

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN UN CILINDRO DE PARED GRUESA PARA EL LABORATORIO DE MECÁNICA DE MATERIALES DE LA UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE

Bravo Aguila Marco Bolívar

Resumen

El sistema implementado es un cilindro de pared gruesa de presión interna de trabajo 0-7000 psi, que permite tener una idea clara acerca de la distribución de esfuerzos y deformaciones de manera desigual a lo largo de la pared del cilindro. Se tiene 3 estados de esfuerzos establecidos por 3 ejes: radial, axial y tangencial, todos ellos son producidos bajo una presión interna.

Los esfuerzos que se producen en el cilindro están en función de las deformaciones unitarias medidas. Estas deformaciones se obtienen por medio de galgas extensiométricas ubicadas a diferentes radios.

El equipo consta como parte principal de 2 cilindros de aluminio aleado: macho y hembra, diseñados como una junta para que se pueda desmontar con el objetivo de que se pueda dar mantenimiento al equipo y las galgas extensiométricas se ubican en el cilindro macho. Ambos cilindros se cierran a presión por medio de placas redondas laterales que a su vez son presionados por dos turcas laterales ubicadas a los extremos del eje que se encarga de ser un medio para el suministro de aceite para el sistema. En la superficie exterior del cilindro se ha dispuesto de galgas extensiométricas ubicadas de manera longitudinal y circunferencial. La presión interna es generada por una potente bomba manual de capacidad máxima 1000 psi. Como indicador de la magnitud de presión de trabajo se tiene un manómetro graduado en psi y kg/cm².

El selector TQ-E18 y el amplificador TQ-E10 muestran las señales emitidas por las galgas como valores de medición.

Con la ayuda de las fórmulas de teoría de cilindros de pared gruesa y mediante simulaciones computacionales se puede realizar un análisis comparativo de esfuerzos teóricos y prácticos.

Palabras claves: cilindro, presión, deformación, junta, esfuerzo

Abstract

The implemented system is a thick-walled cylinder internal 0-7000 psi working pressure, which gives a clear idea about the distribution of stresses and strains unevenly along the cylinder wall way. It has 3 states of effort established for 3 axes: radial, axial and tangential, all are produced under internal pressure.

The stresses occurring in the cylinder are in terms of unit deformations measured. These deformations are obtained by means of strain gauges placed at different radii.

The equipment consists of two main aluminum alloy cylinders: male and female, designed as a board so you can disassemble in order that they can maintain the equipment and strain gauges are located in the male cylinder. Both cylinders are closed by means of rounded pressure side plates which in turn are pressed by both side Turkish located at the ends of the shaft which is responsible of a means for supplying oil to the system. On the outer surface of the cylinder is arranged in longitudinal strain gauges located and circumferentially. The internal pressure is generated by a powerful hand pump 1000 psi maximum. As an indicator of the magnitude of work pressure has a pressure gauge graduated in psi and kg / cm².

The TQ-TQ selector and E18-E10 amplifier show signals from gauges and measurement values.

With the help of the formulas of the theory of thick-walled cylinders using computational simulations can be performed a comparative analysis of theoretical and practical efforts.

Keywords: cylinder, pressure, strain, joint, stress

1. Introducción

La Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, contribuye a la investigación en diversos campos a través de cada uno de sus Departamentos, siendo uno de ellos el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, el cual tiene a su cargo laboratorios que aportan conocimientos y habilidades a sus estudiantes, y soluciones de ingeniería al entorno industrial metalmecánico.

El Laboratorio de Mecánica de Materiales cuenta con equipos para ensayos mecánicos que prestan servicios tanto a empresas metalmecánicas y a la educación superior como fortalecimiento en el campo de los materiales de ingeniería.

Actualmente en dicho laboratorio existen equipos que por sus años de servicio han quedado fuera de funcionamiento, tal es el caso del equipo TQ-SM111 que servía para realizar análisis de esfuerzos en un cilindro de paredes gruesas mediante galgas extensiométricas ubicados de manera longitudinal, radial y tangencialmente con diferentes radios en una sección en la mitad del cilindro.

En vista de que para los alumnos es muy importante que reciban prácticas con el tema de: “Análisis de esfuerzos en cilindros de pared gruesa”, el laboratorio ha visto la necesidad de implementar un equipo de estas características pero que sea desmontable para poder alargar su vida útil mediante los diferentes periodos de mantenimiento.

2. Marco teórico

Se define como cilindro de pared gruesa al elemento cuya relación es:

$$\text{espesor} > \frac{r_{\text{medio}}}{10}$$

En ellos a diferencia de los cilindros de pared delgada, no se considera que las tensiones son constantes a través del espesor de la pared, sino que dependen de su distancia al eje del cilindro; siendo máximas en el radio interior y mínimas en el exterior, para presiones internas mayores que las externas

Mediante dos secciones perpendiculares al eje del cilindro un anillo de longitud unitaria de dicho anillo cortamos un elemento por medio de dos planos que pasan a través del cilindro y que forman entre sí un ángulo $d\theta$ y dos superficies cilíndricas de radios r y $r+dr$.

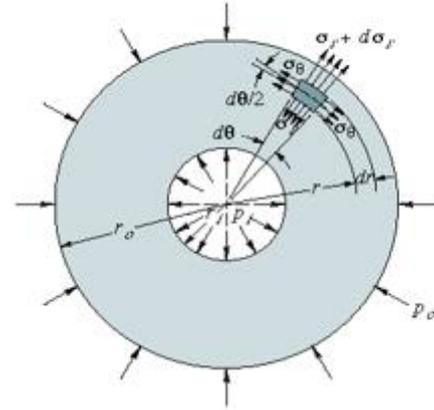


Figura 1. Elemento diferencial cilíndrico

Por las caras de ese elemento actuarán las tensiones radiales σ_r y tangenciales σ_θ que sustituyen la acción de la parte eliminada del cilindro y satisfacen las condiciones de equilibrio del elemento.

Las fórmulas de Lamé para esfuerzos radiales y tangenciales para un cilindro de pared gruesa son las siguientes:

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p_i - r_o^2 p_o}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{(p_i - p_o) r_i^2 r_o^2}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)}$$

Ecuación 1

$$\sigma_{\theta} = \frac{r_i^2 p_i - r_o^2 p_o}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{(p_i - p_o) r_i^2 r_o^2}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)}$$

Ecuación 2

Caso particular ($p_o = 0$)

En la siguiente figura se puede apreciar en comportamiento de los esfuerzos a lo largo del espesor del cilindro cuando solo actúa presión interna.

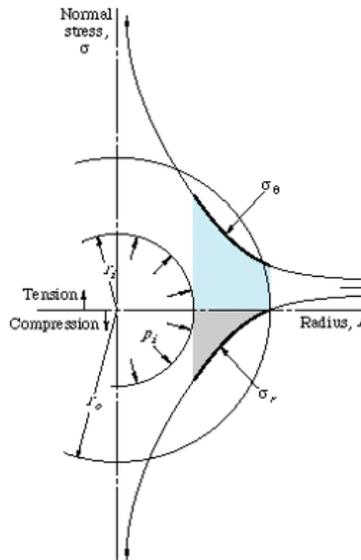


Figura 2. Cilindro presurizado internamente

Para esta condición las ecuaciones de Lamé se reducen a:

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

Ecuación 3

$$\sigma_{\theta} = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

Ecuación 4

El esfuerzo longitudinal es:

$$\sigma_l = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2}$$

Ecuación 5

La deformación unitaria radial y tangencial que expresa en función de los esfuerzos como:

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu * \sigma_{\theta})$$

Ecuación 6

$$\epsilon_{\theta} = \frac{1}{E} (\sigma_{\theta} - \mu * \sigma_r)$$

Ecuación 7

Esfuerzos prácticos

Se aplican las siguientes formulas:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \mu^2} \cdot (\mu \cdot \epsilon_{\theta} + \epsilon_r)$$

Ecuación 8

$$\sigma_{\theta} = \frac{E}{1 - \mu^2} \cdot (\mu \cdot \epsilon_r + \epsilon_{\theta})$$

Ecuación 9

$$\sigma_l = \frac{\epsilon_l \cdot E}{2\mu}$$

Ecuación 10

3. Diseño

Después de haber analizado que por facilidad en la colocación de los strain gauge y en el desmontaje de la junta se ha determinado las siguientes secciones:

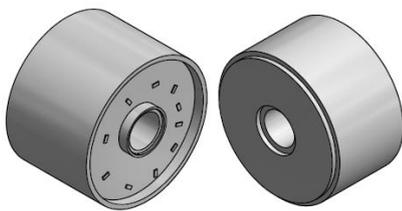


Figura 3. Propuesta de junta

La junta propuesta está sujeta a una fuerza axial (F_t), provocada por el ajuste de las tuercas laterales. Entonces el elemento diferencial de la figura va a estar sometido a un esfuerzo de compresión en cualquier punto del cilindro y vamos a determinar si este esfuerzo de compresión afecta a las deformaciones radial y tangencial.

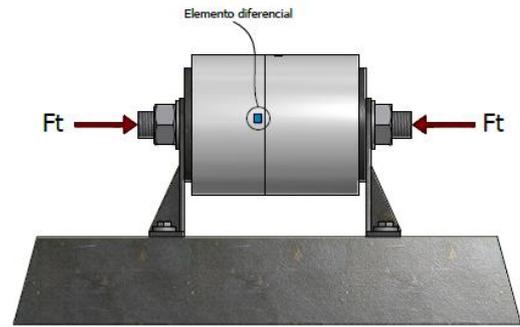


Figura 4. Fuerza axial en el cilindro

Esfuerzos en el elemento diferencial:

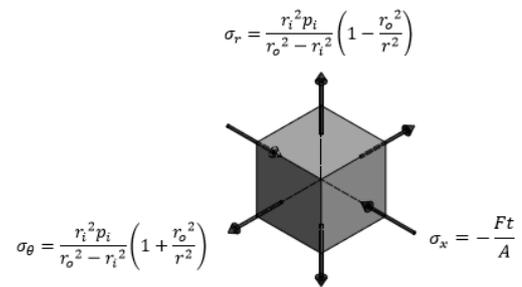


Figura 5. Estado de esfuerzos principales

Para el esfuerzo de compresión en cualquier punto del cilindro:

El torque para una tuerca M 30 de grado 8.8, sin recubrimiento y en seco es:

$$T = 1630 \text{ N.m}$$

Este valor es tomado de la siguiente tabla:

Tornillo	Grado 4.8				Grado 8.8 o 9.8				Grado 10.9				Grado 12.9			
	Engrasado ^a		Secob ^b		Engrasado ^a		Secob ^b		Engrasado ^a		Secob ^b		Engrasado ^a		Secob ^b	
Diámetro	Nm	lb-in	Nm	lb-in												
M6	4.7	42	6	53	8.9	79	11.3	100	13	115	16.5	146	15.5	137	19.5	172
									Nm	lb-ft	Nm	lb-ft	Nm	lb-ft	Nm	lb-ft
M8	11.5	102	14.5	128	22	194	27.5	243	32	23.5	40	29.5	37	27.5	47	35
			Nm	lb-ft	Nm	lb-ft	Nm	lb-ft								
M10	23	204	29	21	43	32	55	40	63	46	80	59	75	55	95	70
	Nm	lb-ft														
M12	40	29.5	50	37	75	55	95	70	110	80	140	105	130	95	165	120
M14	63	46	80	59	120	88	150	110	175	130	220	165	205	150	260	190
M16	100	74	125	92	190	140	240	175	275	200	350	255	320	235	400	300
M18	135	100	170	125	265	195	330	245	375	275	475	350	440	325	560	410
M20	190	140	245	180	375	275	475	350	530	390	675	500	625	460	790	580
M22	265	195	330	245	510	375	650	480	725	535	920	680	850	625	1080	800
M24	330	245	425	315	650	480	820	600	920	680	1150	850	1080	800	1350	1000
M27	490	360	625	460	950	700	1200	885	1350	1000	1700	1250	1580	1160	2000	1475
M30	660	490	850	625	1290	950	1630	1200	1850	1350	2300	1700	2140	1580	2700	2000
M33	900	665	1150	850	1750	1300	2200	1625	2500	1850	3150	2325	2900	2150	3700	2730
M36	1150	850	1450	1075	2250	1650	2850	2100	3200	2350	4050	3000	3750	2770	4750	3500

Tabla N° 1. Pares de apriete para tornillos métricos

$$\sigma_x = - \frac{271666.67 \text{ N}}{\pi * (80 \text{ mm}^2 - 20 \text{ mm}^2)}$$

La fuerza de carga se obtiene de la siguiente formula

$$T = k * Ft * d$$

Despejando Ft:

$$Ft = \frac{T}{k * d}$$

$$Ft = \frac{1630 \text{ N.m}}{0.20 * 0.030\text{m}}$$

$$Ft = 271666.67 \text{ N}$$

Encontramos el esfuerzo de compresión:

$$\sigma_x = - \frac{Ft}{\pi * (r_o^2 - r_i^2)}$$

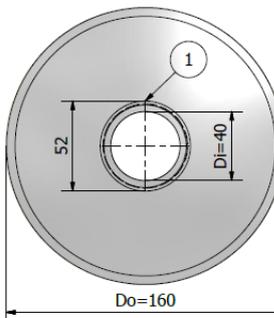


Figura 6. Sección con un punto crítico.

Para realizar el análisis de los esfuerzos radiales y tangenciales se ha escogido el punto 1 en donde se considera que se obtendrán los esfuerzos más críticos provocados por la presión interna.

Para el ítem 1: $r = 26 \text{ mm}$

Para el esfuerzo radial:

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{20^2 * 70}{80^2 - 20^2} \left(1 - \frac{80^2}{26^2} \right)$$

$$\sigma_r = -39,51 \text{ Mpa}$$

Para el esfuerzo Tangencial:

$$\sigma_\theta = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_\theta = \frac{20^2 * 70}{80^2 - 20^2} \left(1 + \frac{80^2}{26^2} \right)$$

$$\sigma_\theta = 48,85 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma_r = \sigma_2$$

$$\sigma_\theta = \sigma_1$$

$$\sigma_3 = \sigma_x$$

$$\sigma' = \left[\frac{(48,85 + 39,51)^2 + (-39,51 + 14,41)^2 + (-14,41 - 48,85)^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = 78,86 \text{ Mpa}$$

El factor de seguridad viene dado de la siguiente manera:

$$n = \frac{\sigma_{fl}}{\sigma'}$$

$$n = \frac{270}{78,86}$$

$$n = 3,42$$

Para la presión interna de 70 Mpa y la junta establecida, el esfuerzo calculado en el punto crítico nos lleva a determina

un factores de seguridad bastante alto.

Entonces con estos cálculos establecemos que la junta propuesta es óptima para este banco de pruebas ya que a esta presión el cilindro sigue estando dentro de la zona elástica.

4. Resultados obtenidos

Para la medición de las deformaciones unitarias se ha empleado tres equipos existentes en el laboratorio:

- Equipo medidor analógico:
TQM E – 10

- Equipo medidor electrónico
Omega DMD – 21 (1 canal)
- Equipo medidor electrónico
Omega DMD - 22 (10 canales)

Los esfuerzos calculados y simulados a diferentes presiones internas en el laboratorio son las siguientes:

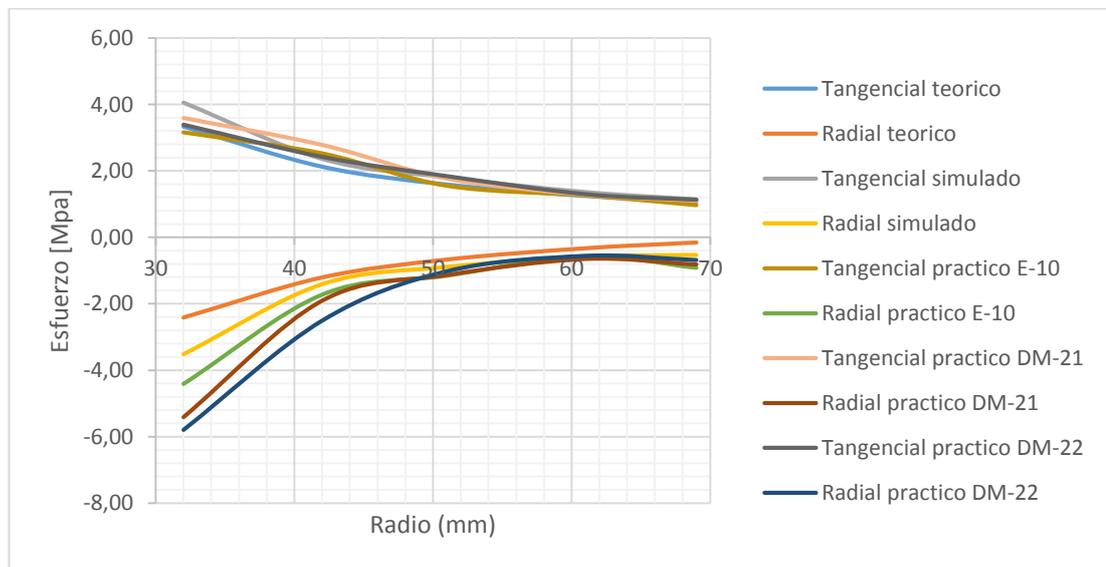


Figura 7. Distribución de esfuerzos a Pi=1000psi

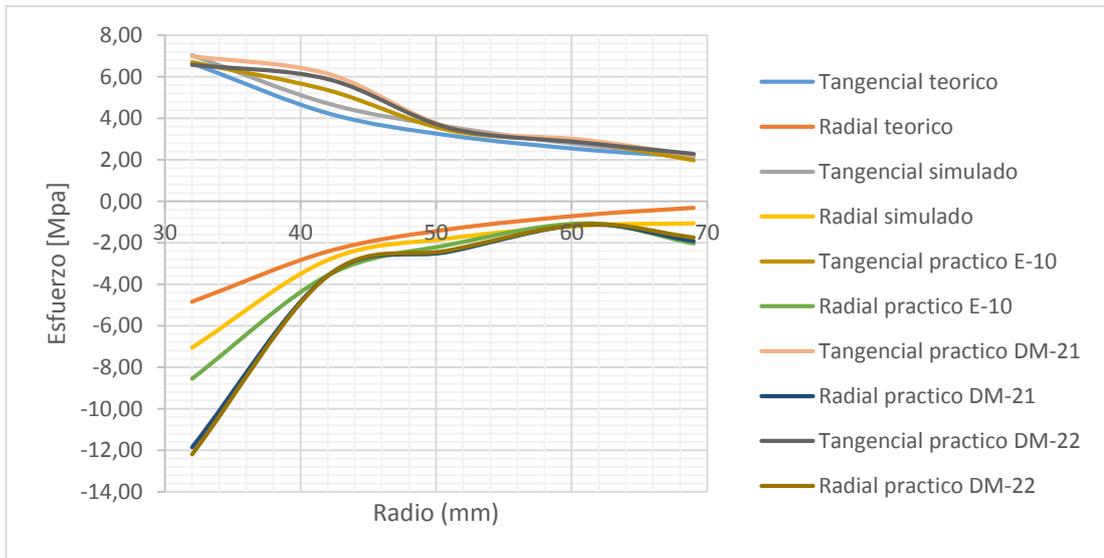


Figura 8. Distribución de esfuerzos a $P_i=2000\text{psi}$

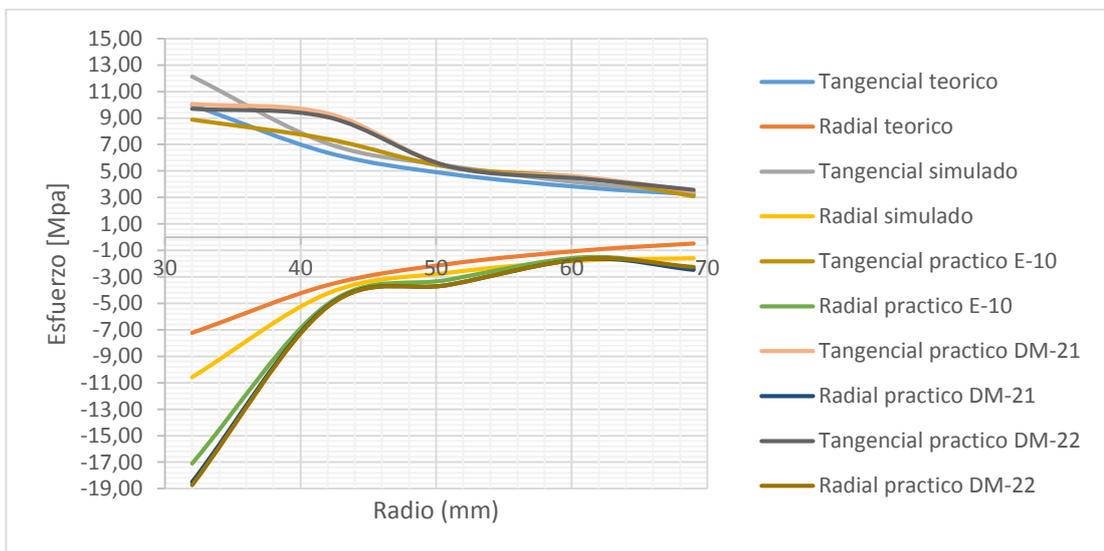


Figura 9. Distribución de esfuerzos a $P_i=3000\text{psi}$

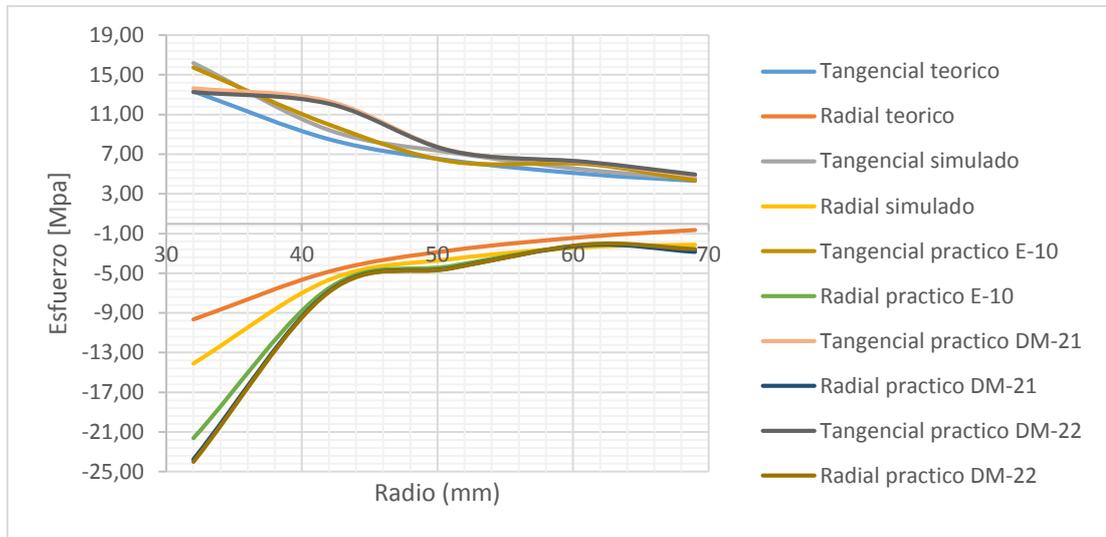


Figura 10. Distribución de esfuerzos a $P_i=4000 \text{ psi}$

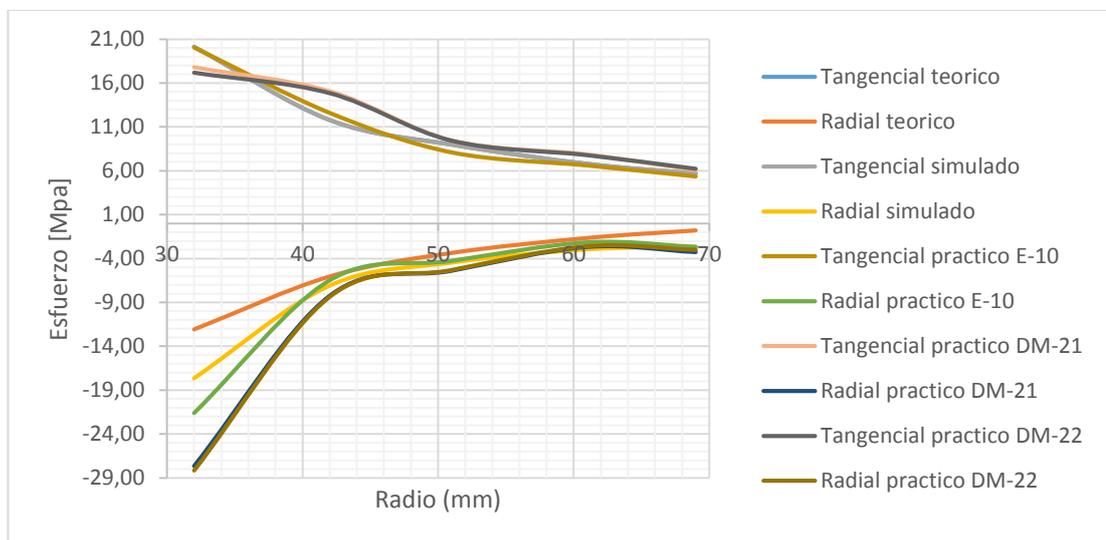


Figura 11. Distribución de esfuerzos a $P_i=5000 \text{ psi}$

5. Conclusiones

- El patrón para comparación de los esfuerzos prácticos calculados a través de las deformaciones unitarias medidas es la simulación ya que esta se acerca más a la realidad en cuanto al comportamiento de los esfuerzos a lo largo de la pared del cilindro.
- Los esfuerzos teóricos calculados con las fórmulas de cilindro de pared gruesa presentan errores mayores al 5%, esto se debe a que estas fórmulas son consideradas como ideales y no consideran efectos que se producen debido al diseño de la junta.
- Existen concentradores de tensión en la pared debido a que la junta debe ser desmontable y esto ocasiono una elevación en

los esfuerzos radiales que se encuentran muy cercanos al concentrador de esfuerzos provocando errores altos en la comparación con los esfuerzos teóricos

- Se comprobó la estabilidad de los strain gauge mediante la utilización de tres equipos de medición: TQ E-10, Omega DMD -21 y Omega DMD -22. Se pudo apreciar que los resultados de las deformaciones unitarias fueron precisas en los tres equipos mencionados anteriormente.
- Se pudo comprobar mediante medición y simulación, que el ajuste por parte de las tuercas laterales del eje no ejercen en gran manera influencia en los esfuerzos obtenidos mediante la

aplicación de presión interna por medio de la bomba hidráulica manual.

del mantenimiento. España: Diaz de Santos.

Gonzales , M., & Schneeberger, M. (2011). *Strain Gauge*. Obtenido de <http://es.scribd.com/doc/213877848/Strain-Gauge1>

6. Bibliografía

(2008). En H. Bernard J, *Elemntos de Maquinas* (págs. 393-394). Mexico: McGraw-Hill.

Bentley, J. (2005). *Principles of measurement systems*. London: Pearson Education.

Budynas, R., & Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Madrid: McGRAW-HILL.

Correa, J. (2007). *Wordpress*. Obtenido de <http://juliocorrea.files.wordpress.com/2007/09/recipientes-y-tubos.pdf>

Díaz Navarro, J. (2007). *Tecnicas de mantenimiento industrial*. New York: Alfaomega.

Echevería, L. (2014). *Instrumentación mecánica*. Sangolqui: s/n.

ENERPAC. (2013). Bombas hidráulicas manuales. *Catalogo de Bombas*, 94-96.

Feodosiev, V. (2009). *Resistencia de materiales*. New Yprk: Alfa Omega.

García Garrido, S. (2010). *Organizacion y gestion integral*

Leal Ascencio , R. (2012). *Implatación de galgas extensiométricas*. Obtenido de <http://www.desi.iteso.mx/elec/instru/galgas.pdf>

Melo Gonzales, R., & Lara Hernández, F. (2009). Estimación de la confiabilidad-disponibilidad-mantenibilidad. *Tecnología, Ciencia y Educación*, 94-95.

Mott, R. (2013). *Diseño de elementos de maquinas*. Menco: Pearson Educación.

Pallas, R. (2001). *Sensores y acondicionadores de señal* . Canada: Marcombo.

Patanella, A., Actis, M., & Durruty, J. (2012). Estructuras III. *Tubos de pared gruesa*, 1-4.

Saldarriaga, J. E., & Cordova Bustamante, A. (2013). *Kikiversity*. Obtenido de http://es.wikiversity.org/wiki/ProgramacionIngenieriaMecanicaUPB:Grupo_06

Timoshenko, S. (2010). *Resitencia de materiales*. Mc Gill.

Tosone, H., & Anca, A. (2009). Estabilidad II. *Tubos de pared gruesa*, 6-9.

