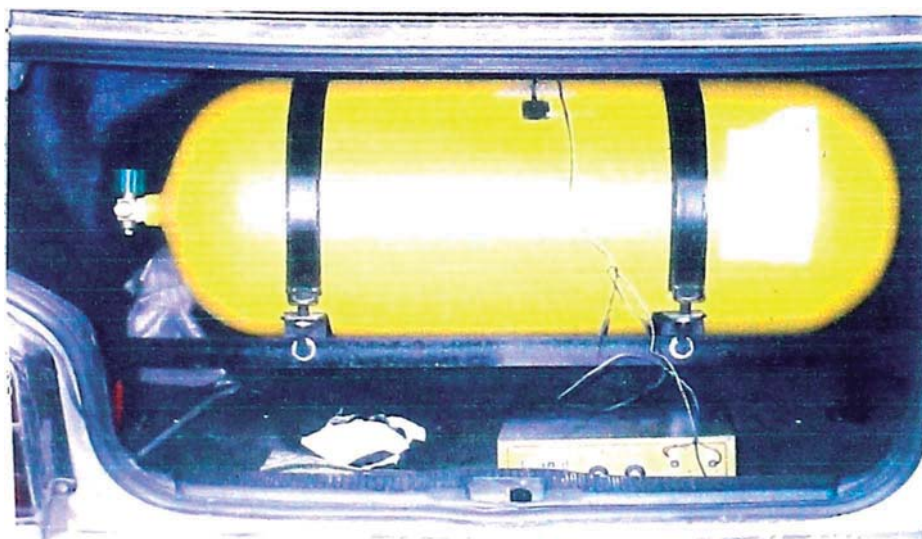
Los lugares típicos de instalación son:

- En vano baúl en vehículos tipo sedan
- Detrás del asiento trasero en camionetas rurales
- En caja de carga o bajo piso en vehículos comerciales.

En la instalación de los soportes del cilindro, deben reforzarse de ser necesaria las zonas de anclaje para evitar deformaciones en la estructura (piso, caja, etc.).

La instalación del cilindro sobre los soportes del cilindro se realiza intercalando entre ellos juntas de goma a fin de evitar el deterioro del cilindro. Por la misma razón, los zunchos de anclaje tienen una protección plástica.

Los soportes están hecho de acero, soldado y pintado con antióxido negro mate y toda modificación (corte, limado, soldadura) debe ser tratada con antióxido negro mate.



**Figura 1.3 Ubicación de cilindro en el vehículo**

### 1.1.5 COMPONENTES DEL KIT, INSTALACION Y LOCALIZACION EN EL VEHICULO

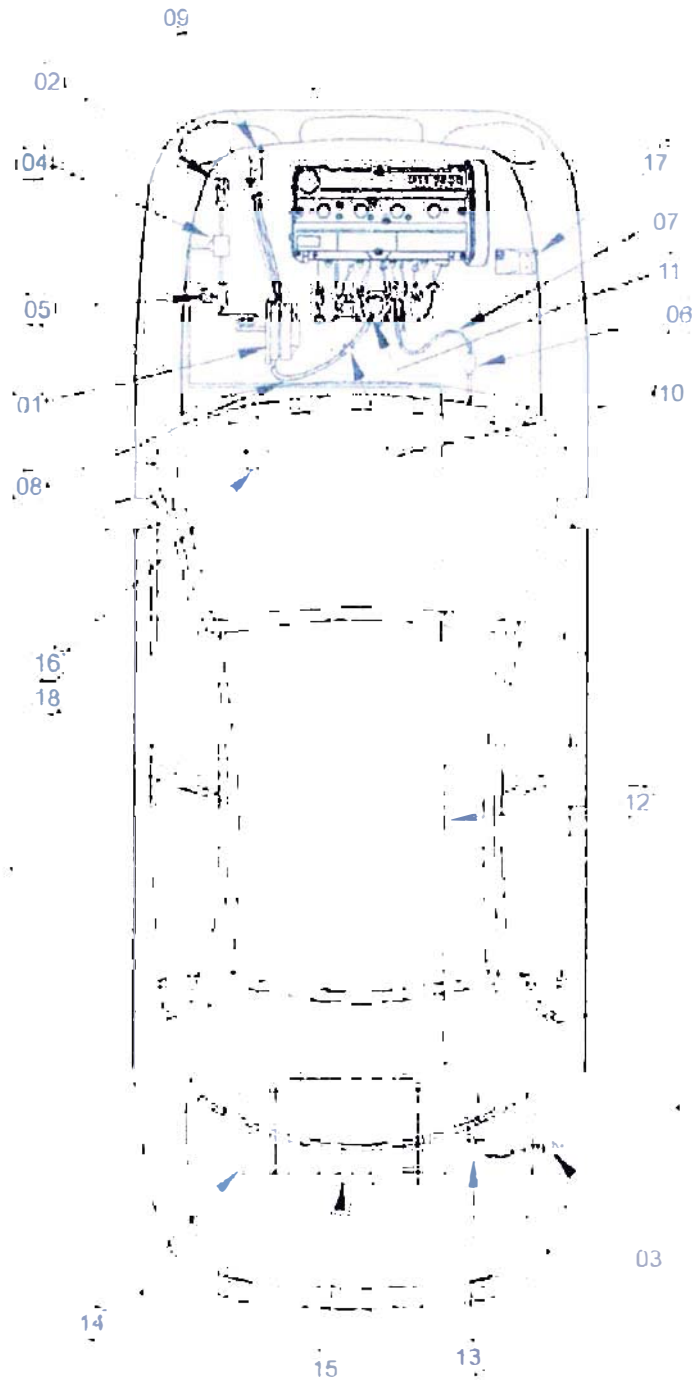


Figura 1.4 Ubicación de los componentes

Tabla A.3 Lista de los componentes

POS	COMPONENTES	UBICACION
1	Reductor o regulador de presión	Vano motor
2	Pico de carga interno	Vano motor
3	Pico de carga externo (no siempre utilizado)	Según vehículo
4	Válvula de carga	Vano motor
5	Manómetro	Vano motor
6	Electroválvula de gasolina	Vano motor
7	Pico dosificador / Mezclador (Según corresponda)	Vano motor
8	Tubería y conexiones de gas a baja presión	Vano motor
9	Tubería y conexiones de agua	Vano motor
10	Regulador de caudal (Válvula de máxima)	Vano motor
11	Tubería y conexiones de gasolina	Vano motor
12	Tubería y conexiones de gas a alta presión y elementos de protección	Bajo piso
13	Tubería para venteo	Baúl, caja o bajo chasis según vehículo
14	Cilindro contenedor de GNC con válvula de cilindro y disco de alivio	Baúl, caja o bajo chasis según vehículo
15	Soportes para cilindro/s (completo)	Baúl, caja o bajo chasis según vehículo
16	Llave de conmutación y cebado con cableado y fusible	Habitáculo
17	Variador electrónico de avance (opcional)	Vano motor
18	Indicador remoto de combustible (opcional)	Vano motor

Todos los componentes son suministrados con sus accesorios correspondientes para una correcta instalación en el vehículo.

### 1.1.6 ESQUEMA DE IDENTIFICACION DE ELEMENTOS EN EL VEHICULO

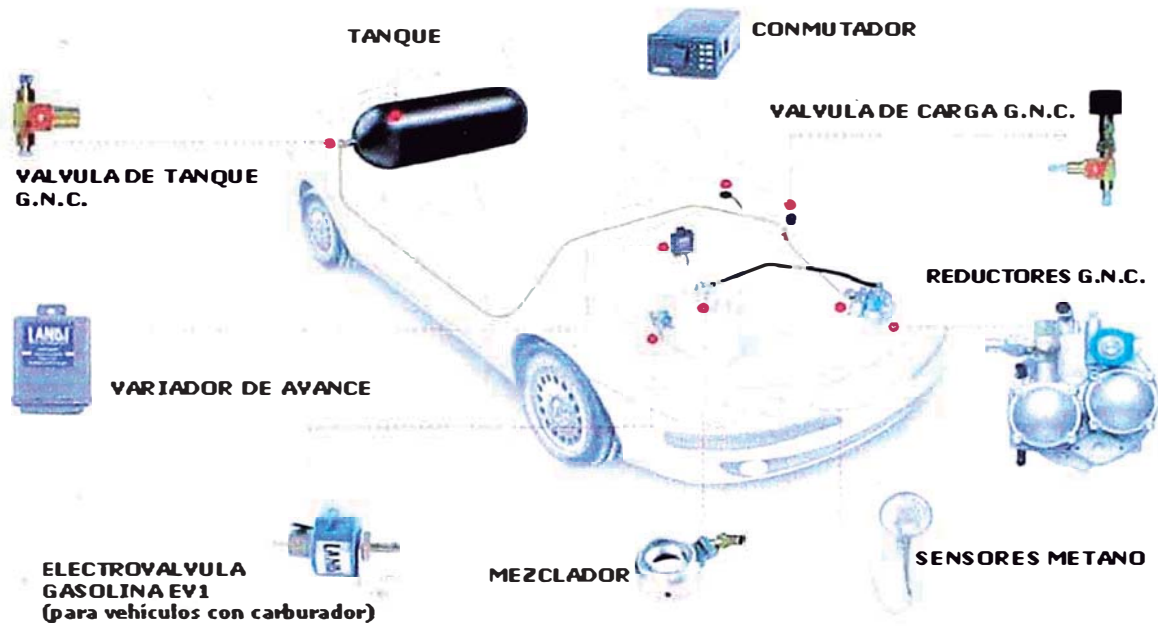


Figura 1.5 Identificación de los elementos

## 1.2 NORMAS TECNICAS

La Norma Técnica Peruana (NTP 111.013:2004) y las Normas Internacionales ISO 9809 -2: 2000, establecen los requisitos mínimos de cilindros de gas, livianos, recargables, producidos en serie, previstos sólo para el almacenamiento como combustible de gas natural comprimido a alta presión en vehículos automotores, en los cuales se fijan los cilindros. Las condiciones de servicio no cubren cargas externas, que se pueden presentar por choques de vehículos.

Para los propósitos de la Norma Técnica Peruana se aplican las siguientes definiciones y términos:

### A.- Condiciones estándar de servicio

Las condiciones estándar de servicio, especificadas, se indican como base para el diseño, fabricación, inspección, ensayo y aprobación de cilindros que deben estar instalados permanentemente en los vehículos y se usan para almacenar gas natural a temperatura ambiente, para uso como combustible de los vehículos.

### B.- Vida de Servicio

El fabricante de los cilindros debe especificar la vida de servicio, durante el cual los cilindros son seguros, sobre la base de uso en las condiciones de servicio especificadas en esta NTP. La vida de servicio máxima debe ser de **20 AÑOS**.

Para los cilindros metálicos y con cilindros internos metálicos, la vida de servicio se debe basar en la tasa de crecimiento de fisuras por fatiga. La inspección por **ULTRASONIDO** u otra inspección equivalente, de cada cilindro interno metálico, debe asegurar que no existen grietas que superen el tamaño máximo permitido. Este enfoque permite optimizar el diseño y la fabricación de cilindros livianos para el servicio de gas natural vehicular.



### **C.- Presiones máximas**

La NTP 111.013:2000 y la Norma Iso 9809:2000, se basan en una presión de operación de **20 MPa** a una temperatura de **15 °C** para gas natural como combustible. con una presión máxima de llenado de **26 MPa**. Se pueden adaptar otras presiones de operación ajustando la presión de trabajo de **25 MPa** requiere que se multipliquen las presiones (presión de ensayo, de autodeformación, de rotura, etc) por un factor de 1,25.

Excepto cuando se ha ajustado la presión de esta forma, el cilindro debe estar diseñado de manera que sea adecuado para los siguientes límites de presión:

**C1.-** Presiones que se establecerían a **20 MPa** con temperaturas establecidas de **15 °C**.

**C2.-** La máxima no debe superar **26 MPa**, sin tener en cuenta las condiciones de llenado o la temperatura.

### **D.- Diseño del número de ciclos de llenado**

Los cilindros deben estar diseñados para ser llenados a una presión establecida de **20 MPa** y a una temperatura establecida de **15°C**, hasta **1 000 veces** por año de servicio.

### **E.- Requisitos de los cilindros metálicos tipo GNV-1**

Esta NTP no suministra fórmulas de diseño ni indica los esfuerzos o deformaciones permisibles, pero requiere que el diseño sea satisfactorio, lo cual se debe establecer mediante cálculos adecuados y se debe demostrar con ensayos para mostrar que los cilindros son capaces de cumplir consistentemente los ensayos de materiales, calificación de diseño, ensayos de producción y lote, especificados en esta NTP.

El diseño debe asegurar el modo de falla "**fuga antes de rotura**" (LBB) bajo la factible degradación de las partes bajo presión durante el servicio normal. Si la fuga del cilindro metálico ocurre, esto debe ser únicamente por el crecimiento de la grieta por fatiga.

## **F.- Materiales**

Los materiales que se usen deben ser adecuados para las condiciones de servicio especificadas. El diseño no debe tener materiales incompatibles en contacto.

Los aceros deben ser aleados con aluminio o silicio, o ambos, y producidos predominantemente con la práctica de grano fino.

La composición química de todos los aceros debe estar declarada y definida al menos por lo siguiente:

- El contenido de carbono, manganeso, aluminio y silicio, en todos los casos;
- El contenido de cromo, níquel, molibdeno, boro y vanadio y el de otros elementos de aleación adicionados especialmente.

## **G.- Requisitos de diseño**

### **G1. Presión de ensayo**

La presión de ensayo mínima que se use para la fabricación debe ser de **30 MPa**, es decir **1,5** veces la presión de trabajo.

### **G2. Presión de rotura**

La presión mínima de rotura real no debe ser inferior a **45 MPa**

### **G3. Análisis de esfuerzos**

Se deben calcular las tensiones en el cilindro a **20 MPa**, a la presión de ensayo y la presión de rotura de diseño. Los cálculos deben basarse en análisis adecuados para determinar la distribución de los esfuerzos con el fin de justificar el diseño de espesor mínimo de las paredes.

### **G4. Tamaño mínimo de los defectos**

Se debe especificar el tamaño máximo de los defectos en cualquier sitio del cilindro metálico, de tal manera que el cilindro cumpla los requisitos de ciclos de presión y **LBB**.

#### **G5. Orificios para entrada o salida del gas natural**

Las aperturas sólo están permitidas en las cabezas. La línea central de las aberturas debe coincidir con el eje longitudinal del cilindro.

#### **G6. Protección contra incendio**

El diseño del cilindro debe prever que el mismo esté protegido con dispositivos de alivio de presión. El cilindro, sus materiales, los dispositivos de alivio de presión **(DAP)** y cualquier aislamiento o material protector agregado, debe estar diseñado en conjunto para asegurar la seguridad adecuada durante condiciones de incendio, para el ensayo especificado.

#### **H.- Fabricación y terminado**

El cilindro se fabricará ya sea por forjado o estampado de un lingote o tocho macizo, o a partir de un tubo sin costura, o por embutido profundo de una chapa. En el proceso de cerrado del extremo no se adicionará material metálico. Finalmente se realiza lo siguiente:

##### **H1. Sellado definitivo**

Se debe examinar el espesor y el acabado superficial de cada cilindro antes de llevar a cabo las operaciones de formado definitivo.

Los extremos de la base de los cilindros de acero que han sido cerrados con un proceso de formado se deben inspeccionar con END o equivalente.

No se debe agregar metal en el proceso de cierre de los extremos.

##### **H2. Tratamiento térmico**

Después de formar el extremo de los cilindros, éstos se deberán tratar térmicamente para obtener el rango de dureza especificada en el diseño. No está permitido el tratamiento térmico localizado.

### **H3. Rosca del cuello o gollete**

Las roscas deben ser cortadas limpiamente, uniformes, sin discontinuidades en la superficie, estandarizadas y deben cumplir las normas aceptables para el inspector.

#### **I.- Procedimientos para ensayos de prototipos**

Se deben realizar ensayos de prototipo de cada nuevo diseño, en cilindros terminados, los cuales son representativos de producciones normales y completas con sus marcas de identificación.

#### **I1.- Ensayos de materiales para cilindros de acero**

Se deben realizar ensayos de materiales a los cilindros de acero, de la siguiente manera:

- **Ensayo de resistencia a la tracción**

Se deben determinar en el cilindro terminado las propiedades materiales del acero de acuerdo con lo establecido en el apartado A.1, y debe cumplir los requisitos allí indicados.

- **Ensayo de impacto**

Se deben determinar en el cilindro terminado las propiedades al impacto del acero de acuerdo con lo establecido en el apartado A.2, y debe cumplir los requisitos allí indicados.

- **Ensayo de resistencia al agrietamiento por esfuerzos de sulfuro**

Si el límite superior de la resistencia a la tracción especificada para el acero es superior a **950 MPa**, se debe someter el acero del cilindro terminado a un ensayo de resistencia al agrietamiento por esfuerzos de sulfuro de acuerdo con lo establecido en el apartado A.3, y debe cumplir los requisitos allí indicados.

#### **I2.- Ensayo de rotura por presión hidrostática**

Tres cilindros representativos se deben presurizar hidrostáticamente hasta que fallen, de acuerdo con lo establecido en el apartado **A.12**.

Las presiones a las cuales se rompan los cilindros deben superar la presión mínima de rotura, calculada de acuerdo con el análisis de esfuerzos del diseño, la cual debe ser de **45 MPa** como mínimo.

### **13. Ensayo de ciclos de presión a temperatura ambiente**

Se deben ciclar dos cilindros a presión a temperatura ambiente, de acuerdo con lo establecido en el apartado A.13 hasta que fallen, o hasta un mínimo de **45 000 ciclos**. Los cilindros no deben fallar antes de alcanzar la vida de servicio, especificada en años, multiplicada por **1 000 ciclos**. Los cilindros que superen los **1 000 ciclos** multiplicados por la vida de servicio, especificada en años, deben fallar por fugas y no por ruptura. Los cilindros que no fallen a los **45 000 ciclos** se deben destruir, bien sea continuando con los ciclos o presurizándolos hidrostáticamente hasta que se rompan.

### **14. Ensayo de fuga antes de rotura (LBB)**

Se debe realizar el ensayo LBB de acuerdo con lo establecido en el apartado A.6, y debe cumplir los requisitos allí indicados.

### **15. Ensayo de fuego**

Se debe ensayar uno o dos cilindros, según sea apropiado, de acuerdo con lo establecido en el apartado A.15, y deben cumplir los requisitos allí indicados.

### **16. Ensayo de penetración**

Se debe ensayar un cilindro de acuerdo con lo establecido en el apartado A.16, y debe cumplir los requisitos allí indicados.

### **17. Cambio de diseño**

Un cambio de diseño es cualquier cambio en la selección de los materiales estructurales o de las dimensiones no atribuibles a las tolerancias normales de fabricación.

### 1.3 ANTECEDENTES DEL ESTUDIO

Haremos el análisis de los trabajos realizados acerca del tema por los investigadores que a continuación mencionamos:

1.- **Deng-Jr Peng** [25], en su artículo: "Failure análisis of a silane gas cylinder valve", hace un estudio de falla en cilindros de gas silano, destacando la importancia de la resistencia del conjunto, sin embargo solamente analiza la válvula y no el cilindro.

2.- **C.J.B. Dicken y W. Mérida** [26], en su artículo: "Measured effects of Filling time and initial mass on the temperatura distribution within a hydrogen cylinder during refuelling, han realizado un estudio sobre los efectos de tiempo de alimentación y la masa inicial en la distribución de temperatura en cilindros de hidrógeno, sin embargo no analizaron las tensiones que se producen.

3.- **John W.H. Price** [27], en su artículo: "An acetylene cylinder explosion: A most probable cause analysis, describe la falla y las circunstancias que la rodean, examina la naturaleza de la explosión que ocurrió y una explicación de los hechos. Dado que no hay pruebas físicas restantes de la forma en que la falla ocurrió, el análisis se concentra en una evaluación de la causa más probable de la explosión. Pero no analiza el cilindro.

4.- **F. Rauscher** [28], en su artículo: "Fatiga de los recipientes a presión no soldadas hechas de acero de alta resistencia", han sido evaluados las tensiones en los elementos roscados de sujeción del cilindro, pero no así el cilindro.

5.- **L. Benussi** [29], en su artículo: "Diseño e implementación de un sistema de inversión de cilindro de gas automático sobre la base de un sistema de detector interno de temperatura", presenta el diseño de un sistema de

detector de alimentación de gas de unas configuraciones experimentales modernas que requieren un flujo ininterrumpido con la posibilidad remota de vigilancia y el control. Sin tomar en cuenta el comportamiento del cilindro.

6.- **G.R. Holcomb** [30], en su artículo: "Análisis de falla de una válvula de cilindro de gas HCL", la falla por suciedad de una válvula del cilindro de gas de anhídrido clorhídrico HCL, fue investigado después de una falla que llevó a una liberación accidental del gas HCL. Se supuso que el agua penetró en la válvula por una purga inapropiada, y se creó un entorno muy corrosivo y permitió la falla por suciedad. El cilindro no fue examinado.

7.- **B. Su, Ch. Li y G.S. Bhuyan** [31], en su artículo: "Comparación entre los parámetros de la fractura de un cilindro de aluminio con grietas bajo diferentes condiciones de deformación", los cálculos de la mecánica de fractura plástica-elástica no lineal y elástica lineal han sido llevados a cabo en un diseño de un cilindro de gas todo de aluminio, mediante el análisis tridimensionales finitos. Pero no se ha considerado un cilindro de acero, como el caso nuestro.

8.- **B. Su y G.S. Bhuyan** [32], en su artículo: "Comportamientos de las fracturas de los cilindros de acero con grietas axiales diferentes", han realizado el estudio sobre las grietas, usando el método del elemento finito tridimensional, las investigaciones de los comportamientos de las fracturas elasto-plástica no lineal y elástica lineal de todos los cilindros de gas de acero con diferentes grietas orientadas axialmente, se llevaron a cabo. El desplazamiento de apertura de la grieta (CMOD) y las fuerzas de dirección de la grieta, para los cilindros que contienen profundas grietas axiales, las cuales tienen la profundidad de la grieta del 25% -100% del espesor de pared, y la longitud de la grieta de 10 veces el espesor de la pared, se obtuvieron. Sin embargo, solamente analizan la fractura y no las tensiones en el cilindro.

9.- **B. Su y G.S. Bhuyan** [33], en su artículo: "Propiedades de la fractura elástica de los cilindros de gas de acero con diferentes tipos de grietas axiales", han realizado el estudio del cilindro que son sometidos a presiones que fluctúan, debido a la operación de reabastecimiento. Para establecer un método de prueba relevante para garantizar la fuga antes que el comportamiento de falla se rompa a través de las grietas de la pared sea un valor práctico para el diseño de la ingeniería y la aplicación de estos cilindros. En el análisis no fueron evaluadas las tensiones que se producen en el cilindro.

10.- **B. Su y G.S. Bhuyan** [34], en el artículo: "Propiedades de fractura elasto-plástica de un cilindro de aluminio de gas con diferentes grietas", los cilindros de aluminio para gas natural a presiones fluctuantes han sido estudiados, para establecer un método de prueba relevante para garantizar la fuga antes que el comportamiento de la falla se rompa a través de las grietas de la pared, encontraron la variación de las profundidades de las grietas de 22.55% al 100% del espesor de pared. Sin embargo, no se ha analizado las tensiones producidas en el cilindro.

11.- **John W.H. Price, Raafat N. Ibrahim and Dmitry Ischenko** [35], ( ) en el artículo: "Inspección de Cilindros de aluminio de gas para grietas en la región posterior", se analizaron las grietas con crecimiento en las regiones de alta concentración de tensiones, debido a los esfuerzos residuales y el aumento de la tensión como resultante de la fabricación. Pero no se han evaluado las tensiones en el cilindro.

12.- **Wai Sun Don y Carl B. Quillen** [36], en el artículo: "Simulación numérica de las interacciones del cilindro", en la investigación analizan el gas como flujo, pero no se estudia el cilindro.



13.- **H. Barthelemy** [37], en su artículo: “Inspección periódica de los cilindros de gas comprimidos y los envases de transporte usando las pruebas de emisiones acústicas. Criterio de fractura para cilindros de GLP”, describe el criterio de la fractura mecánica, empleados en el desarrollo de la seguridad de fractura, una nueva composición de acero fue desarrollado para obtener el espesor necesario para satisfacer las fugas antes del quiebre y el modo de criterio de fractura plástica. Los cilindros fueron probados para caracterizar su capacidad de tolerancia a la falla. La fuga antes de la ruptura y el comportamiento del modo de fractura plástica fue verificado.

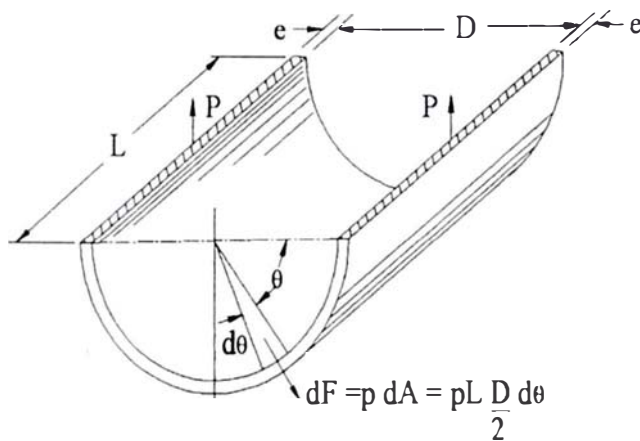
14.- **P.M. Ciancio, M. I. Godoy y L.M. Arrien** [38], en el artículo: “Recipientes a presión: Evaluación del estado tensional a partir de datos experimentales”, analizan las tensiones que se originan en un tanque de aire comprimido, utilizado para el suministro de aire a presión a distintos elementos neumáticos existentes. Han tomado como base los espesores medidos experimentalmente por el método de ultrasonido, los que se verificaron práctica y analíticamente. Sin embargo no se ha analizado el cilindro que opera a altas presiones como el caso de GNV.

**CAPITULO II**  
**TENSIONES EN LOS CILINDROS**

**2. CILINDROS SOMETIDOS A ALTAS PRESIONES**

**2.1 CILINDRO DE PARED DELGADA**

**2.1.1 Esfuerzo tangencial en el cilindro:  $\sigma_t$**



**FIGURA 2.1 Diagrama del sólido aislado, la mitad del cilindro**

El esfuerzo tangencial [6], resulta:

$$\sigma_t = \frac{pD}{2e} \quad (2.1)$$

El esfuerzo así calculado, es el **esfuerzo medio** para cilindros de pared con

un espesor menor al 7% de su diámetro, es decir:  $\frac{e}{D} < 0,07$  [21].

### 2.1.2 Esfuerzo longitudinal en el cilindro: $\sigma_l$

El área de esta sección es igual al espesor de la pared multiplicado por la longitud de la circunferencia media, es decir:  $\pi(D+e).e$ . Y, si  $e$  es muy pequeño comparado con  $D$ , el área es aproximadamente igual a  $\pi D e$ .

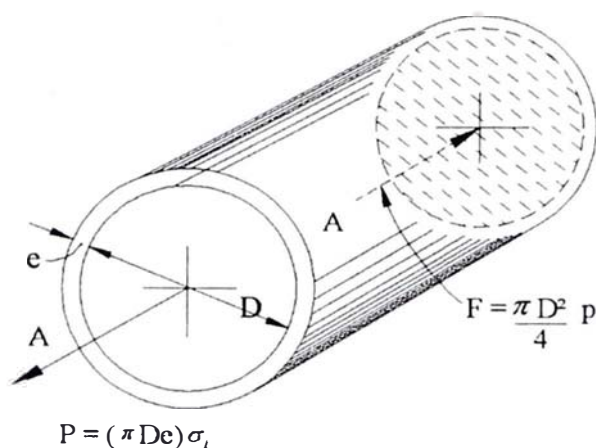


FIGURA 2.2 Sección transversal A-A que separa el cilindro

De la figura 2.2:

$$P = F \Rightarrow \pi D e \sigma_l = \frac{\pi D^2}{4} p \quad \text{y} \quad \sigma_l = \frac{p D}{4 e} \quad (2.2)$$

$\sigma_l$ , se constituye en un esfuerzo longitudinal, debido a que actúa paralelamente al eje longitudinal del cilindro.

Comparando las dos expresiones anteriores podemos notar que el esfuerzo tangencial tiene un valor doble del esfuerzo longitudinal y, por lo tanto, se puede afirmar que, si la presión en un depósito cilíndrico se eleva hasta alcanzar el valor de rotura, la falla del material tendrá lugar a lo largo de una sección longitudinal.

### 2.1.3 Esfuerzos locales de flexión en los cilindros de pared delgada.

Para la estimación del esfuerzo longitudinal se ha despreciado la flexión de la pared del cilindro y calculando solamente los esfuerzos denominados esfuerzos de membrana [6]. Los corrimientos o desplazamientos debido a los esfuerzos de membrana originan una flexión de la pared y, por tanto, esfuerzos de flexión que en algunos casos pueden resultar significativos. Este defecto se presenta en puntos de cambio brusco de curvatura del meridiano. Los esfuerzos adicionales en esos puntos se denominan esfuerzos por discontinuidad.

El proceso de cálculo se expondrá, considerando el caso sencillo de un cilíndrico con cabezas semiesféricas, sometido a una presión interna uniforme

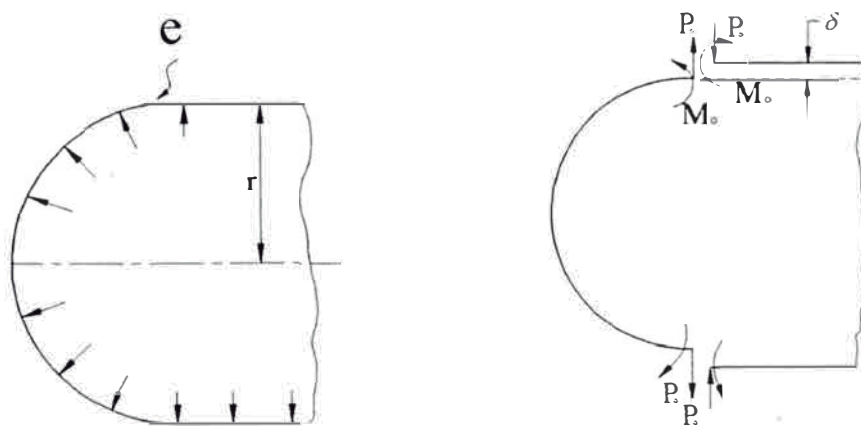


FIGURA 2.3 Esfuerzos de membrana

Considerando primero los esfuerzos de membrana, tenemos

$$\sigma_l = \frac{pr}{2e}; \quad \sigma_t = \frac{pr}{e}, \quad (2.3)$$

En la parte cilíndrica, con un radio del cilindro  $r$ , igual al de las cabezas semiesféricas y un espesor ( $e$ ) de la pared. Para la parte cilíndrica tendremos:

$$\sigma_t = \sigma_r = \sigma = \frac{pr}{2e}$$

Las deformaciones radiales correspondientes a las partes cilíndrica y esférica vienen a ser [6] (Timoshenko pág 169):

$$\delta_r = \frac{r}{E}(\sigma_t - \mu\sigma_r) = \frac{pr^2}{2eE}(2 - \mu) \quad (2.3.1)$$

$$\delta_r = \frac{pr^2}{2eE}(1 - \mu) \quad (2.3.2)$$

Suponiendo separadas las partes cilíndrica y esférica de la pared en la figura 2.3, la diferencia de los radios debido a los esfuerzos de membrana sería de:

$$\delta = \frac{pr^2}{2eE} \quad (2.4)$$

En la práctica, la parte esférica del depósito se encuentran unidas por la acción de las fuerzas cortantes  $P_0$  y los momentos flectores  $M_0$  (Figura 2.3), todo esto por unidad de longitud de la circunferencia de la superficie media del depósito. Esta sollicitación va a ocasionar que se produzca flexión en las zonas próximas.

## 2.2 CILINDROS DE PARED GRUESA

Al estudiar los esfuerzos que se producen en los cilindros de pared delgada, se ha supuesto que el esfuerzo se encuentra uniformemente distribuido en todo el espesor de la pared. Esta hipótesis es aproximadamente exacta para recipientes de paredes muy delgadas. En el caso de un cilindro sometido a presión interior, el esfuerzo varía desde un

valor máximo que se produce en la superficie interior hasta un valor mínimo en la superficie exterior.

Para el cálculo de los esfuerzos tangencial, radial y longitudinal, se han desarrollado una serie de teorías, aplicables a determinados casos, todos a partir de las ecuaciones fundamentales de Lamé [6] y de las teorías más empleadas en los diseños de cilindros de paredes gruesas.

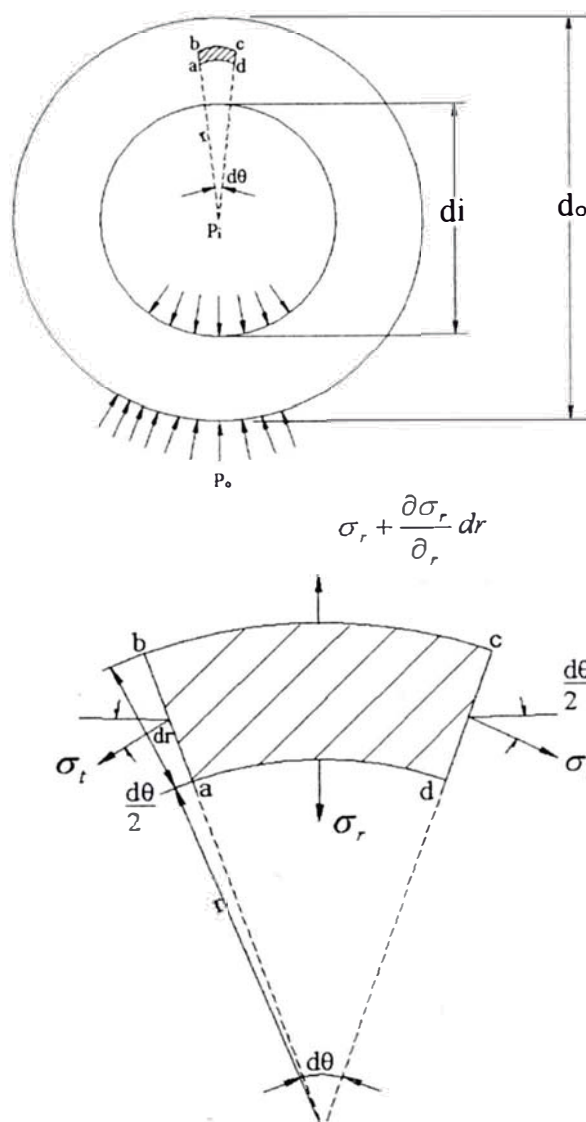


Figura 2.4 Elemento diferencial del cilindro

## ECUACIONES DE LAME.

Para el caso general en donde actúan presiones interior y exterior, con espesor de pared apreciable y uniforme, se deberá tener en cuenta la variación de esfuerzos tangencial y radial que se producen en el cilindro a una distancia “ $r$ ” de su centro.

Para el estudio, consideraremos un anillo del cilindro seccionado mediante dos planos perpendiculares a su eje y separados por la unidad de longitud (figura 2.4). Por simetría, en las caras de un elemento  $abcd$  de este anillo (figura 2.4) separado por dos planos axiales y dos superficies cilíndricas concéntricas, no existen esfuerzos cortantes. Sea  $\sigma_t$  el esfuerzo tangencial normal a las caras  $ab$  y  $dc$  del elemento, y  $\sigma_r$  el esfuerzo radial normal en la cara  $ad$ . El esfuerzo  $\sigma_r$  es función del radio  $r$  y varía en  $\frac{d\sigma_r}{dr} dr$  cuando  $r$  varía en  $dr$ . El esfuerzo radial en la cara  $bc$  es, por lo

$$\text{tanto,} \quad \sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} dr \quad (2.5)$$

Sumando las proyecciones de las fuerzas que actúan sobre el elemento en dirección de la bisectriz del ángulo  $d\theta$ , se obtiene la ecuación de equilibrio siguiente:

$$\sigma_t r d\theta + \sigma_t dr d\theta - \left( \sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} dr \right) (r + dr) d\theta = 0 \quad (2.6)$$

Despreciando las cantidades de orden superior, queda reducido a:

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad (2.7)$$

Esta ecuación contiene dos incógnitas: los esfuerzos  $\sigma_t$  y  $\sigma_r$ , por lo que es necesaria otra ecuación, la que se obtendrá considerando la deformación del cilindro.

La deformación es simétrica respecto al eje y consiste en un desplazamiento radial de todos los puntos de la pared del cilindro. Este desplazamiento es constante en la dirección circunferencial, pero varía a lo largo del radio, lo que quiere decir, es una función del radio.

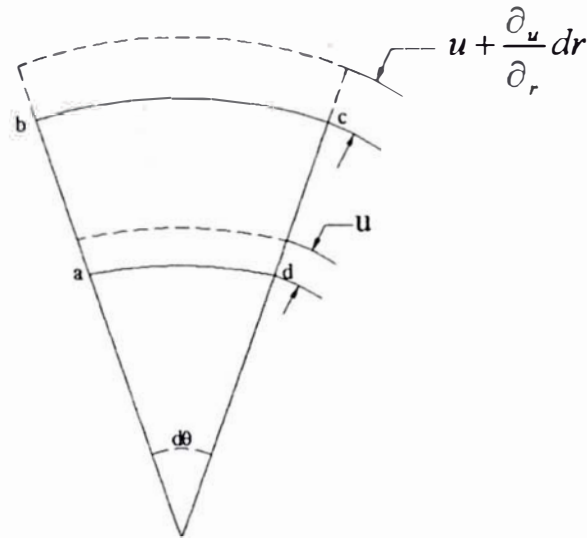


FIGURA 2.5 Deformación del cilindro

Representando con  $u$  al desplazamiento de la superficie cilíndrica de radio  $r$ , el desplazamiento para la superficie de radio  $r + dr$  será:

$$u + \frac{du}{dr} dr$$

Por consiguiente analizando la figura 2.5, el alargamiento unitario en la dirección radial será igual a:

$$\varepsilon_r = \frac{\frac{du}{dr} dr}{dr} = \frac{du}{dr} \quad (2.8)$$

El alargamiento unitario en la dirección tangencial será:

$$\varepsilon_t = \frac{(r+u)d\theta - rd\theta}{rd\theta} = \frac{u}{r} \quad (2.9)$$



Además, sabemos según Timoshenko, que los esfuerzos en función de las deformaciones son:

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \frac{E}{1-\mu^2} \left( \frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right), \\ \sigma_t &= \frac{E}{1-\mu^2} \left( \frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right)\end{aligned}\quad (2.10)$$

Los esfuerzos  $\sigma_r$  y  $\sigma_t$ , dependen del desplazamiento  $u$ . Reemplazando las expresiones (2.10) en (2.7), se obtiene la ecuación siguiente en  $u$ .

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (2.11)$$

Esta ecuación se puede escribir de la siguiente forma:

$$\frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ur) \right] = 0 \quad (2.12)$$

Efectuando las integraciones sucesivas, se tendrá:

$$u = \frac{C_1 r}{2} + \frac{C_2}{r} \quad (2.13)$$

Derivando la ecuación (3.13), tendremos:

$$\begin{aligned}\frac{du}{dr} &= \frac{C_1}{2} - \frac{C_2}{r^2} \\ \frac{u}{r} &= \frac{C_1}{2} + \frac{C_2}{r^2}\end{aligned}\quad (2.14)$$

Reemplazando (2.14) en (2.10), tenemos:

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \frac{E}{1-\mu^2} \left( \frac{C_1}{2} (1+\mu) - \frac{C_2}{r^2} (1-\mu) \right) \\ \sigma_t &= \frac{E}{1-\mu^2} \left( \frac{C_1}{2} (1+\mu) + \frac{C_2}{r^2} (1-\mu) \right)\end{aligned}\quad (2.15)$$

Condiciones de contorno:

$$\text{Para: } r = \frac{d_i}{2} \Rightarrow \sigma_r = -p_i$$

$$r = \frac{d_0}{2} \Rightarrow \sigma_r = -p_0$$

Reemplazando en (2.15):

$$-p_i = \frac{E}{1-\mu^2} \left[ \frac{C_1}{2}(1+\mu) - \frac{4C_2}{d_i^2}(1-\mu) \right]$$

$$-p_0 = \frac{E}{1-\mu^2} \left[ \frac{C_1}{2}(1+\mu) - \frac{4C_2}{d_0^2}(1-\mu) \right]$$

Resolviendo el sistema:

$$C_1 = \frac{2(1-\mu)}{E} \left( \frac{p_i d_i^2 - p_0 d_0^2}{d_0^2 - d_i^2} \right)$$

$$C_2 = \frac{(1+\mu)(p_i - p_0)d_i^2 d_0^2}{4E(d_0^2 - d_i^2)} \quad (2.16)$$

Reemplazando (2.16) en (2.15), tenemos los tres esfuerzos principales

$$\sigma_r = \frac{p_i d_i^2 - p_0 d_0^2}{d_0^2 - d_i^2} - \frac{(p_i - p_0)d_i^2 d_0^2}{(d_0^2 - d_i^2)4r^2}$$

$$\sigma_t = \frac{p_i d_i^2 - p_0 d_0^2}{d_0^2 - d_i^2} + \frac{(p_i - p_0)d_i^2 d_0^2}{(d_0^2 - d_i^2)4r^2} \quad (2.17)$$

$$\sigma_l = \frac{p_i d_i^2 - p_0 d_0^2}{d_0^2 - d_i^2}$$

Conviene observar que la suma de los dos primeros esfuerzos permanece constante, de modo que la deformación de todos los elementos en la dirección del eje del cilindro es la misma, y las secciones rectas del cilindro permanecen planas después de la deformación.

Consideremos el caso particular  $p_0 = 0$ , lo que quiere decir que el cilindro está únicamente sometido a la presión interior. Por lo que las ecuaciones (2.17) serán:

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} \left(1 - \frac{d_0^2}{4r^2}\right) = \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} \left(1 - \frac{d_0^2}{d^2}\right) \\ \sigma_t &= \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} \left(1 + \frac{d_0^2}{4r^2}\right) = \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} \left(1 + \frac{d_0^2}{d^2}\right) \\ \sigma_l &= \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2}\end{aligned}\quad (2.18)$$

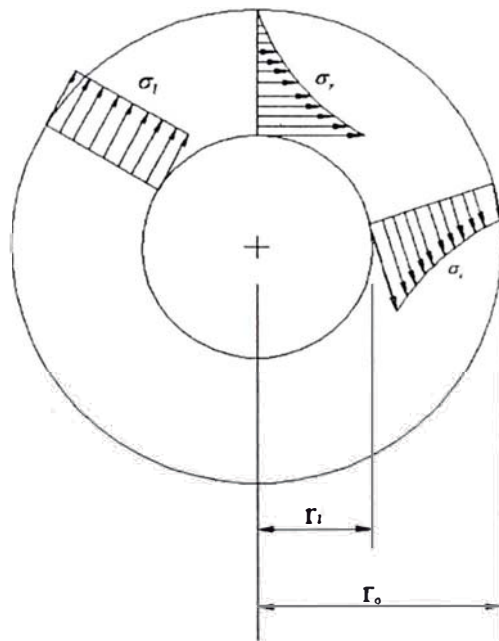


Figura 2.6. La distribución de los tres esfuerzos principales

La figura 2.6 permite observar que  $\sigma_r$  es siempre un esfuerzo de compresión, mientras que  $\sigma_t$  es de tracción.

El diámetro ( $d$ ) es un diámetro arbitrario del cilindro, varía de  $d_i$  hasta  $d_0$

El desplazamiento  $u$  se obtiene reemplazando (2.16) en (2.14).

$$u = \frac{(1-\mu)}{E} \left[ \frac{p_i d_i^2 - p_0 d_0^2}{d_0^2 - d_i^2} \right] r + \frac{(1+\mu)}{4E} \left[ \frac{d_i^2 d_0^2 (p_i - p_0)}{d_0^2 - d_i^2} \right] \frac{1}{r} \quad (2.19)$$

$$u = \frac{(1-\mu)}{E} \left[ \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} \right] r + \frac{(1+\mu)}{4E} \left[ \frac{d_i^2 d_0^2 p_i}{d_0^2 - d_i^2} \right] \frac{1}{r} \quad , \text{ para } p_0 = 0$$

Mediante esta expresión podemos calcular la variación radial en cualquier punto de la pared del cilindro:

## 2.3 TEORÍA DE FALLAS

Los cilindros como cualquier pieza mecánica se encuentran sometidos a esfuerzos combinados que actúan en más de una dirección. Para su estudio contamos con diferentes criterios de **FALLAS** que podemos utilizar para interpretar los resultados que se obtienen y siendo todos estos criterios aproximados [21]. Usaremos el criterio de Von Mises.

### 2.3.1 Teoría de la Máxima Energía de Distorsión o Von Mises

La presente teoría surgió como consecuencia de observaciones efectuadas en materiales dúctiles sometidos a presiones hidrostáticas [21], en las cuales se producen esfuerzos de fluencia mucho más altos que los esfuerzos obtenidos en los ensayos simples de tracción. Como consecuencia, se postuló que la fluencia no era un fenómeno simple de tracción o compresión, sino que estaba relacionado de alguna manera con la distorsión angular del elemento sometido a cargas.

### Esfuerzos triaxiales

Si  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$ , son los principales esfuerzos que actúan sobre un elemento.

El esfuerzo equivalente de Von Mises, se tiene:

$$\text{Luego: } \sigma_{e\text{máx}}^2 = \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2} \quad (2.20)$$

La falla se producirá siempre y cuando:  $\sigma_{máx} \geq S_y$

### 2.3.2 Aplicación del criterio de Von Mises al Cilindro en estudio

El esfuerzo equivalente correspondiente a este criterio está dado por la

$$\text{expresión: } \sigma_e^2 = \frac{(\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_l)^2 + (\sigma_l - \sigma_t)^2}{2}$$

Reemplazando las ecuaciones (2.18) en esta expresión, se tendrá:

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{3}d_i^2 d_o^2 p_i}{4r^2 (d_o^2 - d_i^2)}$$

De acuerdo a esto, el esfuerzo máximo se presentará en la superficie interior del cilindro ( $r = d_i / 2$ ). Con lo que finalmente se tendrá:

$$\sigma_{e\text{máx}} = \frac{\sqrt{3}d_o^2 p_i}{(d_o^2 - d_i^2)}$$

Y el esfuerzo mínimo se presentará en la superficie exterior del cilindro ( $r = d_o / 2$ ). Se tiene:

$$\sigma_{e\text{min}} = \frac{\sqrt{3}d_i^2 p_i}{(d_o^2 - d_i^2)}$$

## 2.4 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El Método del Elemento Finito ha llegado a constituirse en una herramienta eficaz en la solución numérica de los diversos problemas que se presentan en ingeniería [7]. Las aplicaciones van desde el análisis por deformaciones y esfuerzos en automóviles, aeronaves, edificios y estructuras de puentes, llegándose hasta el análisis de los campos de flujo de calor, de fluidos y otros problemas de flujo. Con los avances de la tecnología de las computadoras y de los sistemas CAD, pueden modelarse problemas más complejos con relativa facilidad. En una computadora pueden probarse diversas configuraciones alternas antes de que se construya el primer prototipo. De acuerdo a este método de análisis, una región compleja que define un **continuo**, se **discretiza** en formas geométricas simples llamadas elementos finitos. Las propiedades del material y las relaciones gobernantes, se consideran sobre esos elementos y se expresan en términos de valores desconocidos en los bordes del elemento. En un proceso de ensamble, cuando se consideran debidamente las cargas y restricciones, da lugar al planteamiento de un conjunto de ecuaciones. La solución de esas ecuaciones nos permite visualizar el comportamiento aproximado del **continuo**.

Es así, que los problemas que implican los sólidos tridimensionales de simetría axial (o sólidos de revolución) sometidos a carga axial simétrica se reducen a simples problemas bidimensionales. Debido a la total simetría que se presenta respecto al eje  $z$ , como se observa en la figura 2.7, todos los esfuerzos y deformaciones son independientes del ángulo de rotación  $\theta$ .

El problema tiene entonces que considerarse como un problema bidimensional en  $rz$ , definido sobre el área revolvente (figura 2.8).

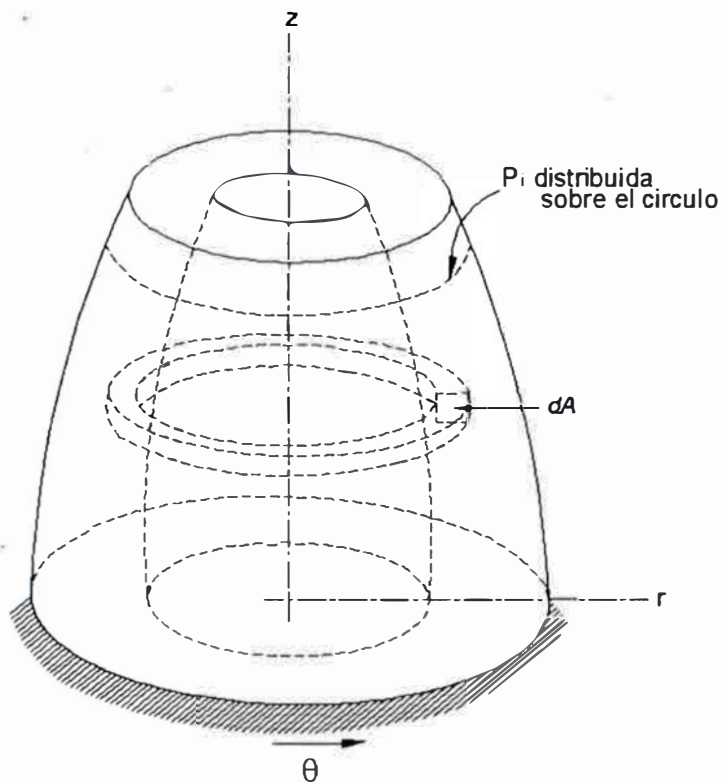


Figura 2.7 Problema de simetría axial

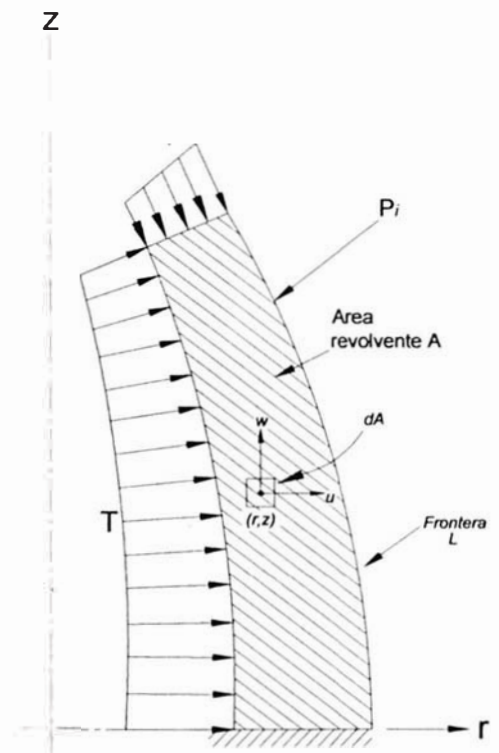


Figura 2.8 Problema de simetría axial en corte

Las fuerzas gravitatorias pueden considerarse si actúan en la dirección  $z$ . Los cuerpos revolventes como los volantes pueden analizarse introduciendo fuerzas centrífugas en el término de fuerza de cuerpo. Ahora veremos la formulación del problema de simetría axial.

### 2.4.1 FORMULACION DE SIMETRIA AXIAL

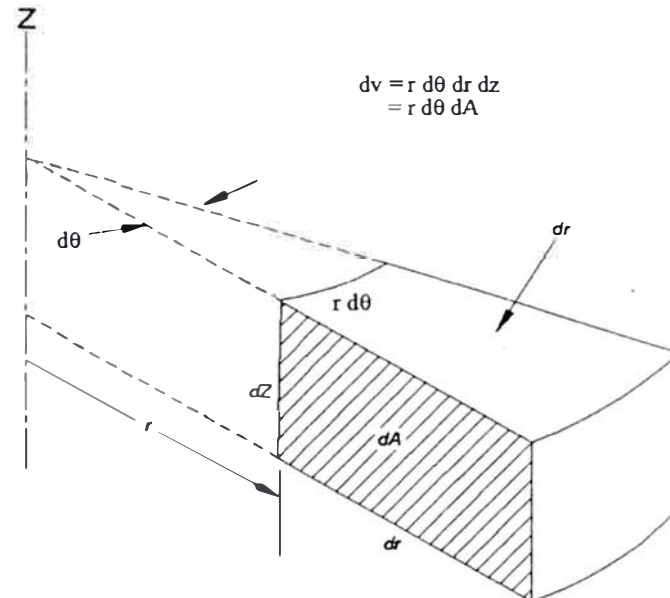


Figura 2.9 Volumen elemental

Considerando el volumen elemental que se muestra en la figura 2.9, la energía potencial puede escribirse en la forma

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_A \sigma^T \epsilon r dA \cdot d\theta - \int_0^{2\pi} \int_A u^T f r dA \cdot d\theta - \int_0^{2\pi} \int_L u^T T r dl \cdot d\theta - \sum_i u_i^T P_i \quad (2.21)$$

Donde  $r dl \cdot d\theta$  es el área de la superficie elemental, y la carga  $P_i$  representa una carga lineal distribuida alrededor de un círculo, ver la figura 2.7.

Todas las variables en las integrales son independientes de  $\theta$ . Entonces, la ecuación (2.31) puede escribirse como

$$\Pi = 2\pi \left( \frac{1}{2} \int_A \sigma^T \epsilon r \cdot dA - \int_A u^T f r \cdot dA - \int_L u^T T r \cdot dl - \sum_i u_i^T P_i \right) \quad (2.22)$$

Donde  $u = [u, w]^T$

$$f = [f_r, f_z]^T \quad (2.23)$$

$$T = [T_r, T_z]^T$$



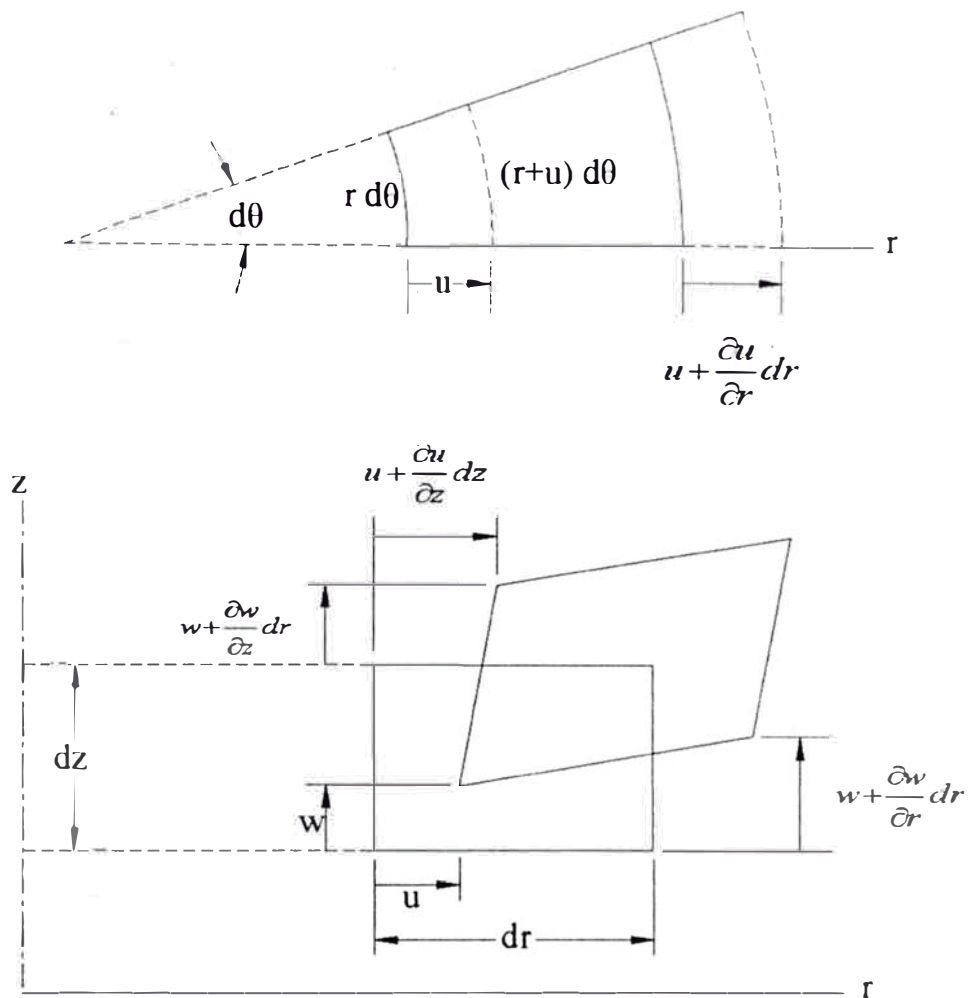


Figura 2.10 Deformación de un volumen elemental

De la figura 2.10 podemos escribir la relación entre las deformaciones unitarias  $\varepsilon$  y los desplazamientos  $u$  como

$$\varepsilon = [\varepsilon_r, \varepsilon_z, \gamma_{rz}, \varepsilon_\theta]^T$$

$$\varepsilon = \left[ \frac{du}{dr}, \frac{dw}{dz}, \frac{du}{dz} + \frac{dw}{dr}, \frac{u}{r} \right] \quad (2.24)$$

El vector esfuerzo se define en forma correspondiente como

$$\sigma = [\sigma_r, \sigma_z, \tau_{rz}, \sigma_\theta]^T \quad (2.25)$$

Las relaciones esfuerzo-deformación es igual a:

$$\sigma = D\varepsilon \quad (2.26)$$

Donde la matriz **D** de (4x4) puede escribirse cancelando los términos apropiados de la matriz tridimensional, como

$$\mathbf{D} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & \frac{\nu}{1-\nu} \\ \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & 0 & \frac{\nu}{1-\nu} \\ 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

En la formulación de Galerkin, se necesita

$$2\pi \int \sigma^T \varepsilon(\phi) r dA - (2\pi \int_A \phi^T f r dA + 2\pi \int \phi^T T r dl + \sum \phi_i^T P_i) = 0 \quad (2.28)$$

Donde:  $\phi = [\phi_r, \phi_z]^T \quad (2.29)$

$$\varepsilon(\phi) = \left[ \frac{d\phi_r}{dr}, \frac{d\phi_z}{dz}, \frac{d\phi_r}{dz} + \frac{d\phi_z}{dr}, \frac{\phi_r}{r} \right]^T \quad (2.30)$$

Para el análisis de estructuras continuas sometidas a acciones diversas, resulta indispensable estudiar un modelo matemático de la estructura **discretizada** en “**elementos finitos**” conectados entre sí, solamente en un número limitado de “**nodos**”, en las cuales queda “**concentrado**” el comportamiento de la estructura. Para definir el estado de desplazamientos **nodales** se asumen funciones de interpolación.

El ensamblaje de los elementos de la estructura requiere satisfacer las condiciones de equilibrio de fuerzas y compatibilidad de desplazamientos en los nodos, permitiendo reducir el análisis a la solución de un sistema de ecuaciones lineales, donde las incógnitas fundamentales son los desplazamientos en los nodos.

## 2.4.2 PROCEDIMIENTOS DE LA TECNICA DE ELEMENTOS FINITOS

Definida, geométrica y mecánicamente la estructura y conocido su estado de sollicitación de cargas; se procede al análisis del comportamiento de la misma, siguiendo los pasos básicos que se indican (para una formulación por el método de rigideces).

- 1.- Discretización de la estructura en “elementos finitos”, que son interconectados en “nodos” ubicados en sus contornos. Los desplazamientos nodales son las incógnitas fundamentales en el análisis.
- 2.- Evaluación de las contribuciones de cada elemento a las matrices de rigidez y de cargas.
- 3.- Formulación de la matriz completa de la estructura en base a la contribución de cada elemento.
- 4.- Aplicación de las condiciones de borde.
- 5.- Obtención de los desplazamientos nodales mediante la solución del sistema de ecuaciones modificado.
- 6.- Cálculo de las deformaciones y esfuerzos, a partir de los desplazamientos nodales ya conocidos.

# CAPITULO III

## METODOS PARA LA DETERMINACION DE TENSIONES Y DEFORMACIONES EN CILINDROS PARA GNV

### 3.1 Cálculo del espesor mínimo del cilindro(e)

La NTP 111.013:2004 [20] , no suministra fórmulas de diseño ni indica los esfuerzos y deformaciones permisibles, pero requiere que el diseño sea satisfactorio, lo cual se debe establecer mediante cálculos adecuados.

Para el estudio tomamos un cilindro para GNV de tamaño comercial: **356x850**, según la Norma **ISO 4705D** [23], corresponde a **356 mm** de diámetro exterior y **850 mm** de longitud, **63 litros** de volumen, **69,90 kg** de peso.

Para la evaluación de la resistencia del cilindro para GNV, utilizaremos el acero **AISI 4130** [22], nombre común de acero al cromo-molibdeno.

#### **Propiedades mecánicas del acero AISI 4130:**

$\delta$ = Densidad (x1 000 kg/m <sup>3</sup> )	8,0
$\mu$ = Poisson	0,30
E = Módulo de elasticidad (GPa)	200
$S_u$ = Esfuerzo de rotura (MPa)	1 030
$S_y$ = Esfuerzo de fluencia (MPa)	910
$\varepsilon$ = Elongación (%)	28,2

#### **Propiedades térmicas del acero AISI 4130:**

Conductividad térmica (W/m-°K)	42,7
Calor específico (J/kg-°K)	477

### 3.1.1 Cálculo con el Código ASME, Sección VIII, División 1 [17].

Para estimar el esfuerzo de diseño se usará un factor de seguridad igual a 2,0 con respecto al límite de fluencia del material. Entonces, el esfuerzo de diseño del material será:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{N} = \frac{910}{2} \Rightarrow \sigma_{adm} = 455 \text{ MPa}$$

Para el estudio tomaremos un cilindro para GNV de tamaño comercial: **356x850**, que según la **Norma ISO 4705D** [23], corresponde a **356 mm** de diámetro exterior y **850 mm** de longitud, **63 litros** de volumen, **69,50 kg** de peso.

Para el cálculo del espesor de pared de un cilindro, la **ASME** recomienda la siguiente fórmula [1]:

$$e = \frac{P.R}{S.E - 0,6P}$$

**Donde:** **P = 200 bar = 20 MPa** → presión de operación

**S = 455 MPa** → esfuerzo de diseño

**E = 1,00** → eficiencia de la junta (no hay cordón de soldadura)

**R = 169,75 mm** → radio interior de cilindro

**e = ?** → espesor de pared (en mm)

Reemplazando valores:  $e = \frac{20 \times 169,75}{455 \times 1 - 0,6 \times 20} \Rightarrow e = 7,66 \text{ mm}$

### 3.1.2 Cálculo con la teoría de cilindro de pared delgada:

Con el esfuerzo de diseño del material estimado para el caso anterior:  $\sigma_{adm} = 455 \text{ MPa}$

Sabemos por (2.1), el esfuerzo tangencial en la parte cilíndrica del cilindro

$$\text{es igual a: } \sigma_t = \frac{PD}{2e} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow e \geq \frac{PD}{2\sigma_{adm}}$$

$$\text{Reemplazando valores: } e \geq \frac{20 \times 339,50}{2 \times 455} \Rightarrow e = 7,45 \text{ mm}$$

### 3.1.3 Cálculo con la Norma ISO.

La Norma ISO 9809-2:2000[12] para determinar el espesor de pared (e) de un cilindro, propone la siguiente fórmula:

$$e = \frac{P_h \times D}{\frac{20 \text{Re}}{1,3} + P_h},$$

Donde:  $e =$  espesor de pared en mm

$P_h =$  presión de prueba hidráulica en bar = 300

$\text{Re} =$  esfuerzo de fluencia en  $\text{N/mm}^2$  = 910

$D =$  diámetro del cilindro en mm = 356

Reemplazando los valores, tenemos:

$$e = \frac{300 \times 356}{\frac{20 \times 910}{1,3} + 300} \Rightarrow e = 7,46 \text{ mm}$$

### 3.1.4 Cálculo con la Norma IRAM 2526

La Norma IRAM 2526 [18], propone para la determinación del espesor (e) de un cilindro, la siguiente fórmula:

$$e = \frac{D}{2} \left[ 1 - \sqrt{\frac{1 - \frac{0,13 \times P_h}{\sigma_{adm}}}{1 + \frac{0,04 \times P_h}{\sigma_{adm}}}} \right]$$

Donde: e = espesor de pared en mm

D = Diámetro del cilindro en mm = 356

$P_h$  = Presión de prueba hidráulica en bar = 300

$S_y$  = Límite de fluencia ( $N/mm^2$ ) = 910

$$\sigma_{adm} = \frac{2S_y}{3} = \frac{2 \times 910}{3} = 606 \text{ N/mm}^2$$

Reemplazando los valores, se tiene:

:

$$e = \frac{356}{2} \left[ 1 - \sqrt{\frac{1 - \frac{0,13 \times 300}{606}}{1 + \frac{0,04 \times 300}{606}}} \right] \Rightarrow e = 7,50 \text{ mm}$$

**Conclusión:** Puede ser suficiente un espesor: **e = 7,80 mm**

Para el estudio usaremos un espesor de **8,25 mm**, que resulta de la medición por ultrasonido de un cilindro nuevo, con la finalidad de realizar las comparaciones de los resultados.

### 3.2 Determinación de las tensiones por el método analítico

#### 3.2.1. Cilindro de pared delgada

Para la presión de trabajo de:  $P = 20 \text{ MPa}$

Esfuerzo tangencial(2.1):

$$\sigma_t = \frac{PD}{2e} \Rightarrow \sigma_t = \frac{20 \times 339,50}{2 \times 8,25} \Rightarrow \sigma_t = 412 \text{ MPa}$$

Esfuerzo longitudinal(2.2):

$$\sigma_l = \frac{PD}{4e} \Rightarrow \sigma_l = \frac{20 \times 339,50}{4 \times 8,25} \Rightarrow \sigma_l = 206 \text{ MPa}$$

Esfuerzo radial:  $\sigma_r = -p_i = -20 \text{ MPa}$

Para la presión de prueba:  $P = 30 \text{ MPa}$

Esfuerzo tangencial:

$$\sigma_t = \frac{PD}{2e} \Rightarrow \sigma_t = \frac{30 \times 339,50}{2 \times 8,25} \Rightarrow \sigma_t = 618 \text{ MPa}$$

Esfuerzo longitudinal:

$$\sigma_l = \frac{PD}{4e} \Rightarrow \sigma_l = \frac{30 \times 339,50}{4 \times 8,25} \Rightarrow \sigma_l = 309 \text{ MPa}$$

Esfuerzo radial:  $\sigma_r = -p_i = -30 \text{ MPa}$

Para la presión de rotura:  $P = 45 \text{ MPa}$

El esfuerzo tangencial (2.1):

$$\sigma_t = \frac{PD}{2e} \Rightarrow \sigma_t = \frac{45 \times 339,50}{2 \times 8,25} \Rightarrow \sigma_t = 926 \text{ MPa}$$



El esfuerzo longitudinal (2.2):

$$\sigma_l = \frac{PD}{4e} \Rightarrow \sigma_l = \frac{45 \times 339,50}{4 \times 8,25} \Rightarrow \sigma_l = 463 \text{ MPa}$$

Esfuerzo radial:  $\sigma_r = -p_i = -45 \text{ MPa}$

donde:  $D = 339,50 \text{ mm}$

$e = 8,25 \text{ mm}$

**Esfuerzo equivalente, según Von Mises:**

$$\sigma_{\text{máx}}^2 = \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}$$

**Para la presión de trabajo: P = 20 MPa**

$$\sigma_{\text{máx}}^2 = \frac{(412 - 206)^2 + (412 + 20)^2 + (206 + 20)^2}{2} \Rightarrow \sigma_{\text{máx}} = 374 \text{ MPa}$$

**Para la presión de prueba: P = 30 MPa**

$$\sigma_{\text{máx}}^2 = \frac{(617 - 309)^2 + (617 + 309)^2 + (309 + 30)^2}{2} \Rightarrow \sigma_{\text{máx}} = 561 \text{ MPa}$$

**Para la presión de rotura: P = 45 MPa**

$$\sigma_{\text{máx}}^2 = \frac{(926 - 463)^2 + (926 + 463)^2 + (463 + 45)^2}{2} \Rightarrow \sigma_{\text{máx}} = 844 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 844 \text{ MPa} < S_u = 1030 \text{ MPa}$$

## **Cálculo del Factor de Seguridad**

**Para la presión de trabajo, de 20 MPa**

$$F.S = \frac{910}{374} = 2,43$$

**Para la presión de ensayo, de 30 MPa**

$$F.S = \frac{910}{561} = 1,62$$

**Para la presión de rotura de diseño, 45 M**

El esfuerzo de rotura del material:  $S_u = 1030MPa$

El esfuerzo de fluencia del material:  $S_y = 910MPa$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 844MPa < S_u = 1030MPa$$

***Se observa, que el cilindro con 8,25 mm de espesor a la presión de 45 MPa no sufre rotura.***

### 3.2.2. Cilindro de pared gruesa

Mediante las ecuaciones de LAME

Esfuerzo equivalente: 
$$\sigma_{e\max} = \frac{\sqrt{3} p_i d_0^2}{(d_0^2 - d_i^2)}$$

$$p_i = 20 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \quad \sigma_{e\max} = \frac{\sqrt{3}(20)(356)^2}{(356^2 - 339,50^2)} = 383 \text{ MPa}$$

$$p_i = 30 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \quad \sigma_{e\max} = \frac{\sqrt{3}(30)(356)^2}{(356^2 - 339,50^2)} = 574 \text{ MPa}$$

$$p_i = 45 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \quad \sigma_{e\max} = \frac{\sqrt{3}(45)(356)^2}{(356^2 - 339,50^2)} = 861 \text{ MPa}$$

Donde:  $d_0 = 356 \text{ mm}$        $d_i = 339,50 \text{ mm}$

### 3.3 Cálculo de las deformaciones por el método analítico

#### 3.3.1 Cilindro de pared delgada

La deformación radial en la parte cilíndrica, según (2.3.1):

$$\delta_r = \frac{pr^2}{2eE}(2 - \mu)$$

Reemplazando valores, para: 20, 30 y 45 MPa:

$$\delta_r = \frac{20 \times 169,75^2}{2 \times 8,25 \times 200000}(2 - 0,3) \Rightarrow \delta_r = 0,296 \text{ mm}$$

$$\delta_r = \frac{30 \times 169,75^2}{2 \times 8,25 \times 200000}(2 - 0,3) \Rightarrow \delta_r = 0,445 \text{ mm}$$

$$\delta_r = \frac{45 \times 169,75^2}{2 \times 8,25 \times 200000}(2 - 0,3) \Rightarrow \delta_r = 0,667 \text{ mm}$$

La deformación radial en la parte semiesférica, según (2.3.2):

$$\delta_r = \frac{pr^2}{2eE}(1 - \mu)$$

Reemplazando valores, para: 20, 30 y 45 MPa:

$$\delta_r = \frac{20 \times 169,75^2}{2 \times 8,25 \times 200000}(1 - 0,3) \Rightarrow \delta_r = 0,126 \text{ mm}$$

$$\delta_r = \frac{30 \times 169,75^2}{2 \times 8,25 \times 200000}(1 - 0,3) \Rightarrow \delta_r = 0,214 \text{ mm}$$

$$\delta_r = \frac{45 \times 169,75^2}{2 \times 8,25 \times 200000}(1 - 0,3) \Rightarrow \delta_r = 0,273 \text{ mm}$$

### 3.3.2 Cilindro de pared Guesa

La ecuación del desplazamiento de Lamé, según (2.19):

$$u = \frac{(1-\mu)}{E} \left[ \frac{p_i d_i^2}{d_0^2 - d_i^2} \right] r + \frac{(1+\mu)}{4E} \left[ \frac{p_i d_i^2 d_0^2}{d_0^2 - d_i^2} \right] \frac{1}{r}$$

El desplazamiento será máximo en el radio interior del cilindro:

**Para:**  $p_i = 20 \text{ MPa}$ ;  $d_0 = 356 \text{ mm}$ ,  $d_i = 339,50 \text{ mm}$

$$E = 2 \times 10^5 \text{ MPa} \quad y \quad \mu = 0,3$$

$$u = \frac{(1-0,3)}{2 \times 10^5} \left[ \frac{20(339,50)^2}{356^2 - 339,50^2} \right] 169,75 + \frac{(1+0,3)}{4 \times 2 \times 10^5} \left[ \frac{20 \times 339,50^2 \times 356^2}{356^2 - 339,50^2} \right] \frac{1}{169,75} = 0,362 \text{ mm}$$

**Para:**  $p_i = 30 \text{ MPa}$ ;  $d_0 = 356 \text{ mm}$ ,  $d_i = 339,50 \text{ mm}$

$$E = 2 \times 10^5 \text{ MPa} \quad y \quad \mu = 0,3$$

$$u = \frac{(1-0,3)}{2 \times 10^5} \left[ \frac{30(339,50)^2}{356^2 - 339,50^2} \right] 169,75 + \frac{(1+0,3)}{4 \times 2 \times 10^5} \left[ \frac{30 \times 339,50^2 \times 356^2}{356^2 - 339,50^2} \right] \frac{1}{169,75} = 0,542 \text{ mm}$$

**Para:**  $p_i = 45 \text{ MPa}$ ;  $d_0 = 356 \text{ mm}$ ,  $d_i = 339,50 \text{ mm}$

$$E = 2 \times 10^5 \text{ MPa} \quad y \quad \mu = 0,3$$

$$u = \frac{(1-0,3)}{2 \times 10^5} \left[ \frac{45(339,50)^2}{356^2 - 339,50^2} \right] 169,75 + \frac{(1+0,3)}{4 \times 2 \times 10^5} \left[ \frac{45 \times 339,50^2 \times 356^2}{356^2 - 339,50^2} \right] \frac{1}{169,75} = 0,814 \text{ mm}$$

### 3.2 METODO DE SIMULACION NUMERICA

En la búsqueda de un punto óptimo de solución de un problema, se necesita de la utilización de la simulación, herramienta matemática del cálculo computacional en la ingeniería. La simulación comprende desde el planteamiento de un modelo matemático, que luego de un tratamiento analítico, desarrollar un análisis numérico riguroso del problema del cual depende que se ahorre en la implementación numérica y tan sólo utilizar un procesador de código más usual, realizar la visualización del comportamiento virtual de los diferentes fenómenos físicos de la ingeniería del diseño en la industria y la construcción.

La simulación de sistemas por ordenador está basada en una generalización del concepto de experimentación del método científico, según el cual en lugar de realizar los experimentos sobre el sistema real, se realizan sobre un modelo dinámico que lo representa, de manera que si el modelo es una representación válida del sistema, entonces los resultados de la experimentación con el modelo pueden transferirse al propio sistema.

La simulación puede intervenir en cualquiera de las fases del ciclo de vida del sistema, tanto en la concepción del mismo, como en su diseño preliminar y consiguiente estudio de factibilidad, en el diseño detallado y en la fase de construcción para proceder a evaluaciones y asesoramientos, o en la fase de utilización y mantenimiento para poder evaluar escenarios alternativos y encontrar respuestas a preguntas del tipo “**que pasaría si**”. La simulación puede entrar a formar parte de un estudio de cualquier tipo en cualquiera de las fases de un proyecto industrial: Estudio preliminar-Ingeniería básica-Ingeniería de Detalle-Construcción-Funcionamiento.

La simulación constituye una importante herramienta que en general permite:

- Predecir el curso y resultados de ciertas acciones.
- Entender por qué tienen lugar los eventos que observamos.
- Explorar los efectos de modificaciones.
- Confirmar que todas las variables son conocidas.
- Ganar conocimiento y estimular el pensamiento creativo.

### **3.2.1 El Software**

Es un programa complejo en el que confluyen numerosas operaciones. Se encuentra dividido en subsecciones, las cuales efectúan una operación de cálculo determinado, preparando datos y analizando los resultados numéricos producto del cálculo.

El paquete de cálculo de elementos finitos consta de un procesador, el cual incluye las ayudas necesarias para la preparación de los datos que generan los archivos de resultados, y un postprocesador que facilita el análisis e interpretación de los resultados, que lo expresan generalmente en forma de graficas, que pueden ser curvas, gráficos tridimensionales , tablas, etc.

Se le emplea para el análisis estático del tanque, para la determinación de los componentes de los nodos por efecto de una sollicitación estática y, en una segunda fase, la determinación del estado en ciertos puntos característicos de cada elemento.

Este tipo de análisis permite acotar la deformación del componente de estudio y localizar zonas altamente sollicitadas o zonas de sollicitación baja, según sea el interés por evaluar.

### **3.2.2 El Software COSMOS WORKS**

Es un Programa que automatiza la búsqueda de una solución óptima, explotando las capacidades de modelado paramétrico, basado en características de regeneración automática de SolidWorks. El cálculo se optimiza bajo condiciones reales de trabajo, en poco tiempo, y eliminando prácticamente la construcción de costosos prototipos.

### 3.2.3 DETERMINACION DE LAS TENSIONES Y DEFORMACIONES POR SIMULACION NUMERICA

El modelo a ser analizado es un tanque cilíndrico para el almacenamiento de GNV, sometido a una presión interna y externamente está fijado en la maletera del vehículo a través de dos zunchos que van fijados con pernos M10. Generalmente, un análisis por elementos finitos consta de 3 etapas, éstas son:

- Pre-procesamiento
- Procesamiento
- Pos-procesamiento

Para realizar el análisis por elementos finitos se hará uso del Software comercial “**COSMOS WORKS**”, que trabaja bajo el entorno CAD “**SOLIDWORKS**”. Los pasos para realizar el análisis son:

#### Pre-procesamiento

El modelo CAD del cilindro modelado en el entorno **solidworks**, será discretizado (mallado). Para ello el Software Cosmos Works, nos provee 2 tipos de elementos finitos. Elemento finito tetraedro lineal (TETRA 4) de 4 nodos y el elemento finito tetraedro cuadrático (TETRA 10) de 10 nodos.

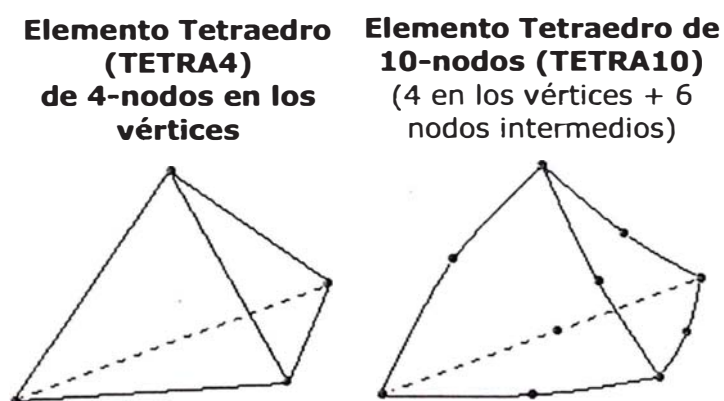


Figura 3.0 Diferencias entre mallado de bajo y alto orden



### Tetraedro lineal de 4 nodos

Es un elemento de bajo orden y presenta una precisión limitada, pues sólo se recomienda cuando se modela un campo de tensiones y deformaciones uniforme.

### Tetraedro cuadrático de 10 nodos

Es un elemento de alto orden y es más aconsejable para mallar modelos sólidos en 3D, debido a que pueden tener lados curvos, esto ayuda a tener mayor precisión en geometrías curvas. En vista de lo dicho en el párrafo anterior:

- Se discretizará (mallará) el cilindro con elementos tetraedros cuadráticos de 10 nodos. El software dispone de un rango para elegir el tamaño de cada elemento finito, se elige el valor más pequeño que el software dispone, para tener una mayor precisión (esto se comprueba con un análisis de convergencia), además se activa la opción transición automática, para refinar la malla en las zonas de pequeña curvatura (boquilla).
- Luego se aplica la carga (presión en la superficie interior del cilindro).
- Finalmente, después de determinar el tipo de elemento finito, se asigna las propiedades del material y se indica las condiciones de entorno-restricciones y cargas.

### Procesamiento

En esta etapa el software procesa los datos de entrada, nos muestra una ventana donde nos indica la cantidad de elementos finitos con que se ha discretizado el modelo, la cantidad de nodos y la cantidad de grados de libertad. El programa almacena los resultados del proceso en una "Data" o base de datos, los cuales generalmente son: distribución de esfuerzos,

desplazamientos, deformaciones unitarias y distribución del factor de seguridad.

### **Post-procesamiento**

En esta etapa se realiza la presentación de los resultados del proceso; donde, además el programa dispone alternativas de visualización de los resultados (tipo de gráficos, tipos de colores, visualización y animación entre otros).

El diseñador, en esta parte, analiza los resultados a fin de determinar si éstos son aceptables.

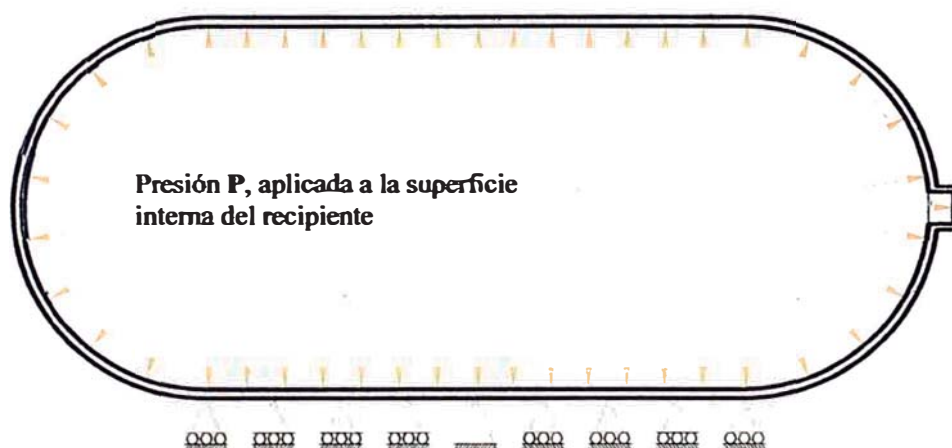
### **3.2.4 Simulación del cilindro para 20 MPa de presión.**

Para este propósito se realiza las fases de Pre-proceso, Proceso y Post-proceso a fin de obtener la distribución de esfuerzos, desplazamientos, factor de seguridad y el punto de mayor esfuerzo en el cilindro, utilizando el elemento finito tetraédrico de 4 nodos. Se sigue el procedimiento:

#### **Pre-proceso:**

#### **Condiciones de borde y restricciones.**

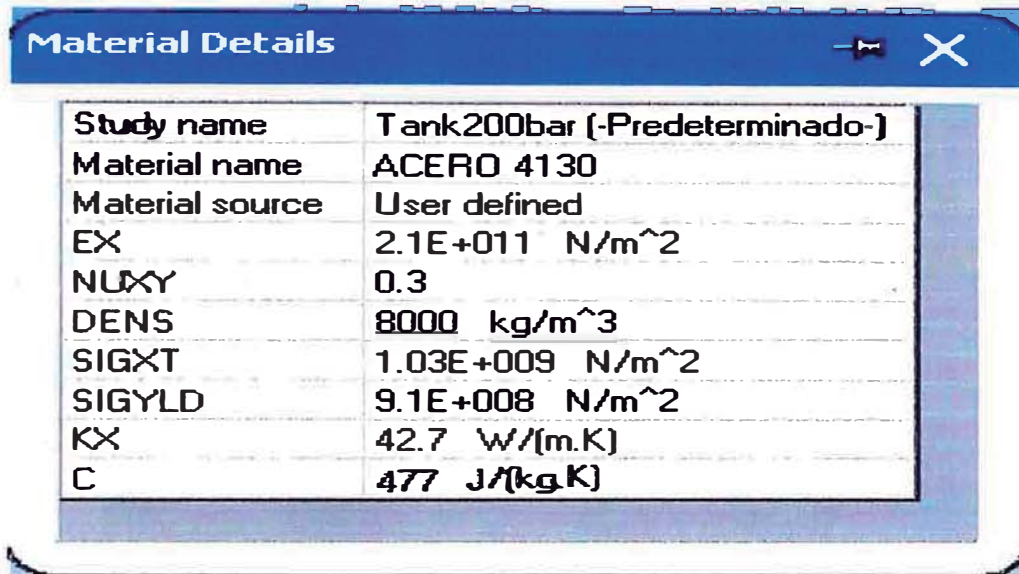
La representación esquemática de las condiciones de contorno y las restricciones del cilindro, se muestran en la **figura 3.1**, donde se indica el tipo de apoyo y la distribución de la presión.



**Figura 3.1** Condiciones de entorno y carga

**a.- Asignación de material.**

Se utiliza el acero **AISI 4130** desde el archivo de la biblioteca.

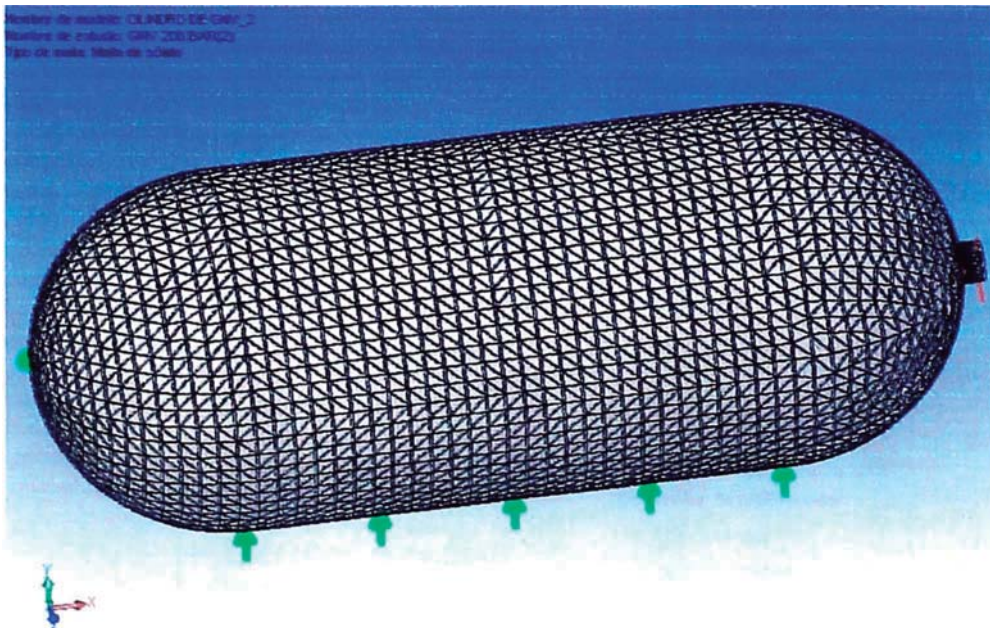


Property	Value
Study name	Tank200bar (-Predeterminado-)
Material name	ACERO 4130
Material source	User defined
EX	2.1E+011 N/m <sup>2</sup>
NUXY	0.3
DENS	8000 kg/m <sup>3</sup>
SIGXT	1.03E+009 N/m <sup>2</sup>
SIGYLD	9.1E+008 N/m <sup>2</sup>
KX	42.7 W/(m.K)
C	477 J/(kg.K)

**Figura 3.2: Material del cilindro, ACERO AISI 4130**

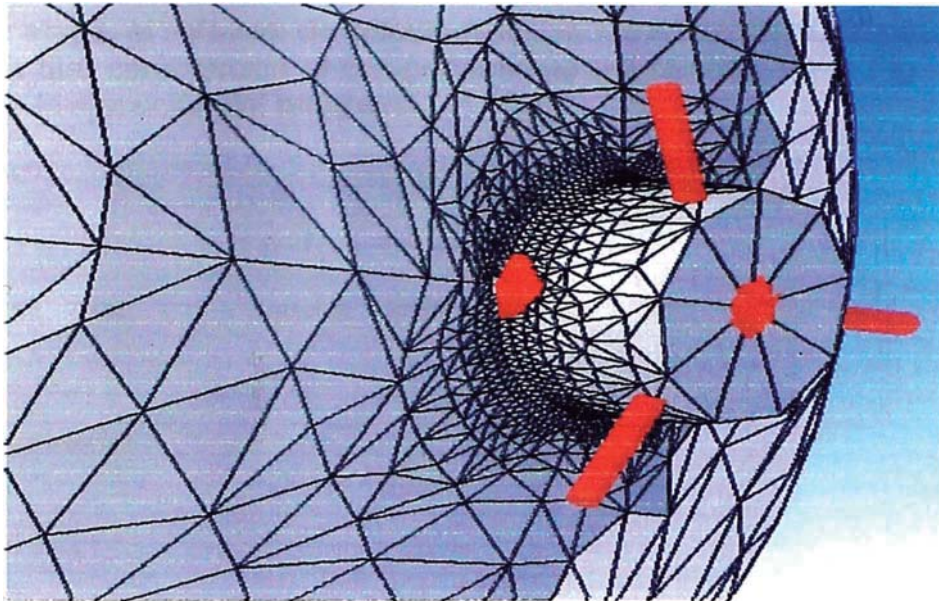
**b.- Condiciones de carga.** La carga aplicada en el interior del cilindro es de **20 MPa** de presión.

**c.- Mallado .** El tamaño general de la malla es de 18 mm, y en la zona del cuello del cilindro con refinado automático.

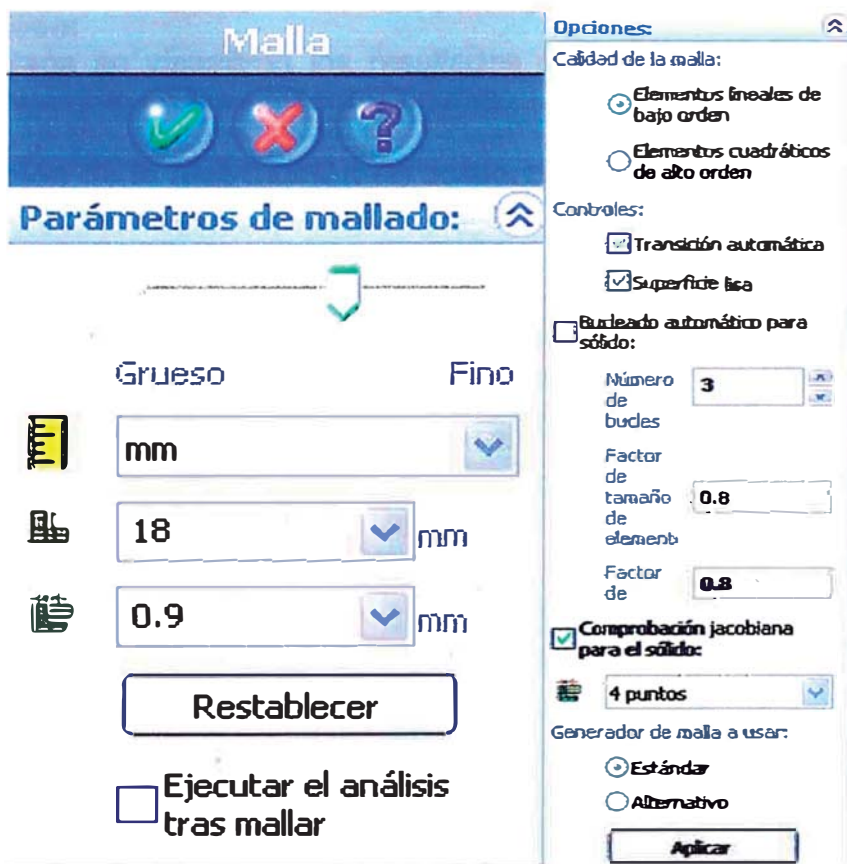


**Figura 3.3: Cilindro discretizado en tetraedros de 4 nodos**





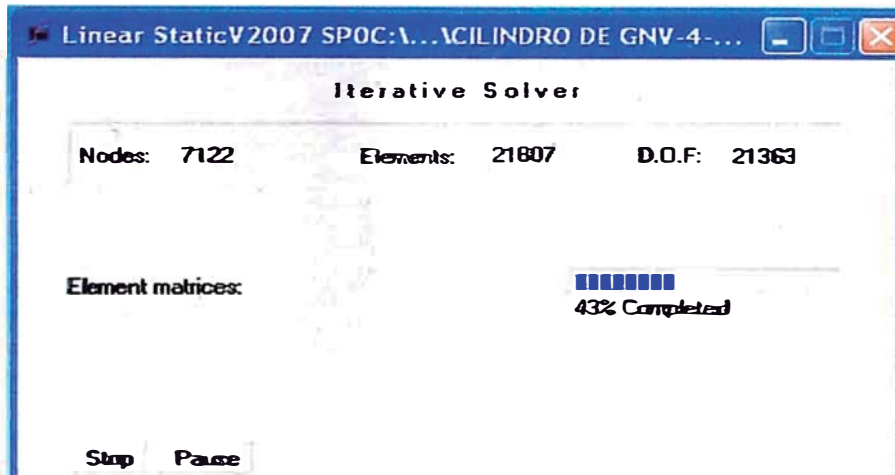
**Figura 3.4: Detalle del refinamiento automático de la malla en el cuello del cilindro**



**Figura 3.5 : Definición del mallado del cilindro en tetraedros de 4 nodos.**

**Proceso:**

En esta etapa, el software de cálculo resuelve las ecuaciones diferenciales y matrices que caracterizan el comportamiento del cilindro. En la Fig. 3.8, se visualiza la ejecución del programa.

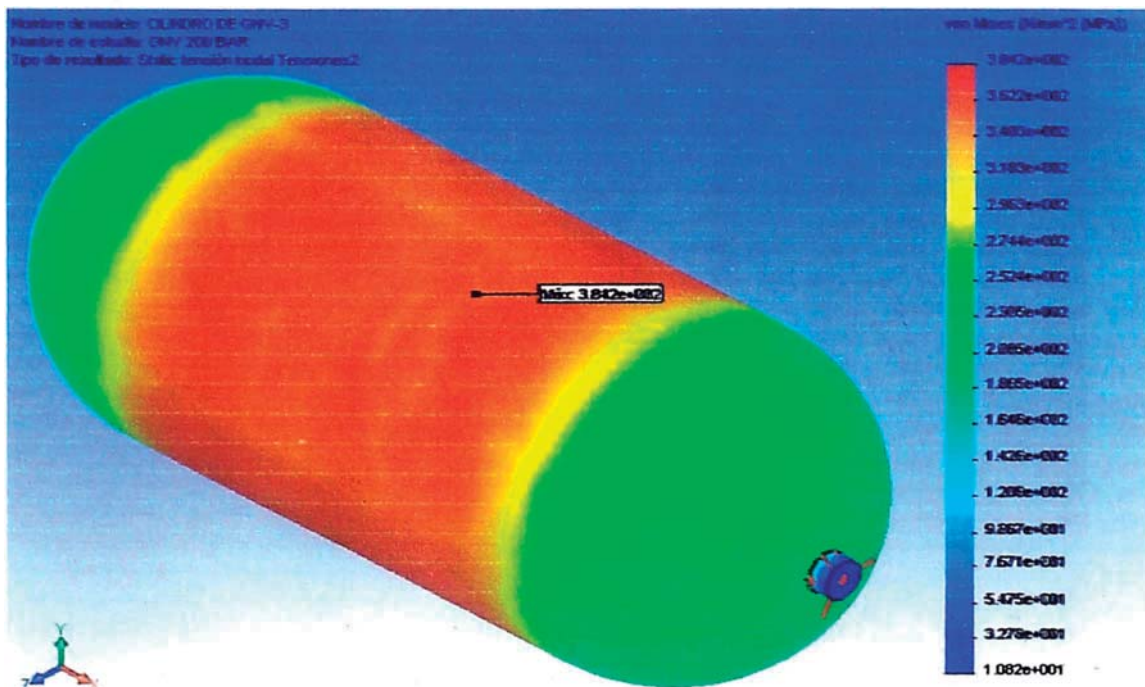


**Figura 3.6:** Muestra la ejecución del programa para 7 122 nodos, 21 807 elementos y 21 363 GDL.

**Post-proceso:**

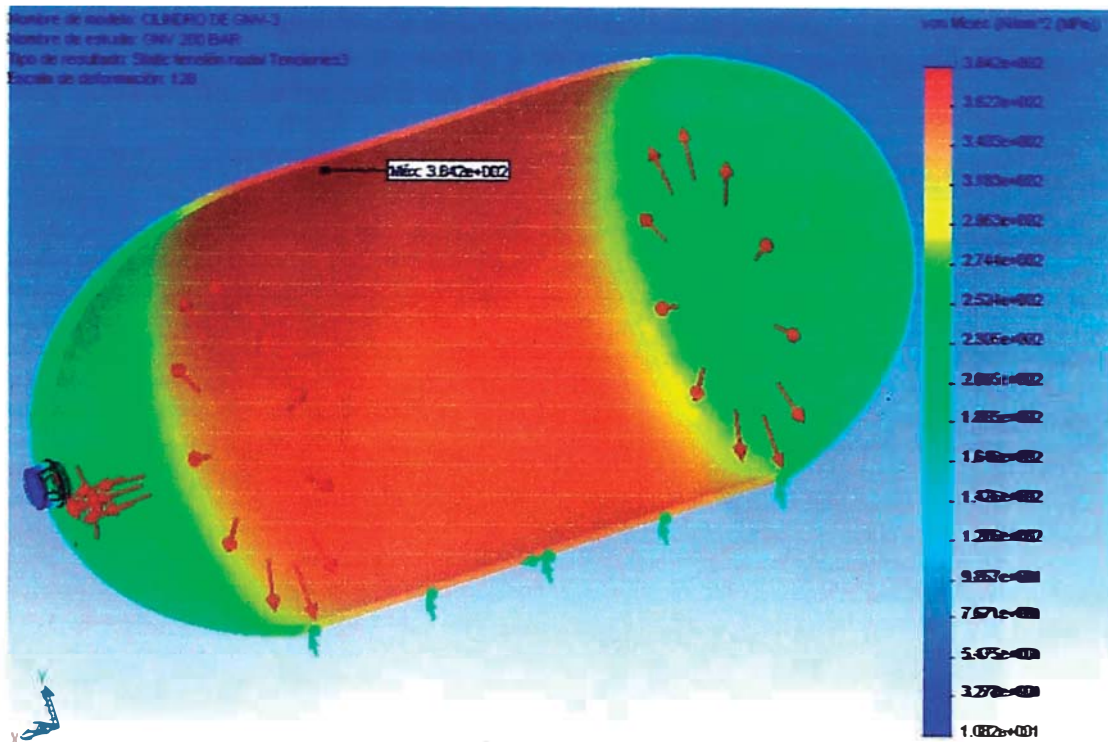
En esta etapa se visualizan los resultados obtenidos durante el proceso, como se muestran en las siguientes figuras.

**Visualización de la distribución de esfuerzos.** En la Fig. 3.9 se muestra la distribución de esfuerzos y la zona sometida a mayor esfuerzo.



**Figura 3.7:** Distribución de esfuerzos de Von Mises

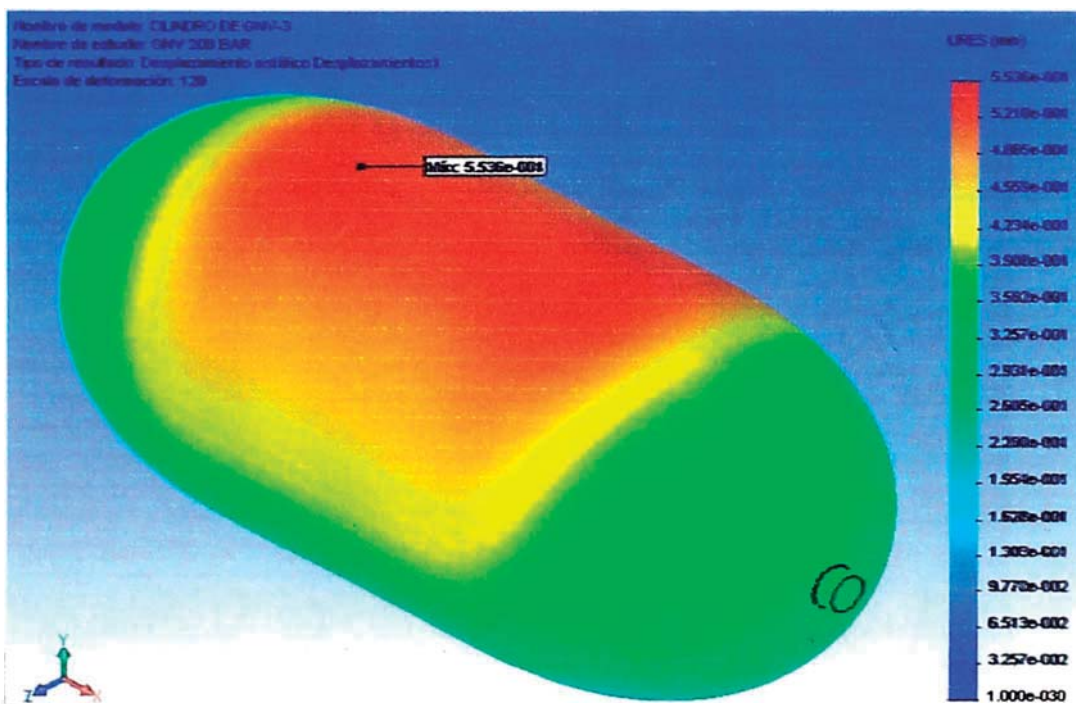




**Figura 3.8: Ubicación del punto de máximo esfuerzo:**

**Visualización de la distribución de desplazamientos.**

Para las condiciones de carga y de contorno, se obtiene la distribución de desplazamientos, el cual se muestra en la figura 3.11. Siendo el máximo desplazamiento igual a:  $\delta=0,553 \text{ mm}$



**Figura 3.9: Distribución de los desplazamientos en mm.**

### Visualización del punto de máximo desplazamiento.

Para las condiciones de contorno y de carga, se obtiene el punto de máximo desplazamiento, se muestra en la figura 3.12

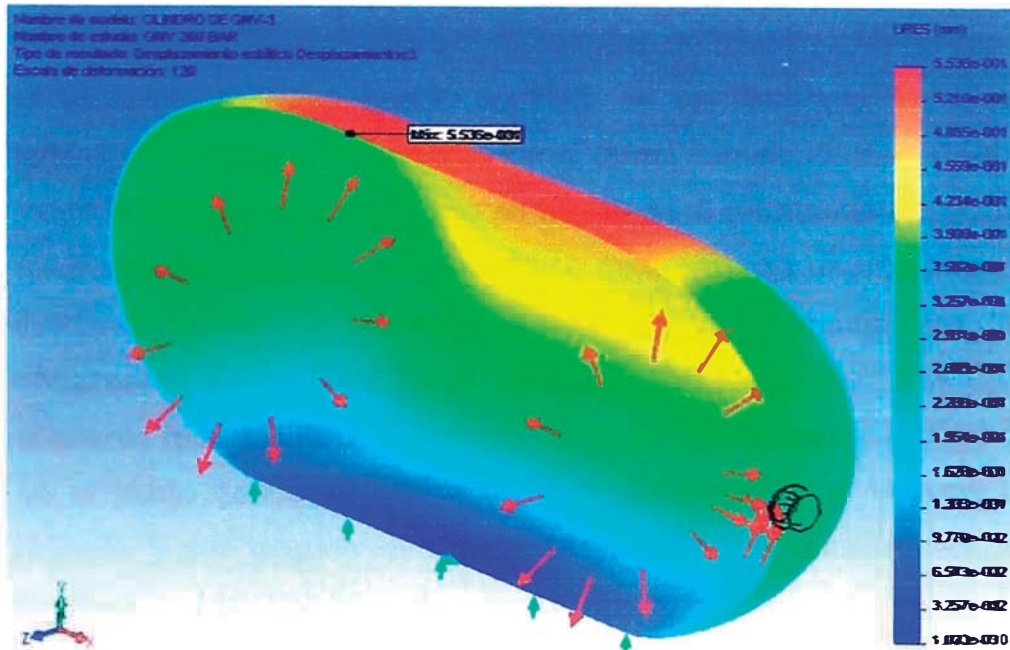


Figura 3.10: Ubicación del punto de máximo desplazamiento

### Visualización de la distribución del factor de seguridad

Para las condiciones de contorno y de carga, se obtiene igualmente la distribución del factor de seguridad, se muestra en la figura 3.13

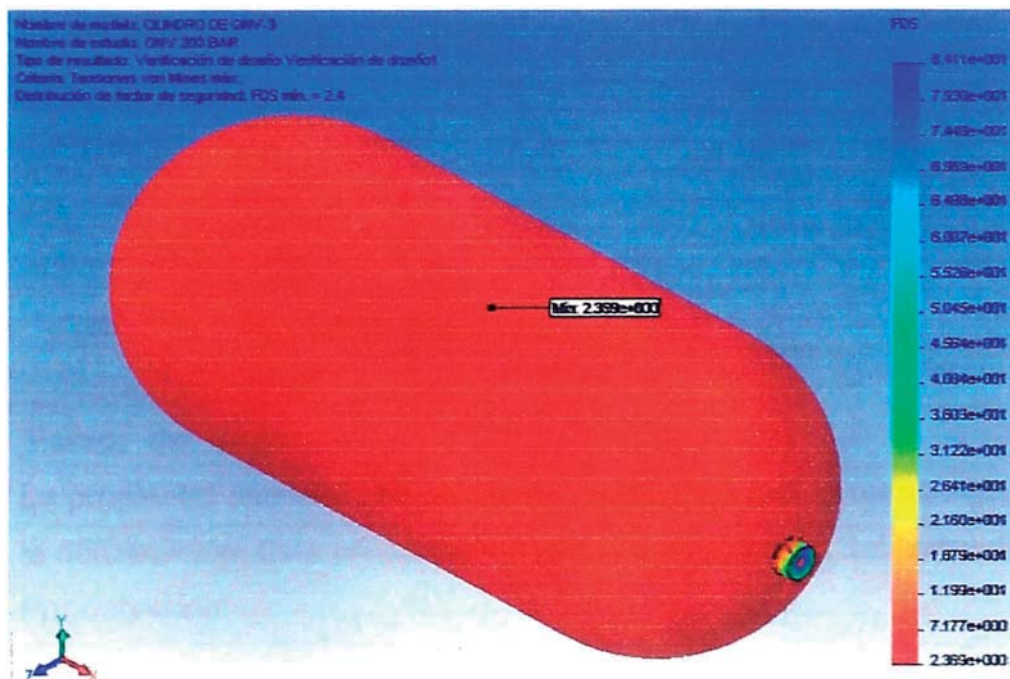


Figura 3.11 : Factor de Seguridad de Von Mises (F.S = 2,37)

### 3.3 METODO EXPERIMENTAL

Usa Strain Gages (medidor de deformaciones) de resistencia variable, que es un dispositivo, el cual varía su resistencia en proporción a la deformación a que es sometida. En el caso de strain gages de tipo adhesivo, el elemento resistivo puede consistir de un filamento metálico, de una laminilla metálica o un alambre de material semiconductor. Para reducir la longitud del gage manteniendo su sensibilidad (al mantener una resistencia relativamente grande), el filamento o laminilla son usualmente dispuestos formando rejillas. El elemento resistivo es fijado a una base adecuada, usualmente papel, plástico o cerámico. El gage completo consiste del elemento resistivo fijado a su base. Para su uso la base del gage es pegada en el punto donde se quiere medir la deformación, o la base puede ser retirada y ser pegado directamente el elemento resistivo en el punto a medirse.

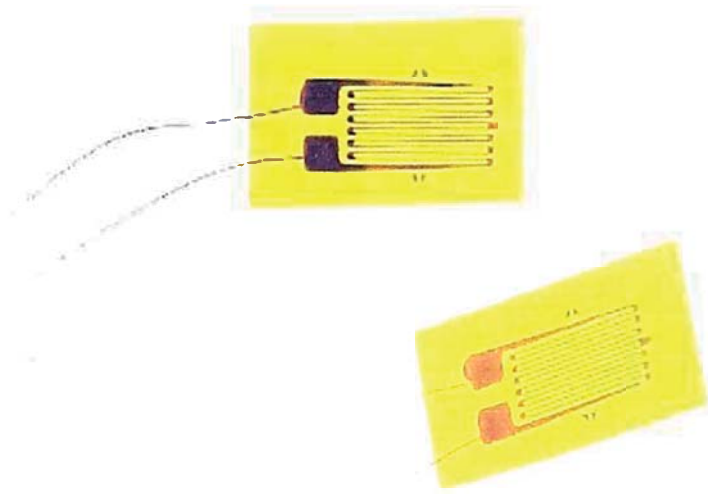


Figura 3.12 Típico strain gages

#### Factor de Gage

La propiedad esencial del elemento resistivo es que la resistencia varía con la deformación. Esta propiedad es definida en términos del factor de gage  $F$ .

Por definición:

$$F = \frac{\Delta R / R}{\Delta L / L} = \frac{\Delta R / R}{\epsilon} \quad (3.1)$$



Donde:  $F$  = Factor de gage

$R$  = Resistencia eléctrica

$L$  = Longitud del elemento de deformación sensitivo

$\varepsilon$  = Deformación axial o normal

Esto es, el factor de gage es una medida del cambio en resistencia por unidad de la resistencia original, la cual ocurrirá por unidad de deformación aplicada.

El factor de gage de muchos materiales ha sido obtenido experimentalmente, estos valores varían de  $-140$  a  $+175$ . Un valor negativo de  $F$  indica que la resistencia decrece según la deformación se incrementa en sentido positivo.

### Análisis del circuito de strain gage metálicos

El circuito más comúnmente usado con strain gages de resistencia variable es un puente de Wheatstone con una fuente de tensión constante (ver figura 3.15).

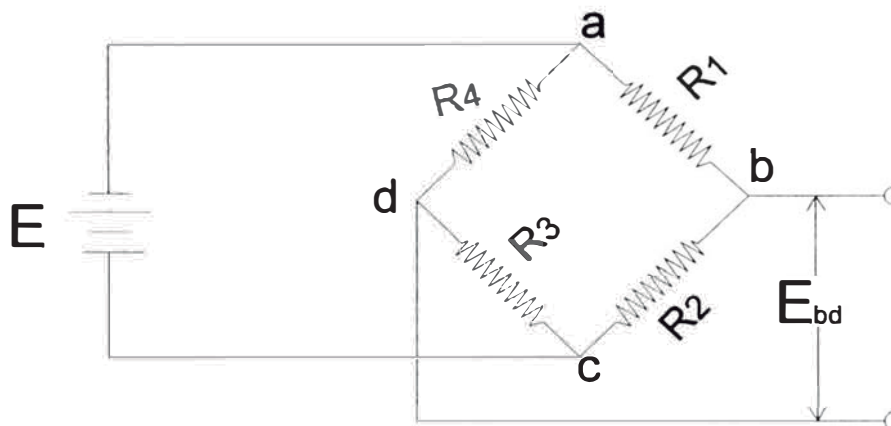


Figura 3.13 Circuito puente Wheatstone

La fuente puede ser de **AC** o **DC**, pero asumiremos que es un **DC** para poder escribir las ecuaciones en términos de resistencia **R** en vez que en términos de impedancia **Z**.

Comenzamos por establecer la condición de potencial (o tensión) cero a través de la diagonal **b-d** ( $E_{bd} = 0$ ).

Las caídas de tensión a través de los elementos individuales son:

$$\begin{aligned}
 E_{ad} &= I_4 \cdot R_4 & \text{ó} & \quad I_4 = \frac{E_{ad}}{R_4} \\
 E_{dc} &= I_3 \cdot R_3 & \text{ó} & \quad I_3 = \frac{E_{dc}}{R_3} \\
 E_{ab} &= I_1 \cdot R_1 & \text{ó} & \quad I_1 = \frac{E_{ab}}{R_1} \\
 E_{bc} &= I_2 \cdot R_2 & \text{ó} & \quad I_2 = \frac{E_{bc}}{R_2}
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Pero para un circuito abierto entre **b** y **d**

$$I_4 = I_3 \quad \text{y} \quad I_1 = I_2 \tag{3.3}$$

$$\frac{E_{ad}}{R_4} = \frac{E_{dc}}{R_3}, \quad \frac{E_{ad}}{R_4} = \frac{E_{dc}}{R_3} \tag{3.4}$$

Si  $E_{bd}$  es igual a cero, el potencial en “**d**” debe ser igual al de “**b**”, aquí la caída de tensión de “**a**” a “**d**” y la caída de “**a**” a “**b**”, y la caída de tensión de “**d**” a “**c**” igual de “**b**” a “**c**”. Entonces:

$$E_{ad} = E_{ab} \tag{3.5}$$

$$E_{dc} = E_{bc}$$

Sustituyendo (3.5) en (3.4), obtenemos:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_4}{R_3} \tag{3.6}$$

Que da la condición para un puente balanceado.

Ahora estableceremos la expresión para el cambio del potencial a través de la diagonal **b-d** ( $dE_{bd}$ ) debido a pequeños cambios en  $R_1$ ; por ejemplo,  $dR_1$ . Como  $R_3$  y  $R_4$  permanecen constantes, el potencial en el punto “**d**” no ha cambiado. La corriente que circula a través de  $R_1$  es:

$$I_1 = \frac{E}{R_1 + R_2} \tag{3.7}$$

Y la caída de tensión a través de  $R_1$  es:

$$E_{ab} = I_1 R_1 = \frac{ER_1}{(R_1 + R_2)} \quad (3.8)$$

El cambio en  $E_{ab}$  debido a pequeños cambios en  $R_1$  puede ser determinado por diferenciación:

$$dE_{ab} = \frac{R_2 dR_1}{(R_1 + R_2)^2} E \quad (3.9)$$

Desde que  $E_b = E_d$  en el balance y  $E_d$  permanece constante, la diferencia entre “b” y “d” y el cambio de potencial en “b” es igual al cambio a través de a-b dado que el potencial en “a” permanece constante; entonces:

$$E_{bd} = E_d - (E_b + dE_b)$$

$$E_{bd} = - dE_b = - dE_{ab}$$

$$\text{Y} \quad E_{bd} = - \frac{R_2 dR_1}{(R_1 + R_2)} E \quad (3.10)$$

Usando el mismo razonamiento, podemos escribir las ecuaciones para cambios sucesivos en  $R_2$ ,  $R_3$  y  $R_4$ .

De este modo:

$$E_{bd} = + \frac{R_1 dR_2}{(R_1 + R_2)^2} E$$

$$E_{bd} = - \frac{R_4 dR_3}{(R_3 + R_4)^2} E$$

$$E_{bd} = + \frac{R_3 dR_4}{(R_3 + R_4)^2} E \quad (3.11)$$

Si  $R_1$ ,  $R_2$ ,  $R_3$  y  $R_4$  sufren pequeños cambios simultáneamente, el efecto total sobre  $E_{bd}$  es la suma de esos efectos individuales.

De este modo:

$$E_{bd} = \left[ -\frac{R_2 dR_1}{(R_1 + R_2)^2} + \frac{R_1 dR_2}{(R_1 + R_2)^2} - \frac{R_4 dR_3}{(R_3 + R_4)^2} + \frac{R_3 dR_4}{(R_3 + R_4)^2} \right] E \quad (3.12)$$

Sustituyendo la definición del factor de gage:  $F = \frac{dR/R}{\varepsilon}$

En la ecuación (3.12), obtenemos:

$$E_{bd} = \left[ -\frac{R_2 R_1 F_1 \varepsilon_1}{(R_1 + R_2)^2} + \frac{R_1 R_2 F_2 \varepsilon_2}{(R_1 + R_2)^2} - \frac{R_3 R_4 F_3 \varepsilon_3}{(R_3 + R_4)^2} + \frac{R_3 R_4 F_4 \varepsilon_4}{(R_3 + R_4)^2} \right] E \quad (3.13)$$

En muchos casos, este circuito puente se forma con resistencias iguales ( $R_a = R_1 = R_2 = R_3 = R_4$ ). Para este caso especial, la sensibilidad, la ecuación (3.13) puede ser reducida a la siguiente:

$$E_{bd} = \frac{FE}{4} (-\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_3 + \varepsilon_4) \quad (3.14)$$

Se concluye que el desbalance del puente ( $E_{bd}$ ) es proporcional a la suma de los cambios de deformación (o resistencia) en elementos opuestos y de la diferencia de cambios de deformación (o resistencia) en elementos adyacentes.

### 3.3.1 DETERMINACION DE LAS TENSIONES Y DEFORMACIONES POR EL MÉTODO EXPERIMENTAL

Para la prueba se cuenta con lo siguiente:

- ◆ Un compresor de la Estación de Servicio “Peruana Gas Natural SAC”
- ◆ Medidor de deformaciones T- 4020
- ◆ Dos Strain Gages metálicos
- ◆ Un cilindro en estudio



**Figura 3.14: Medidor de deformaciones T- 4020**

#### Procedimiento de operación

Se realiza el siguiente procedimiento:

- a.- Se conectan los Strain Gages
- b.- Se activa el interruptor de energía
- c.- Esperar 15 minutos y realizar el balance (poner a cero) del puente mediante los controles grueso y fino con el atenuador en X10
- d.- Repetir el balance del puente con el atenuador en X1
- e.- Se realiza la medición

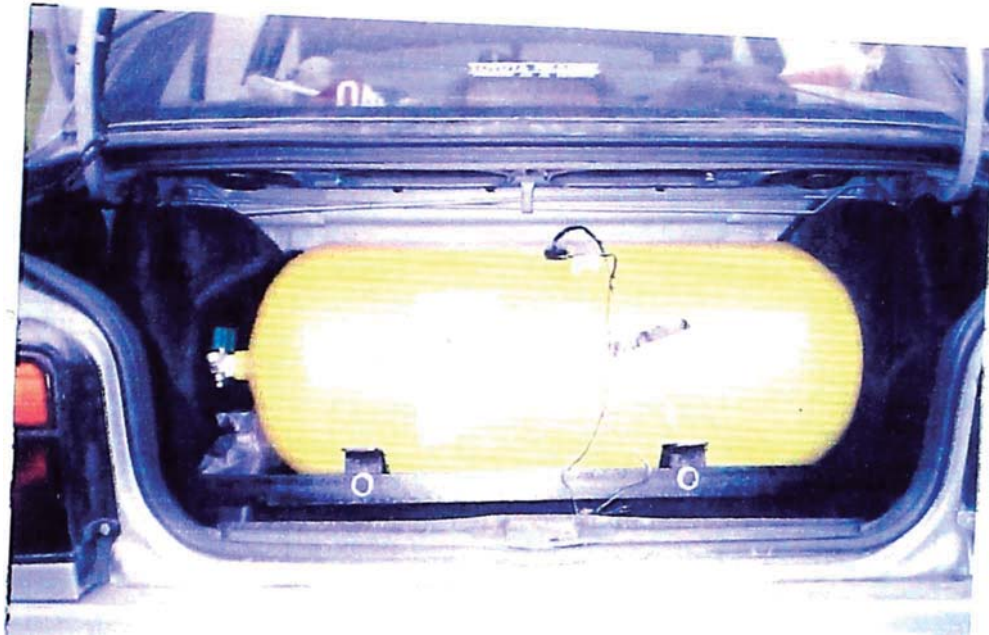


Figura 3.15 Instalación del strain gage



Figura 3.16: Operación de la Medición

Las mediciones se han realizado en cinco ocasiones distintas, es decir, cada vez que se llenaba el tanque después del consumo total del GNV, al inicio la presión es **CERO**, llenando hasta la presión de operación de **20 MPa**.

**Tabla A.3 Resultado de las mediciones con strain gages**

Tomas	$\mu\varepsilon$	$\nu$	$\sigma_t$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	$\sigma_e$ (MPa)
1	1512	0,30	356	178	317
2	1530	0,30	360	180	321
3	1510	0,30	355	178	316
4	1520	0,30	358	179	319
5	1522	0,30	359	180	319

El promedio será:  $\sigma_e = 318 MPa$

El esfuerzo equivalente determinado en el cilindro por este método, es en el radio exterior. No hay forma de medir con los strain gages las tensiones en la superficie interior del cilindro, donde el esfuerzo es máximo.

### Esfuerzo y deformación plana

Despreciando los efectos de la presión interna radial a la pared del cilindro, se puede considerar que la pared está sometida a un estado plano de esfuerzo. Dado que en las secciones normales y paralelas al eje longitudinal del cilindro, solo que existen esfuerzos normales (tangenciales  $\sigma_t$  y longitudinales  $\sigma_r$  respectivamente). Entonces:

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_r)$$

Pero la relación:  $\sigma_r = \frac{1}{2}\sigma_t$

Reemplazando:

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_t}{E}(1 - 0,5\nu) \Rightarrow \sigma_t = \frac{\varepsilon_t E}{0,85} = \frac{1512 \times 10^{-6} \times 200000}{0,85} = 356 MPa$$



$$\sigma_1 = 356 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad \sigma_2 = 178 \text{ MPa}$$

El esfuerzo equivalente determinamos por Von Mises:

$$\sigma_e^2 = \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}$$

$$\sigma_e^2 = \frac{(356 - 178)^2 + (356 - 0)^2 + (178 - 0)^2}{2}$$

$$\sigma_e = 317 \text{ MPa}$$

De esta manera se ha elaborado la tabla A.3

### Deformación circunferencial

$$\delta = \varepsilon L_0 = \varepsilon (\pi D)$$

$$\delta = \varepsilon (\pi D) = 1512 \times 10^{-6} (\pi \cdot 356) = 1,69 \text{ mm}$$



## RESULTADOS

El espesor del cilindro se determinó utilizando los siguientes criterios de cálculo: cilindro de pared delgada; el Código ASME, Sección VIII, División 1; las recomendaciones de la Norma ISO 9809-2:2000 y la Norma IRAM 2526. Según los resultados, el cilindro tendría un espesor mínimo de  $e = 7,80 \text{ mm}$ .

También, se hizo la medición del espesor de un cilindro nuevo, por ultrasonido, resultando el tamaño igual a  $e = 8,25 \text{ mm}$ .

Al culminar el estudio tenemos los resultados siguientes:

### **Método analítico**

#### **Para cilindro de pared delgada**

Al considerar el cilindro de pared delgada, el esfuerzo calculado es un valor promedio. La diferencia no es muy apreciable (**2,4%**). Por esta razón, para casos prácticos se considera que la distribución de los esfuerzos es uniforme a través de todo el espesor de pared del cilindro. Para el caso de las deformaciones, la variación porcentual es similar.

#### **Para cilindro de pared gruesa**

Calculando con las ecuaciones de Lamé, se comprueba que la distribución de los esfuerzos a través del espesor de pared del cilindro no es uniforme. El esfuerzo máximo se produce en el radio interior del cilindro y el esfuerzo mínimo en el radio exterior. Se concluye que, entre los dos criterios, este último nos proporciona el valor de los esfuerzos y deformaciones con mayor precisión.

### **Método por Simulación Numérica**

Por simulación numérica, al determinar los esfuerzos y deformaciones en el cilindro, nos proporciona valores muy similares a los resultados obtenidos con las ecuaciones de Lamé, solo con una diferencia del **0,3 %**.

### **Método experimental**

Por mediciones experimentales, se obtiene el valor del esfuerzo por debajo de los otros dos métodos. Existe una discrepancia del **9 %**.

**Tabla A.4 RESULTADOS OBTENIDOS POR LOS TRES MÉTODOS**

Presión MPa	Método Analítico (pared delgada)	Método Analítico (pared gruesa) (Lamé)	Simulación Numérica (Cosmos Work)	Método Experimental Strain Gages	Variación $\Delta\sigma = \frac{\sigma_{analit} - \sigma_{Simul}}{\sigma_{analit}}$	Variación $\Delta\sigma = \frac{\sigma_{analit} - \sigma_{Experim}}{\sigma_{analit}}$
20	$\sigma = 374$ MPa $\delta = 0,296$ mm F.S = 2,43	$\sigma_{m\acute{a}x} = 383$ MPa $\sigma_{m\acute{i}n} = 348$ MPa $\delta = 0,362$ mm F.S = 2,30	$\sigma_{m\acute{a}x} = 384$ MPa $\sigma_{m\acute{i}n} = 350$ MPa $\delta = 0,55$ mm F.S = 2,36	$\sigma_{m\acute{a}x} = 350$ MPa $\sigma_{m\acute{i}n} = 318$ MPa $\delta = 1,69$ mm F.S = 2,60	0,30 %	9 %
30	$\sigma = 561$ MPa $\delta = 0,445$ mm F.S = 1,62	$\sigma_{m\acute{a}x} = 574$ MPa $\delta = 0,542$ mm F.S = 1,58	$\sigma_{m\acute{a}x} = 576$ MPa $\delta = 0,83$ mm F.S = 1,58		0,35 %	
45	$\sigma = 844$ MPa $\delta = 0,667$ mm	$\sigma_{m\acute{a}x} = 861$ MPa $\delta = 0,814$ mm	$\sigma_{m\acute{a}x} = 864$ MPa $\delta = 1,24$ mm		0,35 %	

## CONCLUSIONES

En la evaluación de los esfuerzos en el cilindro se han utilizado tres métodos: analítico, la simulación numérica, y el experimental. Los esfuerzos se han determinado para las presiones de **20 MPa**, **30 MPa** y **45 MPa**. Por el método experimental sólo para la presión de **20 MPa**.

1º Que, según el método analítico los esfuerzos en la pared cilíndrica y en los extremos semiesféricos tienen valores tal como se observa en la tabla:

<b>Presión(MPa)</b>	<b>Esfuerzo pared cilíndrica(MPa)</b>	<b>Esfuerzo extremo semiesférico(MPa)</b>
<b>20</b>	<b>383</b>	<b>192</b>
<b>30</b>	<b>574</b>	<b>287</b>
<b>45</b>	<b>861</b>	<b>430</b>

Se observa que en los extremos del tanque (Casquetes semiesféricos) los esfuerzos son el 50% de la zona cilíndrica.

2º Que, según el MEF los valores de los esfuerzos en la pared cilíndrica y en los extremos semiesféricos son próximos a los resultados anteriores

<b>Presión(MPa)</b>	<b>Esfuerzo pared cilíndrica(MPa)</b>	<b>Esfuerzo extremo semiesférico(MPa)</b>
<b>20</b>	<b>384</b>	<b>186</b>
<b>30</b>	<b>576</b>	<b>280</b>
<b>45</b>	<b>864</b>	<b>420</b>

- 3°.- Por el método analítico se han obtenido las siguientes deformaciones en la sección cilíndrica del tanque: **0,362; 0,542 y 0,814 mm**, para las presiones de **20, 30 y 45 MPa** respectivamente.
- 4°.- El análisis por MEF presenta un esfuerzo en el cuello del tanque de **120 MPa, 181 MPa, 271 MPa** para las presiones de **20, 30 y 45 MPa** respectivamente. Los cuales están por debajo de los esfuerzos en la pared cilíndrica para las mismas presiones. Entonces, el cuello del cilindro no está a expensas de falla.
- 5°.- La deformación radial en la sección cilíndrica del tanque alcanzó **0,55; 0,83 y 1,24 mm** para las presiones de **20, 30 y 45 MPa** respectivamente.
- 6°.- Los máximos esfuerzos de Von Mises obtenidos no alcanzan el límite de fluencia del acero **AISI 4130** que tiene un valor de **910 MPa**, para las cargas de presión de trabajo, de prueba y de rotura. Significa que el espesor del cilindro está por encima del mínimo necesario.
- 7°.- El método de los Elementos Finitos permite simular el comportamiento del cilindro a la carga de la presión con la distribución de los esfuerzos con resultados muy similares al método analítico, sólo con una discrepancia del **0,3 %** por encima del método analítico. No obstante, el MEF, tiene una ventaja que facilita determinar los esfuerzos en las zonas de curvatura y en el cuello del cilindro.
- 8°.- La medición experimental dio por resultado un esfuerzo de **350 MPa** para la presión de **20 MPa**. Para las presiones de **30 y 45 MPa** no se han realizado las mediciones, porque tuvimos limitaciones al no contar con compresores de GNV para las presiones indicadas.
- 9°.- Los valores de los esfuerzos determinados por el método experimental con respecto al método analítico y el método de los elementos finitos hay una discrepancia de  $\approx 9 \%$  por debajo, para ambos casos.

**10°.-** Los métodos utilizados han permitido determinar el espesor mínimo de pared del cilindro igual a **7,80 mm**, para la presión de **20 MPa**. Para el estudio se ha utilizado un cilindro nuevo de **356 mm** de diámetro exterior y **8,25 mm** de espesor de pared. Esto es, para los efectos de hacer las comparaciones de los resultados.

**11°.-** De acuerdo al estudio realizado para determinar los esfuerzos y deformaciones, utilizando el método analítico, los resultados tienen una discrepancia del **2,6%**, esto se justifica, porque, en el primer caso, se ha calculado bajo la hipótesis de que la distribución de los esfuerzos es uniforme en todo el espesor de pared del cilindro. En el segundo caso, los cálculos se han efectuado bajo la hipótesis de que la distribución de los esfuerzos es variable a lo largo del espesor de pared del cilindro, siendo corroborada la hipótesis.

**12°.-** A la luz de los resultados obtenidos podemos afirmar que los métodos utilizados para determinar el espesor mínimo son adecuados. Los cilindros tienen el espesor sobredimensionado.

**Con los resultados obtenidos podemos afirmar que el objetivo de la tesis ha sido completamente alcanzado y la hipótesis planteada fue confirmada**

## **RECOMENDACIONES**

**1.-** Realizar estudios posteriores sobre la fatiga en los cilindros para GNV.

**2.-** Implementar un banco de pruebas para probar los cilindros. Pues, transcurridos los 5 años de uso, según la Norma Técnica Peruana (NTP 111.013:2004) y la Norma ISO 9809-2:2000, los cilindros deben ser sometidos a la prueba hidrostática, para verificar su resistencia

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1]. **EUGENE, F. Megyesy**; *Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo*; Edit. Limusa S.A; México D.F; 1998.
- [2] **FAIRES, Virgil Moring**; *Diseño de Elementos de Máquinas*; Ed.Uteha; México; 1990.
- [3] **JUVINALL, Robert C.**; *Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica*; Edición 1990.
- [4] **SHIGLEY J.E Y Mischke, Charles R.**; *Diseño en Ingeniería Mecánica*; McGraw-Hill; USA 1993.
- [5] **TIMOSHENKO, S. y D.H. Young**; *Elementos de Resistencia de Materiales*; Vol.1; Stanford University; California; 1961
- [6] **TIMOSHENKO, S. y D.H. Young**; *Elementos de Resistencia de Materiales*; Vol.2 ; Stanford University; California; 1961
- [7] **TIRUPATHI, R. Chandrupatla y ASHOK D. Belegundu**; *Introducción al Estudio del Elemento Finito en Ingeniería*; Segunda Edición; México; 1999.
- [8] **ZIENKIEWICZ, O.C., and MORGAN**, *Finite Elements and Approximation*. New York: Wiley-Interscience, 1982
- [9] **ZIENKIEWICZ,O.C.,and R.L. TAYLOR**, *The Finite Element Method*. Vol.2. New York: McGraw-Hill, 1991
- [10] **TIMOSHENKO, S.P** Theory of Plates and Shells, McGraw-Hill Book Co.,Nueva York.
- [11] **MANUAL GENERAL DE INSTALACION, GREPPI**, 2001
- [12] **ENARGAS**, *Ente Nacional Regulador del Gas, Argentina*
- [13] **Cilindros CILBRAS**, *especificaciones técnicas según norma ISO.*
- [14] **ISO 7225:1994** :Gas Cylinder. Precautionary Labels
- [15] **ISO 9809-2:2000** :Gas Cylinders. Refillable Seamless Steel Gas Cylinders. Design, Construction and Testing.

Part 2: Quenched and tempered Steel Cylinders with Tensile Strength Greater than or Equal to 1 100 MPa Normalized Steel Cylinders

- [16] **ISO 9809-3:2000** : *Gas Cylinders. Refillable Seamless Steel Gas Cylinders. Design, Construction and Testing. Part 3: Normalized Steel Cylinders.*
- [17] **ASME – 2001** : *Rules for construction of pressure vessel-Section VIII, Division I*
- [18] **IRAM 2526:1997** : *Cilindros de acero sin costura para gases Permanents*
- [19] **NORMA GE N°1-144** : *Especificación técnica para la revisión periódica de cilindros de acero sin costura para GNC.*
- [20] **NTP 111.03: 2004** : *Cilindros de alta presión para almacenamiento de gas natural utilizado como combustible para vehículos automotores.*
- [21] **HORI ASANO J.J** *Esfuerzos y deformaciones* Lima–Perú, 1983
- [22] **V.M. FAIRES**, *Diseño de Elementos de Máquinas*, UTEHA, 1990
- [23] **ISO 4705D**, *Cilindros para el almacenamiento de GNV*
- [24] **TECNODINAMICA**: *Fundamentos de la medición de esfuerzos y deformaciones mediante “STRAIN GAGES” de resistencia variable.*
- [25] **DENG-Jr PENG**, *Failure of a silane gas cylinder valve: A case study*  
Available online 30 march 2007
- [26] **C.J.B. Dicken and W. Mérida**. *Measured effects of lilling time and initial mass on the temperature distribution within a hydrogen cylinder during refueling.* Journal of Power Sources. Volume 165, Issue 1, 25 February 2007. Pages 324-336.
- [27] **JOHN W.H. PRICES**, *An acetylene cylinder explosion: A most probable cause analysis..*available online 15 september 2005.
- [28] **F. Rauscher**. *Fatigue of non-weldes pressure vessels made of high strength steel.* International Journal of Pressure Vessels and Piping  
Volume 80, Issue 3, March 2003, Pages 197-204.

- [29] **L. Benussi, M. Bertani, S. Bianco, F.L. Fabbri, P. Gianotti, V. Lucherini, E. Pace, N. Qaiser and S. Sarwar.** *Desing and implementation of an automatic gas-cylinder inversion system based on an embedded computer.* Available online 9 May 2001. Volume 461, Issues 1-3, 1 April 2001, Pages 98-99.
- [30] **G.R. Holcomb.** *Failure analysis of an HCl gas cylinder valve.* Available online 20 June 2000. Engineering Failure Analysis. Volume 7, Issues 6, 1 December 2000, Pages 403-409.
- [31] **B. Su, Ch. Li and G.S. Bhuyan.** *Comparison between fracture parameters of an all-aluminum cylinder with creacks under different deformation conditions.* International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 77, Issue 4, April 2000, Pages 179-184.
- [32] **B. Su and Gouri S. Bhuyan.** *Fracture behaviors of all –steel gas cylinder with different axial cracks* International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 76, Issue 4, April 1999, Pages 245-250
- [33] **B. Su. And Gouri S. Bhuyan.** *Elastic fracture properties of all-steel gas cylinders with different axial crack types.* International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 76, Issue 1, January 1999, Pages 23-33
- [34] **B. Su and Gouri S. Bhuyan.** *Elasto – plastic fracture properties of an all-aluminium gas cylinder with different cracks.* International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 75, Issue 12, October 1998, Pages 879-886
- [35] **John W.H. Price, Raafat N. Ibrahim and Dimitry Ischenko :** *Inspection of aluminum gas cylinders for cracking in the neck region.* International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 73, Issue 1, August 1997, Pages 45-51. International Conference on Piping and Pressure Vessels
- [36] **Wai Sun Don and Carl B. Quillen.** *Numerical Simulation of Shock-Cylinder Interactions I. Resolution.* Journal of Computational Physics Volumen 122 Issue 2, December 1995, pages 244-265.



- [37] **H. Barthelemy.** *Periodic inspection of compressed gas cylinders and transport vessels by using acoustic emission testing: Journal of Acoustic Emission*, Vol. 8, Nos. 1-2, pp. 575-578 (Jan.-Jun. 1989) Special Supplement-Extended Summaries of Papers to be presented at the World Meeting on Acoustic Emission, Charlotte, North Carolina, USA 20-23 Mar. 1989. NDT & E International, Volume 25, Issue 6 December 1992, Page 300 H.
- [38] **P.M. Ciancio, M.L. Godoy, Luis M, Arrien.**-*Recipientes a Presión: Evaluación del estado tensional a partir de datos experimentales.* Bariloche, Argentina, noviembre 2004.
- [39] **Abregú Leandro, Edwin Asención,** *Simulación de un Componente Mecánico por el Método de los Elementos Finitos*, Inifim-Uni, Proyecto de Investigación. Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Nacional de Ingeniería. Lima - Perú, 2002,
- [40] **Tutorials Cosmos/Works®** V.6. International 2000/290.
- [41] **Oñate Ibañes de Navarra, Eugenio,** *Cálculo de Estructuras por el Método de los Elementos Finitos*. Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería. Edit. CIMNE, Barcelona, España 1982.
- [42] **Marks,** *Manual del Ingeniero Mecánico*
- [43] **Cueva Pacheco, Ronald,** *Resistencia de Materiales Avanzado*. Edición preliminar, Universidad Nacional de Ingeniería, Lima-Perú, 2001.
- [44] **Dubbel.** *Manual del Constructor de Máquinas*. Edit. Labor S.A, Barcelona
- [45] **Timoshenko S.** *Resistencia de Materiales Avanzado*. Editorial Espasa, 1964.
- [46] **Simposium Internacional.-***Conversión de vehículos Gasolineras y petroleros a Gas Natural Vehicular-GNV. INDIMAQ UNI-FIM-Perú* Junio 2005
- [47] **Abregú Leandro, Edwin Asención,** *Estudio analítico del comportamiento interno de una pasteca de 32 kN de capacidad y verificación por el método de los elementos finitos (MEF). tesis para optar el grado de maestro en ciencias, mención ingeniería mecánica, diseño de máquinas –UNI-FIM. Lima-Perú 2007.*

## **ANEXO (A)**

### **VENTAJAS DEL USO DE GNV COMO COMBUSTIBLE**

#### **1.- Uso del GNV prolonga la vida útil del motor**

El uso del gas natural en la propulsión automotriz duplica la vida útil de las bujías, el aceite y consecuentemente del motor. La razón es que, el lubricante de un motor hace que el contacto de los anillos del pistón y cilindro se realice a través de una película de aceite, evitando de este modo el desgaste que produciría la unión metal con metal. Cuando en un motor alimentado a gasolina, ingresa en el cilindro el spray que forma la mezcla gasolina/aire, al alto poder desengrasante de la gasolina tiende a desalojar la película lubricante, es decir, lava la pared de los cilindros permitiendo entonces el contacto metal con metal. En cambio en un motor alimentado con GNV, la mezcla gas natural/aire es absolutamente gaseosa y por ende la película lubricante permanece inalterable.

#### **2.- La reducción de contaminación del medio ambiente**

Uno de los principales causantes de la contaminación del medio ambiente en una ciudad como la nuestra es el transporte urbano de pasajeros, que oscila entre el **80%** y el **90%**, si se reemplazara la gasolina por el GNC en la alimentación de estos vehículos de importante porte y continua circulación, se eliminaría entre otras cosas el **HOLLIN** y el material particulado (PPM), con el agravante de que en nuestro país no existe un patrón de calidad para la gasolina que permita reducir sus valores contaminantes. Igualmente el prematuro desgaste y el casi nulo mantenimiento de estos motores provocan día a día un gran aumento de la contaminación ambiental.

Según un estudio realizado por el Instituto de Medio Ambiente de EE.UU (EPA) el costo de la salud pública resultó, que por cada litro de combustible quemado se gastan **US\$ 0,30**. El GNC, además de ser

económico, abunda y se estiman reservas por más de 40 años, es de fácil extracción en comparación al petróleo y es, de los combustibles más utilizados, el menos contaminante y el único que puede alcanzar **NIVELES DE CONTAMINACIÓN DEL 0%.**

### **3.- La seguridad del gas natural vehicular**

El peligro que encierra el GNV es mucho menor que el vehículo que opera con gasolina o petróleo. Mucha gente por desconocimiento despierta el terror al uso del GNC. El uso del GNC en cualquier vehículo, no tiene más peligrosidad, que emerge del cuidado de los equipos en forma anual. El GNC es más liviano que el aire y se ventea con facilidad, a diferencia de la gasolina por ejemplo, que se acumula y forma bolsones que alcanzados por el fuego explotan con potencia devastadora. En la combustión el GNC se quema totalmente y no deja residuos contaminantes.

Mucho se habla siempre de la inseguridad a la que se expone cualquier usuario de un vehículo a GNC. Claro que estos erróneos conceptos se remontan a viejas y falsas ideas, donde se dice que la combustión del GNC se produce con la mera presencia de una chispa o de un cigarrillo. El GNC tiene una prerrogativa específica para su combustión, al requerir de una mezcla con aire muy inferior al 5% y no mayor a 9%. Si esta composición no se produce, el encendido no se realiza, careciendo lo de la chispa o del cigarrillo de todo fundamento.

### **4.- El uso del GNV es más económico**

- El diferencial de precio que existe entre el gas natural vehicular y la gasolina es de 55 a 66%. (ver tabla A)
- Entre el Diesel y el gas natural se presenta un ahorro del precio del combustible entre el 50 - 66%. Finalmente entre el precio del GLP y el gas natural se producirá un ahorro entre el 35 - 40 %.

Dado que el costo de conversión puede variar entre **1 250 a 1 450 US\$** y considerando un vehículo que recorre 200 km/día (un taxi por ejemplo), los ahorros que se obtienen empleando Gas Natural permite el repago del equipo en aprox. 12 a 15 meses, por el diferencial del combustible Gasolina vs Gas Natural.

**Tabla A.5: Cuadro comparativo entre Gas Natural / Diesel, Gasolina y GLP**

	G.84	G.90	G.95	G.97	DIESEL 2	GLP
GNV	55-66%	55-66%	55-66%	55-66%	50-66%	35-40%

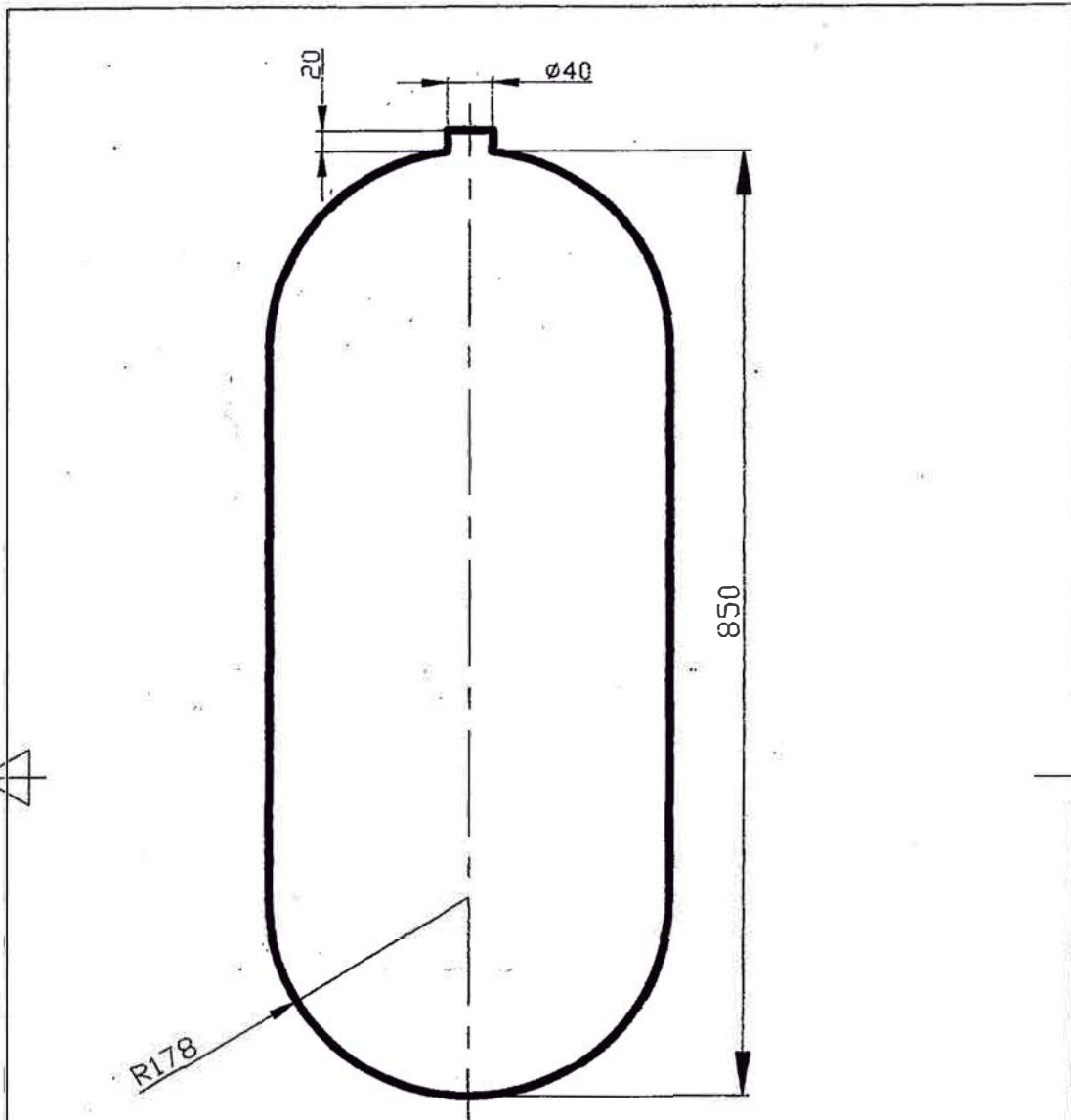
(Los valores de la tabla anterior son para un parque automotor con una edad promedio de 10 a 20 años).

- El precio del GNV aprox. al público es S/. 1,43/m<sup>3</sup>
- Un (1,0) galón de gasolina 90 octanos = 3,10 m<sup>3</sup> de GNV
- El precio de 1,0 galón de gasolina de 90 al público = S/.13,50
- El precio de Gas Natural equivalente a 1,0 galón de gasolina de 90 al público = 3,10 m<sup>3</sup> de GNVxS/. 1,43/m<sup>3</sup> = S/.4,43
- El ahorro del combustible es S/. 9,07 **(66%)**

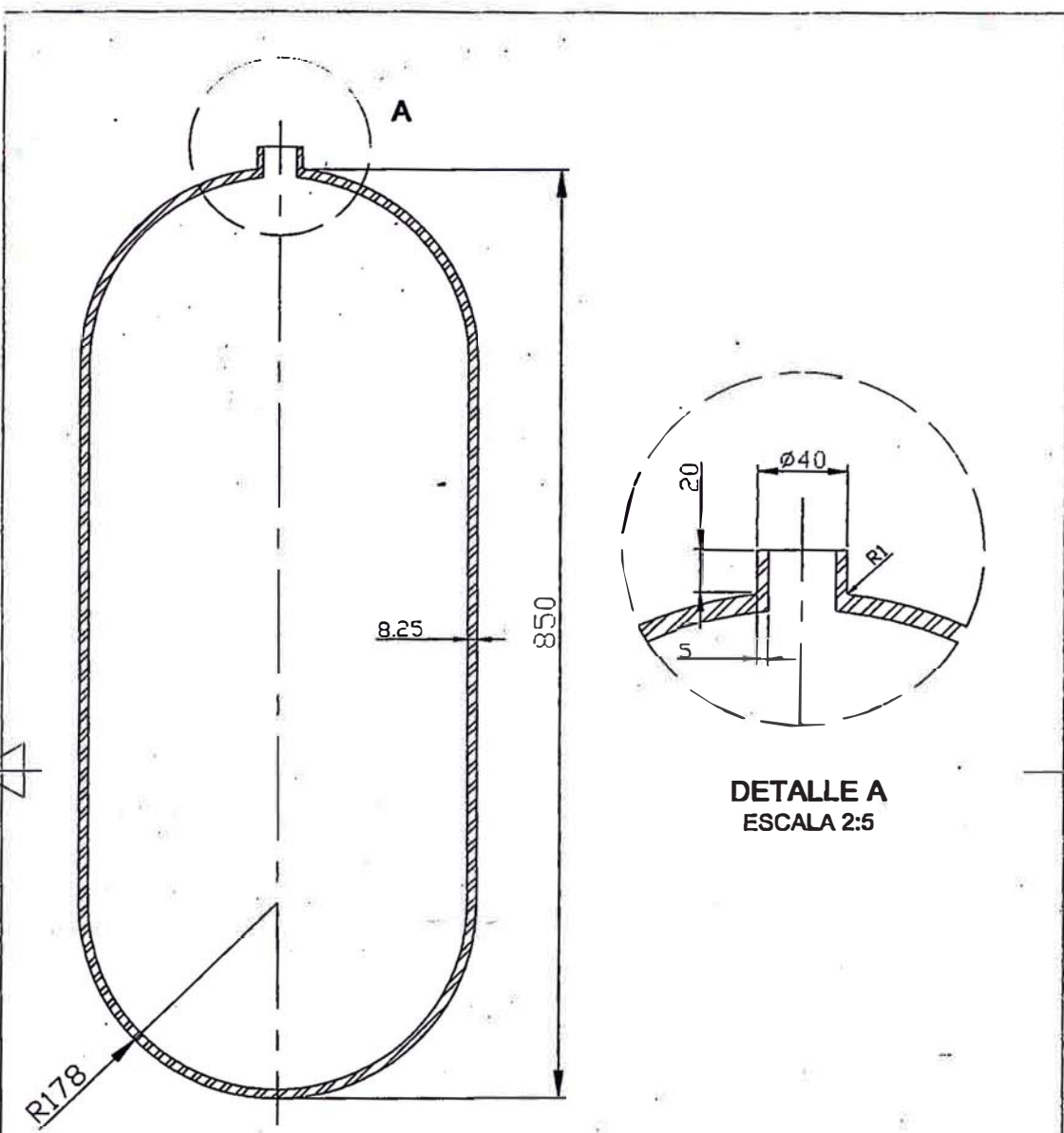
Si bien es cierto el rendimiento del GNV es un poco menor que la gasolina o el GLP, el ahorro en la diferencia de precio es sustancial, lo que hace claramente mas ventajoso al GNV frente a los otros combustibles.

## **Resumen de las ventajas de usar GNV**


- 1.- El costo bajo del GNV.
- 2.- La menor contaminación ambiental, debido a la ausencia total del plomo, benceno y azufre en el GNV o GNC.
- 3.- La mayor duración del motor.
- 4.- La mayor duración de aceite.
- 5.- Seguridad: Es menos susceptible a accidentes. Es más ligero que el aire, lo cual beneficia su dispersión.
- 6.- Confiabilidad: El sistema de control de carga del GNV brinda información fidedigna a la Entidad Competente. Finalidad: controlar el despacho de gas natural, a través de las estaciones de servicio en función a la verificación previa de la información asociada a un chip identificador.
7. Bifuel: Denominado bi-fuel, es el conjunto de elementos (que constituyen un equipo completo de conversión) que hacen posible que pueda operarse el vehículo con gasolina según su diseño original o alternativamente con GNV, como consecuencia del montaje del equipo mencionado. El cambio de uso de combustible se puede realizar aun con el vehículo en marcha.
- 8.-Mejora Medioambiental: El gas natural es denominado "Combustible verde" dado que es el combustible cuyas emisiones son las más bajas y por lo tanto es amigable con el medioambiente.



1	1	CILINDRO		ACERO AISI 4130
N.Piezas	N.Pieza	Designacion y observaciones		Material y observaciones
	Fecha	Nombre	Firma:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE ING. MECANICA
DIBUJADO	30/09/06	AGR		
REVISADO	06/10/06	ING.ALVA		
APROBADO	06/10/06	ING.ALVA		
Escala:		CILINDRO PARA GNV		PLANO:  01
1:5				



**DETALLE A**  
**ESCALA 2:5**

VISTA EN SECCION			ACERU AISI 4130
N.Piezas	N.Pieza	Designacion y observaciones	Material y observaciones
	Fecha	Nombre	UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULATAD DE ING. MECANICA
DIBUJADO	30/09/06	AGR	
REVISADO	06/10/06	ING.ALVA	
APROBADO	06/10/06	ING.ALVA	
Escala:		<b>PLANO:</b>  <b>02</b>	
1:5			
 <b>CILINDRO PARA GNV</b>			