

**DISEÑO DE UN EQUIPO PARA DETERMINAR DEFORMACIONES RADIALES
Y TANGENCIALES EN CILINDROS SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA**

**CARLOS ANDRÉS BELTRÁN PALACIO
LIBIA PAOLA FAJARDO RODRÍGUEZ**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA Y ADMINISTRACIÓN
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2008**

**DISEÑO DE UN EQUIPO PARA DETERMINAR DEFORMACIONES RADIALES
Y TANGENCIALES EN CILINDROS SOMETIDOS A PRESIÓN INTERNA**

**CARLOS ANDRÉS BELTRÁN PALACIO
LIBIA PAOLA FAJARDO RODRÍGUEZ**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de Ingeniero
Mecánico**

**Director
ALFONSO SANTOS JAIMES
Ing. Mecánico**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERIA Y ADMINISTRACIÓN
FACULTAD DE INGENIERIA MECÀNICA
BUCARAMANGA
2008**

Nota de aceptación

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bucaramanga, 18 de Febrero de 2008

A DIOS Y A MI FAMILIA
QUE
SIEMPRE HAN CREIDO EN
MI.

CARLOS ANDRÉS

*A DIOS POR REGALARME UNA
FAMILIA, A MIS PADRES POR SU
AMOR Y APOYO INCONDICIONAL Y
A MI HERMANA POR SER MI GUÍA*

Paola

AGRADECIMIENTOS

Los realizadores de este proyecto le agradecen a:

Al ingeniero Alfonso Santos J. por ser nuestro guía y transmitirnos parte de sus conocimientos, por estar junto a nosotros como director del proyecto.

Al personal de servicios generales de la Universidad Pontificia Bolivariana, especialmente a Ludwing Casas, por prestarnos los servicios, regalarnos parte de su tiempo y su espacio de trabajo.

A la Universidad Pontificia Bolivariana, por brindarnos la oportunidad de crecer y formarnos como profesionales.

Merecen también nuestros agradecimientos a nuestros amigos y familiares por su leal, sincero apoyo y carisma durante nuestros estudios.

Finalmente a todos y cada una de las personas que de una forma u otra, brindaron su compañía incondicional.

CONTENIDO

	Pág.
0 INTRODUCCIÓN	13
1 MARCO TEÓRICO	24
1.1 CILINDROS DE PARED DELGADA Y CILINDROS DE PARED GRUESA	24
1.1.1 Cilindros de pared delgada.	24
1.1.2 Cilindro de pared gruesa.	25
1.1.3 Relación esfuerzo-deformación unitaria	27
1.3 MEDIDORES DE DEFORMACIÓN POR RESISTENCIA O GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS	31
1.3.2 Características	35
1.3.3. Ruido e Interferencia	37
1.3.4 Errores de sensibilidad y de cero	38
1.3.5 Variables	38
1.3.6 Calibración	39
2. DISEÑO CONCEPTUAL	40
2.1 SISTEMA HIDRÁULICO	40
2.2. CILINDROS	41
2.3. ESTRUCTURA	41
2.4 GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS	42
2.5 SISTEMA AMPLIFICADOR	43
3. DISEÑO BÁSICO	45
3.1 SISTEMA HIDRÁULICO	45
3.1.1 Bomba.	45
3.1.2 Motor	46
3.1.4 Accesorios	48
3.2 CILINDROS	49

3.3 ESTRUCTURA	49
4. DISEÑO DETALLADO	51
4.1 SISTEMA HIDRÁULICO	51
4.1.1 Bomba	53
4.1.2 Motor	53
4.1.3 Accesorios.	53
4.1.4 Tanque	54
4.2 CILINDROS	55
4.3 ESTRUCTURA.	57
4.4 AMPLIFICADOR DE SEÑAL.	61
4.5 GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS	65
5. PRUEBAS Y CÁLCULOS	67
5.1 PRUEBAS	67
5.1.1 Procedimiento de realización de pruebas	67
5.2 CÁLCULOS.	71
5.2.1 Determinación de la relación entre radio interno y espesor para cada cilindro	72
5.2.2 Determinación de los esfuerzos principales para cilindros de pared delgada	73
5.2.3 Determinación de las deformaciones unitarias en cilindros de pared delgada	74
5.2.4 Determinación de los esfuerzos principales en cilindros de pared gruesa	75
5.2.5 Determinación de la deformación unitaria por temperatura	77
5.2.6 Determinación de la deformación unitaria longitudinal total teórica).	78
5.2.7 Determinación de la deformación unitaria radial teórica y experimental promedio	78
6. ANALISIS DE RESULTADOS	87

6.1 Determinación del porcentaje de error en los esfuerzos principales $(\% \epsilon_{\sigma})$.	87
6.2 Determinación del porcentaje de error en las deformaciones tangencial $(\% \epsilon_{\theta})$ y longitudinal $(\% \epsilon_{z})$ sin tener en cuenta la deformación por temperatura	88
6.2.1 Determinación del porcentaje de error en las deformaciones longitudinales totales	88
6.2.2 Determinación del porcentaje de error en la deformación radial.	88
6.3 Análisis de los esfuerzos y las deformaciones unitarias a partir de graficas en función de la presión interna del cilindro.	89_Toc191963485
6.3.2 Análisis gráfico de esfuerzos y deformaciones Teóricas y experimentales en cilindros de acero galvanizado	92
6.3.3 Análisis gráfico de esfuerzos y deformaciones Teóricas y experimentales en cilindros de Aluminio.	98
7 GUÍA DE LABORATORIO	102
7.1 Objetivo General	102
7.2 Objetivos Específicos	102
7.3 ABREVIATURAS	102
7.4 Marco teórico	104
7.5 Procedimiento	106
7.6 Cálculos	106
7.7 Conclusiones.	107
7.8 Recomendaciones.	107
7.9 Formato de tabla de datos y de resultados.	107
Tabla 1. Datos obtenidos para cilindro de Acero Inoxidable	107
Tabla2. Resultados para cilindro de Acero Inoxidable.	107
CONCLUSIONES	108
RECOMENDACIONES	111

BIBLIOGRAFÍA	112
ANEXOS	113

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Esfuerzos y deformaciones unitarias principales. Tomado de Elementos de máquinas, Bernard J. Hamrock. 1999. Pág 920. Enero 2008.	28
Tabla 2. Volúmenes de los cilindros. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008	54
Tabla 3. Especificaciones de los cilindros del equipo. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008	55
Tabla 4. Características generales de las galgas SGD-7/350-XY11. TOMADO DE OMEGA ENGINEERING. Enero de 2008.	65
Tabla 5. Relaciones entre radio interno y espesor de los cilindros. BELTRÁN Carlos – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	73
Tabla 6. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarias teóricos y deformaciones teóricas y experimentales del cilindro de Acero Inoxidable (cilindro 1).	81
Tabla 7. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarias teóricos y deformaciones teóricas y experimentales del cilindro de Acero Galvanizado (cilindro 2).	82
Tabla 8. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarias teóricos y deformaciones teóricas y experimentales del cilindro de Acero Aluminio (cilindro 3).	83
Tabla 9. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarias teóricos y deformaciones teóricas y experimentales del cilindro de Acero Galvanizado (cilindro 4).	84
Tabla 10. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarias teóricos y deformaciones teóricas y experimentales del cilindro de Acero Galvanizado (cilindro 5).	85

Tabla 11. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarias teóricos y deformaciones teóricas y experimentales radiales.	86
Tabla 12. Promedio de datos finales del cilindro 1 de Acero inoxidable.	129
Tabla 13. Datos obtenidos para cilindro 2 Acero Galvanizado (Cold Rolled	135
Tabla 14. Promedio de datos finales del cilindro de Acero Galvanizado (Cold Rolled).	135
Tabla 15. Datos obtenidos para cilindro 3 Aluminio.	140
Tabla 16. Promedio de datos finales del cilindro 3 de Aluminio.	141
Tabla 17. Datos obtenidos para cilindro 4 Acero Galvanizado (Cold Rolled).	146
Tabla 18. Promedio de datos finales del cilindro 4 de Acero Galvanizado (Cold Rolled).	147
Tabla 19. Datos obtenidos para cilindro 5 Acero Galvanizado (Cold Rolled).	152
Tabla 20. Promedio de datos finales del cilindro 5 de Acero Galvanizado (Cold Rolled).	153

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Cilindros de pared gruesa internamente presurizado, que muestra los esfuerzos circunferencial (de aro) y radial para varios radios. Tomado de Elementos de máquinas, Bernard J. Hamrock. 1999. Pág. 397. Enero de 2008.	26
Figura 2. Razón de Poisson, adaptado de la teoría de sensores [en línea]. URL: http://www.yboon.net . Enero de 2008	29
Figura 3. Estado biaxial de esfuerzos, tomado de Mediciones Mecánicas, teoría y diseño. 2003. Pág. 468. Enero de 2008.	30
Figura 4. Principio de transducción, Adaptado de Tecnología de sensores [en línea]. URL: http://yboon.net . Enero de 2008.	32
Figura 5. Principio de transducción, Adaptado de Tecnología de sensores [en línea]. URL: http://yboon.net . Enero de 2008	33
1.3.1 Configuración	34
Figura 6. Configuración de las galgas, Adaptado de Tecnología de sensores [en línea]. URL: http://yboon.net . Enero de 2008	34
Figura 7. Configuración de las galgas, Adaptado de Tecnología de sensores [en línea]. URL: http://yboon.net . Enero de 2008	35
Figura 8. Puente Wheatstone, Adaptado de Tecnología de sensores [en línea]. URL: http://yboon.net . Enero de 2008.	37
Figura 9. Diseño conceptual, ubicación de los cilindros verticalmente. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola 2008.	43
Figura 10. Diseño conceptual, cilindros en ubicación horizontal. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. 2008.	44
Figura 11. Conformación típica de una bomba de paletas, Adaptado de Bombas Hidráulicas [en línea]. URL: http://members.fortunecity.es . Enero de 2008	45
3.1.2 Motor	46

Figura 12. Esquema del sistema hidráulico. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008	51
Figura 13. Estructura. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008	60
Figura 14. Esquema de circuito de medición. BELTTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008	62
Figura 15. Diagrama electrónico, circuito medidor de deformación. HERRERA Felipe. Enero de 2008.	64

LISTA DE GRAFICOS

Pág.

Gráfica 1. Porcentaje de error de los esfuerzos teóricos y experimentales de Acero Inoxidable en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	89
Gráfica 2. Influencia de la temperatura en la deformación unitaria longitudinal. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	90
Gráfica 3. % Error de las Deformaciones Unitarias. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	90
Gráfica 4. Deformación unitaria circunferencial teórica y experimental. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	91
6.3.2 Análisis gráfico de esfuerzos y deformaciones Teóricas y experimentales en cilindros de acero galvanizado	92
Gráfica 5. Error de esfuerzos circunferenciales teóricos y experimentales de los cilindros de acero galvanizado (cilindros 2,4 y 5) en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	93
Gráfica 6. Error de Deformaciones circunferenciales teóricos y experimentales de los cilindros de acero galvanizado (cilindros 2,4 y 5) en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	93
Gráfica 7. Error de Deformaciones circunferenciales y longitudinales sin temperatura de los cilindros de acero galvanizado (cilindros 2,4 y 5) en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	94
Gráfica 8. Error de Deformaciones circunferenciales Teóricas y Experimentales de los cilindros de acero galvanizado (cilindros 2,4 y 5) en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	94
Gráfica 9. Comportamiento de la deformación radial y teórica en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	95

Gráfica 10. % Error entre deformación radial teórica y experimental. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	95
6.3.3 Análisis gráfico de esfuerzos y deformaciones Teóricas y experimentales en cilindros de Aluminio.	98
Gráfica 11. Error de esfuerzos circunferenciales del cilindro de Aluminio (cilindros 3) en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	98
Gráfica 12. Influencia de la Temperatura en la deformación unitaria longitudinal. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	99
Gráfica 13. % Error en deformaciones principales Unitarias teóricas y experimentales. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	99
Gráfica 14. Deformación unitaria circunferencial teórica y experimental. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.	100

LISTA DE FOTOS

	Pág.
Foto 1. Motor eléctrico. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008	46
3.1.3 Válvula de seguridad	46
Foto 2. Válvula de seguridad. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008.	48
Foto 3. Platinas de unión de los cilindros. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola Enero de 2008	56
Foto 4. Posición de las galgas en los cilindros. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008	61
Foto 5. Sistema amplificador. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008	63
Foto 6. Sistema amplificador. BELTRÁN Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008	63
Foto 7. Acople y racor. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola, Enero de 2008	68
Foto 8. Interruptor. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola, Enero de 2008	69
Foto 9. Válvula de compuerta. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola, Enero de 2008	69
Foto 10. Conexiones de las galgas. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola, Enero de 20	70
Foto 11. Sistemas de ajustes con tornillos. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola, Enero de 2008	70

RESUMEN

Se construyó un equipo capaz de medir las deformaciones longitudinales y tangenciales de forma directa en un cilindro de pared gruesa o delgada sometido a presión interna.

El equipo consta de cinco cilindros, tres de ellos de acero galvanizado, con el mismo diámetro interno y diferentes espesores; estas características se utilizaron para poder calcular una deformación radial promedio y se utilizó un cilindro de aluminio de pared gruesa, para poder comprobar con los anteriores las ecuaciones teóricas del esfuerzo y la deformación. Se comprobó que los esfuerzos que soporta un cilindro de pared gruesa son independientes del material del cual está fabricado. El último cilindro es de acero inoxidable y con él se comprobaron las ecuaciones de cilindros de pared delgada.

El sistema hidráulico fue el encargado de presurizar internamente el cilindro para que este se deforme; con el fin de analizar el comportamiento del cilindro, se escogió un intervalo de aumento de presión de 20 en 20psi hasta llegar a 200 psi. Se tomó este rango por razones de seguridad, puesto que el equipo inicialmente va ser utilizado para propósitos académicos. La presión de trabajo se controló a través de una válvula de seguridad y una válvula de compuerta, que restringe el flujo que va al tanque.

Se escogió un tipo de sensor biaxial y perpendicular para medir deformaciones en las direcciones longitudinal y circunferencial, y de otro sensor que permitió compensar el error causado por las variables extrañas (temperatura ambiente), puesto que alteró los valores de deformaciones obtenidos a través de las galgas extensiométricas de medición.

La deformación unitaria longitudinal teórica está fuertemente influenciada por los cambios de temperatura que experimenta el cilindro debido al calentamiento del aceite hidráulico. Esta influencia es más acentuada a bajas presiones porque no se dispone de un sensor de temperatura con una buena resolución (0.1°).

ABSTRACT

It was made an equipment capable of measuring the longitudinal and tangential deformations directly on a cylinder of thick or thin wall exposed to internal pressure.

The equipment consists of five cylinders, three of which are made of cold rolled steel, with the same internal diameter and different thicknesses; these characteristics were used to be able to calculate an average radial deformation and an aluminum cylinder of thick wall was used, to prove the theoretical equations of effort and deformation; with respect to the former average measurements it was verified that the efforts that a cylinder of thick wall supports are independent from the material of which it is made. The last cylinder is made of stainless steel and with it; the equations of cylinders of thin wall were proved.

The hydraulic system was in charge of pressurizing of the cylinder internally in order that this one is deformed; with the purpose of analyzing the behavior of the cylinder, it was chosen an interval of pressure increasement from 20 to 20psi until getting up to 200psi. This range was taken for safety reasons, since the equipment initially is going to be used for academic purposes. The pressure of opperation was controlled by means of a safety valve and a valve of hatch, which restrict the flow that goes to the tank.

A type of biaxial and perpendicular sensor was chosen to measure deformations in the longitudinal and circumferential directions, and of another sensor that allowed to compensate the mistake caused by the strange variables (environmental temperature), since it altered the values of deformations obtained by means of the strain gages.

The unitary longitudinal theoretical deformation is strongly influenced by the changes of temperature that experiences the cylinder due to the warming of the hydraulic oil. This influence is more accentuated to low pressures because there is not a temperature sensor with a good resolution (0.1 °).

0 INTRODUCCIÓN

Este libro tiene como objetivo dar a conocer el diseño, construcción y las pruebas de un equipo que permite medir las deformaciones tangenciales y longitudinales, de manera directa, de cilindros de pared gruesa y delgada, sometidos a presión interna. El cual servirá de apoyo y parte de aprendizaje en el laboratorio de diseño, para los estudiantes de la Facultad Ingeniería Mecánica de La Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Bucaramanga.

La facultad de ingeniería mecánica, se encuentra en continuo crecimiento y por esto la adquisición de nuevos equipos, a partir de proyectos de grado, es una realidad que se necesita implementar cada día más; es por esto que uno de los mayores entregables de este proyecto es el equipo que será utilizado como material académico de los estudiantes, para el desarrollo de prácticas necesarias propuestas en el plan de estudios.

En este proyecto se tuvo como objetivo general, Diseñar, construir y probar un equipo que permita medir las deformaciones tangenciales, longitudinales y radiales, de un cilindro de pared gruesa y delgada, sometido a presión interna, para el Laboratorio de Diseño de Máquinas.

Los objetivos específicos son los siguientes:

- Elaborar los planos detallados de los sistemas hidráulico y mecánico del equipo tomando como base el diseño conceptual y básico.

- Construir un equipo capaz de medir las deformaciones longitudinales y tangenciales de forma directa en un cilindro de pared gruesa o delgada sometido a presión interna.
- Realizar y documentar las pruebas del equipo.
- Calcular los esfuerzos en el cilindro con base en las deformaciones captadas por los sensores (Galgas extensiométricas).
- Diseñar una guía para una práctica de laboratorio en la asignatura Diseño de Máquinas.

En la construcción y pruebas del equipo se contó con el apoyo del Departamento de Servicios Generales de la Universidad Pontificia Bolivariana, seccional Bucaramanga; los recursos económicos fueron aportados por los estudiantes encargados del proyecto.

1 MARCO TEÓRICO

1.1 CILINDROS DE PARED DELGADA Y CILINDROS DE PARED GRUESA

Para realizar los cálculos de deformaciones, se debe conocer si los cilindros con los cuáles se está trabajando son de pared gruesa o delgada. Cuando la relación entre el diámetro interior del cilindro (d_i) y su espesor (t_h) es un valor mayor a 40, se está hablando de **cilindros de pared delgada**; cuando esta razón es menor a 40, el análisis a utilizar es para **cilindros de pared gruesa**.

$$\frac{d_i}{t_h} \geq 40 \rightarrow \text{Cilindros de pared delgada (Ecuación 1)}$$

$$\frac{d_i}{t_h} < 40 \rightarrow \text{Cilindros de pared gruesa (Ecuación 2)}$$

El análisis de pared delgada es más exacto a medida que la relación d_i/t_h , se incrementa. En el caso del equipo, los cilindros que se van a utilizar en su mayoría son de pared gruesa debido a que son los más comunes utilizados en las industrias locales [1].

1.1.1 Cilindros de pared delgada. En los cilindros de pared delgada, se encuentran esfuerzos circunferenciales y axiales; el esfuerzo radial es pequeño en relación con el esfuerzo circunferencial porque $\left(\frac{t_h}{d_i}\right) > 1$, en resumen las

ecuaciones que rigen un cilindro de pared delgada son [1].

$$\sigma_r = 0 \text{ Esfuerzo radial (Ecuación 3)}$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{p_i r}{t_h} \text{ Esfuerzo Circunferencial (Ecuación 4)}$$

$$\sigma_z = \frac{p_i r}{2t_h} \text{ Esfuerzo axial (Ecuación 5)}$$

1.1.2 Cilindro de pared gruesa. En un cilindro de pared gruesa cargado radialmente, sujeto a una presión interna p_i y a una presión externa p_o , no se presentan los esfuerzos cortantes en las direcciones circunferencial y radial, y sólo actúan sobre el elemento los esfuerzos normales σ_{θ} y σ_r . La carga es bidimensional; por lo tanto, sólo estarán involucrados esfuerzos planos. Si se superpone una carga axial, sólo se cambia el tercer esfuerzo principal de cero a σ_z . las ecuaciones generales que rigen los esfuerzos, son las siguientes [1].

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 + (p_o - p_i) \left(\frac{r_o r_i}{r}\right)^2}{r_o^2 - r_i^2} \text{ (Ecuación 6)}$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 - \left(\frac{r_i r_o}{r}\right)^2 (p_o - p_i)}{r_o^2 - r_i^2} \text{ (Ecuación 7)}$$

1.1.2.1 Cilindros de pared gruesa presurizados internamente. Se refiere a los cilindros en los cuales la presión exterior es igual a cero. $p_o = 0$, como se observa en la figura 1, por lo tanto las ecuaciones generales se reducen a:

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2}\right)}{r_o^2 - r_i^2} \text{ (Ecuación 8)}$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{p_i r_i^2 \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2}\right)}{r_o^2 - r_i^2} \quad (\text{Ecuación 9})$$

$$\sigma_z = 0 \quad (\text{Ecuación 10})$$

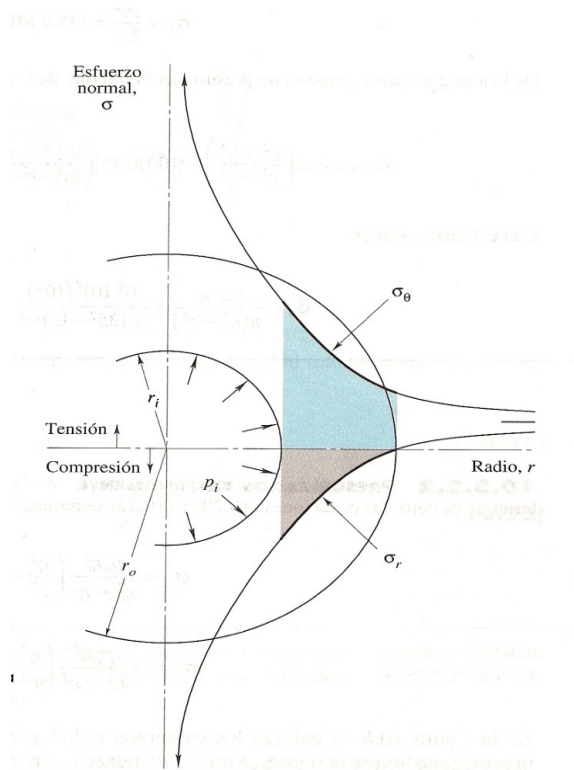


Figura 1. Cilindros de pared gruesa internamente presurizado, que muestra los esfuerzos circunferencial (de aro) y radial para varios radios. Tomado de Elementos de máquinas, Bernand J. Hamrock. 1999. Pág. 397. Enero de 2008.

1.1.2.2 Cilindros de pared gruesa presurizados externamente. Cuando la presión interna es cero, $p_i=0$; y la presión externa es un valor distinto a cero, el cilindro se encuentra presurizado externamente y las ecuaciones se reducen a.

$$\sigma_r = \frac{p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(\frac{r_i^2}{r^2} - 1 \right) \text{(Ecuación 11)}$$

$$\sigma_\theta = - \frac{p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(\frac{r_i^2}{r^2} + 1 \right) \text{(Ecuación 12)}$$

$$\sigma_z = 0 \text{(Ecuación 13)}$$

Los datos de presión nominal, Diámetro interior, espesor de pared, densidad, resistencia última, fluencia, módulo de elasticidad, coeficiente de expansión y ductilidad para tuberías, se encuentran ya estandarizadas de acuerdo con la normas de cada material y con esos datos se puede encontrar las deformaciones unitarias circunferenciales para cilindros presurizados internamente, además de los esfuerzos circunferencial y radial [1].

1.1.3 Relación esfuerzo-deformación unitaria. En los cilindros de pared delgada y gruesa, siempre se encuentra que uno de los esfuerzos va ser igual a cero, es por esto que se habla de condiciones de biaxialidad; en la tabla 1 se relacionan los esfuerzos y deformaciones unitarias en términos del módulo de elasticidad (**E**), y razón de Poisson [1].

Tipo de esfuerzo	Deformación principal	Ejes Principales
Biaxial	$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E}$ $\varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \frac{\nu\sigma_1}{E}$ $\varepsilon_3 = \frac{\nu\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E}$	$\sigma_1 = \frac{E(\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_2)}{1 - \nu^2}$ $\sigma_2 = \frac{E(\varepsilon_2 + \nu\varepsilon_1)}{1 - \nu^2}$ $\sigma_3 = 0$

Tabla 1. Esfuerzos y deformaciones unitarias principales. Tomado de Elementos de máquinas, Bernand J. Hamrock. 1999. Pág 920. Enero 2008.

1.2 ESFUERZO Y DEFORMACIÓN

El análisis experimental del esfuerzo se realiza al medir la deformación de un elemento bajo carga e inferir el estado de esfuerzo que existe a partir de los parámetros medidos. Para la mayoría de los materiales de ingeniería, la deformación es una pequeña cantidad y con frecuencia se reporta en unidades de 10^{-6} plg/plg o 10^{-6} m/m. Éstas son equivalentes a una unidad adimensional llamada microdeformación ($\mu\varepsilon$) [2]; la microdeformación representa la deformación del tubo por unidad de longitud.

Para casi todos los componentes de ingeniería, los niveles de esfuerzo se diseñan para permanecer por debajo del límite elástico del material; por lo tanto, entre el esfuerzo y la deformación se establece una relación lineal directa. Con esta consideración, la ley de Hooke forma la base para el análisis de esfuerzo experimental, a través de la medición de la deformación.

En el intervalo elástico hay una tasa constante de cambio en la deformación lateral, conforme la deformación axial se incrementa. Del mismo modo que el módulo de elasticidad es una propiedad de determinado material, la razón de la

deformación lateral a la deformación axial también es una propiedad del material. Esta propiedad se llama razón de Poisson (ver figura 2) y se define mediante la siguiente ecuación [2].

$$\nu_p = \frac{|deformación\ lateral|}{|deformación\ axial|} = \frac{\varepsilon_l}{\varepsilon_a} \text{ (Ecuación 14)}$$

El valor del coeficiente de Poisson varía generalmente entre 0 y 0.5; para metales esta relación oscila entre 0,24 y 0,4.

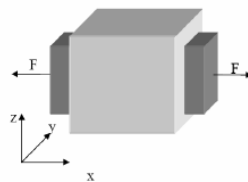


Figura 2. Razón de Poisson, adaptado de la teoría de sensores [en línea].

URL: <http://www.yboon.net>. Enero de 2008

Los componentes de ingeniería rara vez se someten a una carga axial de una dimensión. La relación entre el esfuerzo y la deformación se generaliza a un caso multidimensional. Cuando se trabaja con una geometría de dos dimensiones, sometida a cargas de tensión en las direcciones x e y (ver figura 3), resultando en esfuerzos normales σ_x y σ_y . En este caso, para un estado biaxial, los esfuerzos y deformaciones unitarias son:

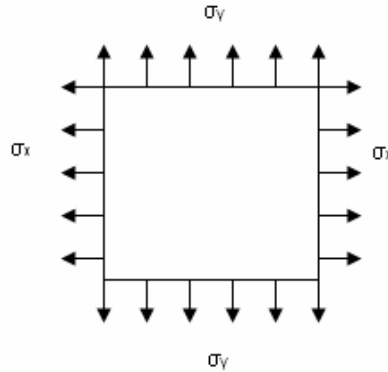


Figura 3. Estado biaxial de esfuerzos, tomado de Mediciones Mecánicas, teoría y diseño. 2003. Pág. 468. Enero de 2008.

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E_m} - \nu_p \frac{\sigma_x}{E_m} \quad (\text{Ecuación 15}) \quad \epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E_m} - \nu_p \frac{\sigma_y}{E_m} \quad (\text{Ecuación 16})$$

$$\sigma_x = \frac{E_m(\epsilon_x + \nu_p \epsilon_y)}{1 - \nu_p^2} \quad (\text{Ecuación 17}) \quad \sigma_y = \frac{E_m(\epsilon_y + \nu_p \epsilon_x)}{1 - \nu_p^2} \quad (\text{Ecuación 18})$$

$$\tau = G\gamma_{xx} \quad (\text{Ecuación 19})$$

De esta manera, todos los componentes de esfuerzos y deformaciones caen en el mismo plano. El estado de esfuerzo en la condición elástica para un material está relacionado de manera similar a la deformación en una situación de tres dimensiones, dado que el esfuerzo y la deformación están relacionados, es posible determinar el esfuerzo a partir de la medición de deformaciones en condiciones apropiadas. El análisis de las deformaciones medidas requiere la aplicación de la relación entre el estado completo del esfuerzo y la deformación en una superficie [2].

1.3 MEDIDORES DE DEFORMACIÓN POR RESISTENCIA O GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS

La medición de pequeños desplazamientos en un material u objeto bajo una carga mecánica determina la deformación, la cual se mide con métodos tan simples como la observación del cambio en la distancia entre dos marcas sobre la superficie de un miembro que soporta carga, o tan avanzados como la holografía óptica. En cualquier caso, el sensor ideal para la medición de deformación sería aquel que cumpla con las siguientes condiciones: 1) tener buena resolución espacial, lo cual implica que el sensor mediría la deformación en un punto; 2) no estar afectado por cambios en las condiciones ambientales; y 3) tener alta respuesta a la frecuencia para mediciones de deformación dinámicas (basadas en tiempo). Un sensor con estas características es el *medidor de deformación por resistencia* [2] .

La resistencia de un medidor de deformación cambia cuando se deforma, y esto se relaciona fácilmente con la deformación local. Los materiales metálicos y semiconductores experimentan este cambio en la resistencia eléctrica cuando se someten a una deformación. La cantidad en que cambia la resistencia depende de qué tanto se deforme el medidor, el material de que está hecho y el diseño del mismo. Los medidores pueden ser pequeños para tener buena resolución y poca masa para dar una alta respuesta a la frecuencia. Con cierta inventiva, los efectos ambientales se pueden eliminar o minimizar [2].

Las galgas extensiométricas son sensores de deformaciones basados en la variación de la resistencia eléctrica con la deformación, en un hilo conductor calibrado, o en resistencias construidas a base de pistas de semiconductor. Se emplean también, combinadas con muelles o piezas deformables para detectar de

forma indirecta esfuerzos. En definitiva suelen usarse más que como sensores de deformación como sensores de medida indirecta de esfuerzos (fuerza o par).

En las galgas de hilo la resistencia está formada por un hilo dispuesto en forma de zigzag sobre un soporte elástico, con una longitud preferente (L) a lo largo de la cual se encuentra la mayor cantidad de hilo. Al deformarse la galga en la dirección preferente, se produce un alargamiento del hilo y una disminución de su sección y, por tanto, una variación en su resistencia; comúnmente conocido como el principio de transducción (ver figura 4) y esta dado por la ecuación,

$$R = \rho \frac{L}{A} \text{ (Ecuación 20)}$$

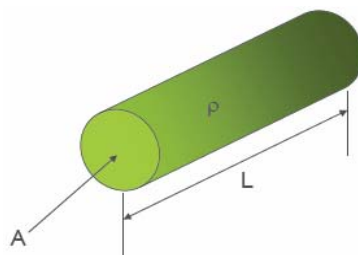


Figura 4. Principio de transducción, Adaptado de Tecnología de sensores [en línea]. URL: <http://yboon.net>. Enero de 2008.

En resistencia de materiales, cuando se somete una barra de metal a una fuerza de compresión o de tracción, su longitud y su sección varían (figura 4 y5). Es decir, la longitud se cambia, y al no variar la densidad del material, otra de sus dimensiones debe modificar para conservar esa densidad, ya que la masa se conserva.

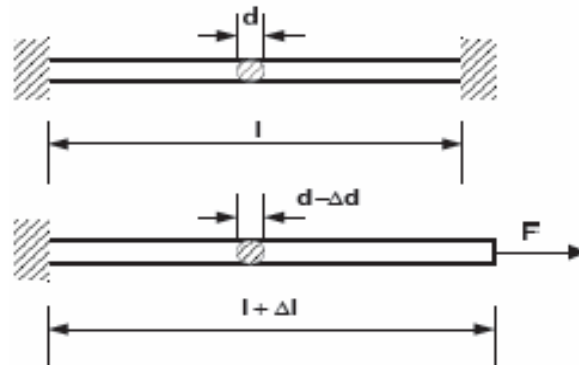


Figura 5. Principio de transducción, Adaptado de Tecnología de sensores [en línea]. URL: <http://yboon.net>. Enero de 2008

Para la zona elástica se puede usar la siguiente relación.

$$\frac{F}{A} = \sigma = E * \varepsilon = E * \frac{\Delta L}{L} \quad (\text{Ecuación 21})$$

$$R = \rho * \frac{L}{\frac{\pi * d^2}{4}} \quad (\text{Ecuación 22})$$

Para poder medir variaciones de resistencia significativas, la galga debe tener una resistencia alta y funcionar con un consumo muy bajo, para evitar variaciones importantes de la resistencia por calentamiento. La medida de deformaciones requiere una meticulosa colocación de las galgas y una calibración laboriosa, y la amplificación suele realizarse por métodos diferenciales con tres hilos.

Otra forma de definir una galga extensiométrica es como un dispositivo para medir las deformaciones, aprovechando el efecto piezorresistivo, el cual se produce con el cambio de la resistencia del sensor, cuando es sometido a un esfuerzo

mecánico; los materiales más utilizados para la construcción de galgas extensiométricas son cobre y níquel, platino y silicio [3].

1.3.1 Configuración. La sensibilidad de una galga depende de cuatro parámetros importantes que a su vez se dividen en dos, que son el factor de la galga y la resistencia, y Módulo de Young y área de sección; hay que tener en cuenta que el factor de la galga depende del material y forma de la galga, ya que esta determina la resistencia a los cambios de longitud.

Es indispensable tener en cuenta que el área de sección debe ser la mínima posible por lo tanto se fabrica en hilo y puesto que las longitudes son demasiado extensas, se construyen en forma de zig-zag (ver figura 6).

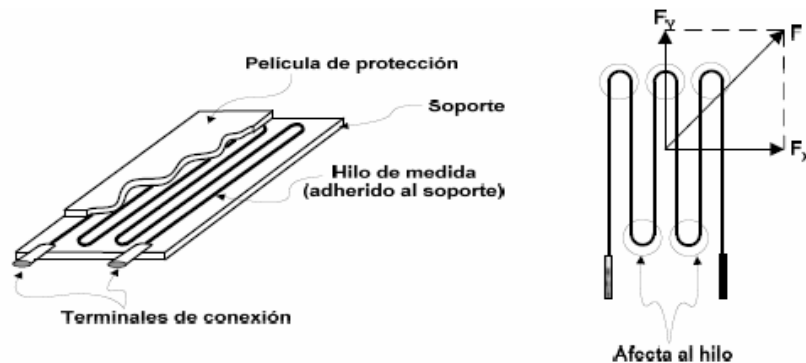


Figura 6. Configuración de las galgas, Adaptado de Tecnología de sensores [en línea]. URL: <http://yboon.net>. Enero de 2008

Algunas causas de errores son originados por las tensiones no longitudinales, por la pérdida de energía mecánica que se presenta en la película intermedia y en la unión con el hilo [3].

A continuación se muestran algunas configuraciones de las galgas extensiométricas (figura 7)

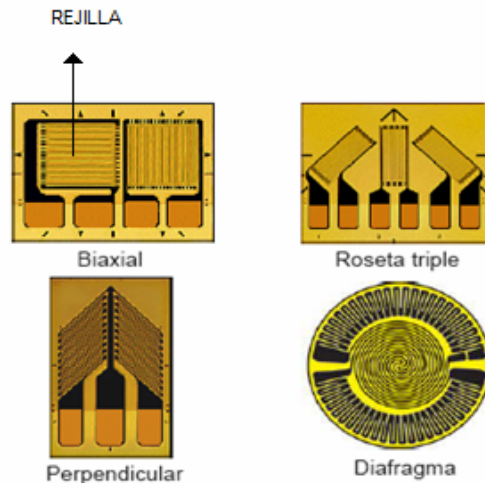


Figura 7. Configuración de las galgas, Adaptado de Tecnología de sensores [en línea]. URL: <http://yboon.net>. Enero de 2008

1.3.2 Características

1.3.2.1 Resistencia eléctrica. Las galgas extensiométricas más comunes suelen tener valores nominales de 120Ω , 350Ω y 1000Ω con tolerancias que oscilan entre el 0.15% y el 0.8%, siendo valores típicos 0,3% y 0,4% [3].

1.3.2.2. Factor de galga. Es una constante que depende del material y la forma de la galga, también depende del coeficiente de Poisson; el factor de galga es el encargado de determinar la sensibilidad que se presenta en la resistencia, debido a los cambios de longitud. El fabricante siempre proporciona el factor de galga y su tolerancia.

1.3.2.3 Sensibilidad transversal ST. es cuando se presentan variaciones en la resistencia debido a que la galga se somete a deformaciones transversales; teóricamente esta sensibilidad es nula, sin embargo experimentalmente el fabricante proporciona el valor de forma porcentual, entre 0,8% y 1%.

1.3.2.4 Influencia de la temperatura. Cuando la temperatura varía durante una medida con galgas, la deformación real puede desviarse de la deformación medida, debido a diferentes efectos:

- Dilatación de la rejilla (figura 7) de la galga (coeficiente de dilatación α)
- Dilatación del material soporte (coeficiente de dilatación β) [3]

1.3.2.5 Disipación de calor. Una galga extensiométrica es un elemento resistivo, sometido a una tensión y corriente; la potencia consumida y la potencia calorífica disipada por la galga debe ser menor que la potencia que la galga es capaz de transmitir al material sobre el que se ha pegado. Evitando el sobrecalentamiento de la galga, que podría dar lugar a medidas erróneas o incluso a llegar a quemar la propia banda.

La potencia generada en forma de calor se puede expresar como el producto IxR^2 , donde el calor a disipar es función del área que ocupa la rejilla de la galga y del material sobre el que se pega [3].

1.3.2.6 Estabilidad. La estabilidad de la galga depende del material con la que sea adherida; puesto que la galga se encuentra expuesta a las condiciones ambientales, al desgaste por el paso del tiempo, luz, calor, cambios térmicos, la humedad ambiental, etc.; es recomendable usar recubrimiento de protección tipo epoxico o silicona, preferiblemente de tipo opaco.

1.3.2.7 Circuito de medida. Una galga puede seguir deformaciones del orden de centenares de micro-deformaciones, lo cual representa variaciones muy pequeñas en su resistencia [3].

Por esta razón en el acondicionamiento de la señal se utiliza el puente wheatstone (figura 8), el cual está regido por la siguiente ecuación:

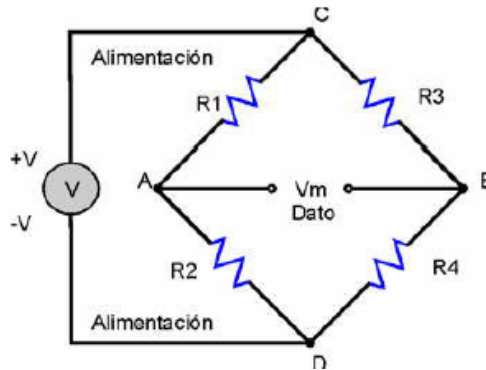


Figura 8. Puente Wheatstone, Adaptado de Tecnología de sensores [en línea]. URL: <http://yboon.net>. Enero de 2008.

$$V_m = V * \left(\frac{R_4 * R_3 - R_2 * R_1}{(R_2 * R_4) * (R_1 + R_3)} \right) \text{ (Ecuación 24)}$$

1.3.2.7.1 Puente Wheatstone. Se utiliza para medir resistencias desconocidas mediante el equilibrio de los brazos del puente. Estos están constituidos por cuatro resistencias que forman un circuito cerrado, siendo una de ellas la resistencia que se desea conocer, como lo muestra la figura 8.

Las Variantes del puente de Wheatstone se pueden utilizar para la medida de impedancias, capacidades e inductancias

La disposición en puente también es ampliamente utilizada en instrumentación electrónica. Para ello, se sustituyen una o más resistencias por sensores, que al variar su resistencia dan lugar a una salida proporcional a la variación. A la salida del puente (en la Figura 8 donde está el galvanómetro) suele colocarse un amplificador.

1.3.3. Ruido e Interferencia. Las variables extrañas que afectan los datos medidos pueden describirse como ruido e interferencia. El *ruido* es una variación

aleatoria del valor de la señal medida como una consecuencia de la variación de las variables extrañas. Una variable completamente controlada no contiene ruido [2].

1.3.4 Errores de sensibilidad y de cero. La sensibilidad estática de un dispositivo a veces depende de la temperatura y con frecuencia se especifica. El corrimiento de la intersección de cero en la curva de calibración se conoce como *error de cero*, e_z , del sistema de medición. Por lo general, el error de cero se reduce al ajustar en forma periódica la salida del sistema de medición con una condición de entrada cero. Sin embargo, alguna variación aleatoria en la intersección de cero es común, en particular con equipo electrónico y digital sometido a variaciones de temperatura [2].

1.3.5 Variables. Además de la variable medida de interés, puede haber otras variables pertinentes asociadas al proceso medido que afecten el resultado. Todas las variables conocidas del proceso deben listarse y evaluarse para cualquier posible relación de causa y efecto. Si un cambio en una variable no afectara el valor de otra variable, las dos se considerarán independientes una de otra. Una variable que puede cambiar independientemente de las otras se conoce como *variable dependiente*.

El control de variables es importante. Una variable es controlada si se puede mantener en un valor constante o en alguna condición prescrita durante una medición. El control completo de una variable implicaría que puede mantenerse en un valor prescrito exacto. Por lo general, este control total de una variable no es posible. La relación de causa y efecto entre una variable independiente y una dependiente se encuentra al aplicar un valor controlado a la variable independiente mientras se mide la variable dependiente.

Las variables extrañas pueden presentar diferencias en mediciones repetidas de la misma variable medida tomada en apariencia con idénticas condiciones de operación, o pueden imponer una falsa tendencia en el comportamiento de dicha variable. Los efectos de variables extrañas toman la forma de señales sobrepuestas en la señal medida, como el ruido y el corrimiento de la señal [2].

1.3.6 Calibración. La calibración de estas galgas se realizan mediante un método directo, generalmente es realizado por el fabricante.

2. DISEÑO CONCEPTUAL

Inicialmente se diseñó un equipo para medir deformaciones en cilindro de diferentes materiales y de 4 plg de diámetro externo, sometido a presión interna, a través de un sistema hidráulico el cual permitió variar la presión en los tubos. El equipo constaba de una bomba, motor, válvula reguladora de presión, tubos de diferentes materiales, para el estudio de los esfuerzos obtenidos a partir de las deformaciones; galgas extensiométricas, manómetro, amplificador de señal, tanque, aceite hidráulico y estructura de soporte. La idea fundamental del diseño del equipo era calcular los esfuerzos a través de las deformaciones causadas por el cambio de presión en el sistema, para poder comparar estos valores con los obtenidos teóricamente.

2.1 SISTEMA HIDRÁULICO

El sistema hidráulico fue el encargado de presurizar internamente el cilindro para que este se deforme; con el fin de analizar de manera detallada las deformaciones del cilindro, se escogió un intervalo de aumento de presión de 20 en 20, hasta llegar a 200 psi, se tomo este rango por razones de seguridad, puesto que el equipo inicialmente va ser utilizado para propósitos académicos, la presión de trabajo se controló a través de una válvula de seguridad y una válvula de compuerta, que restringe el flujo que va al tanque.

Por seguridad se manejó valores pequeños de presión, puesto que este equipo tiene una finalidad académica y para evitar accidentes al ser manipulado por estudiantes todavía inexpertos en el manejo de estos sistemas.

2.2. CILINDROS

Inicialmente se pensó trabajar con tres cilindros de diferentes materiales aluminio, acero y pvc, como se muestra en la figura 10, los espesores de los cilindros fueron definidos por los realizadores, sin embargo se encontró la dificultad de elaborar un proceso de maquinado óptimo que asegurará la centricidad de los cilindros de aluminio y de acero al disminuir el espesor de los tubos comerciales encontrados, es por eso que se trabajó con los cilindros que encuentran en el mercado sin ningún tipo de modificaciones.

Además el pvc fue difícil de adaptar al sistema hidráulico; puesto que no permite un ensamble con racores, por consiguiente el tratamiento de este cilindro sería especial, con respecto a los otros, y debido a ello el pvc se descartó del proyecto.

Para finalizar los cilindros que iban a ser utilizados en el equipo debían tener una longitud que permitiera colocar los sensores de medición y no interfieran con la fácil manipulación del equipo que deja acceder a la visualización de la señal de salida, como se muestra en la figura 10.

2.3. ESTRUCTURA

La estructura inicialmente fue concebida en un material de baja densidad que permitiera el desplazamiento de todo el sistema; además las dimensiones de la estructura estaban definidas por las geometrías de los cilindros y el sistema hidráulico que se iban a implementar. La forma de la estructura buscaba facilitar la adaptación de los cilindros a las bases del equipo sin influir en el libre desplazamiento que se podría presentar en cada uno de ellos (ver figura 9),

debido a la presión interna a la cuál iban a ser sometidos e involucraba un mecanismo que permitiera montar y desmontar los cilindros a evaluar sin ningún tipo de contra tiempos.

Esta también debió facilitar la manipulación de las señales de salida de las galgas extensiométricas para que se pudiera adaptar de una manera rápida el sistema de amplificación de señales y así poder visualizar los datos provenientes de los sensores de medición.

2.4 GALGAS EXTENSIONOMÉTRICAS

El tipo de sensor escogido para medir las deformaciones fue de tipo biaxial, estas galgas permitieron medir deformaciones en dos direcciones la longitudinal y la circunferencial, además se dispuso de otro sensor que permitió compensar el error causado por las variables extrañas presentes en el sistema, como el equipo se encuentra al aire libre, la variable extraña que afectó fue la temperatura ambiente, puesto que alteró los valores de deformaciones obtenidos a través de las galgas extensiométricas.

Los valores arrojados por las galgas extensiométricas hicieron parte del puente Wheatstone, como la resistencia faltante para formar el equilibrio de los brazos del puente y así este valor pudo ser traducido a través de él a deformaciones mediante la sensibilidad del instrumento de medición, estos voltajes obtenidos, correspondieron a las deformaciones longitudinales y circunferenciales; así mismo los valores de la deformación radial se calcularon de manera indirecta, a través de las deformaciones obtenidas en la dirección circunferencial.

2.5 SISTEMA AMPLIFICADOR

Las galgas extensiométricas debieron ser conectadas a un circuito eléctrico que fuese capaz de medir cambios en la resistencia, el sistema amplificador fue usado para medir los elementos conectados eléctricamente que forman parte del puente y su salida estuvo dada mediante la visualización de un voltaje, a través de un multímetro. Puesto que los parámetros obtenidos de la salida fueron muy pequeños expresados en micro voltios, se hizo necesario la amplificación de la señal para facilitar su observación ya que el rango menor del multímetro se encuentra en mili voltios.

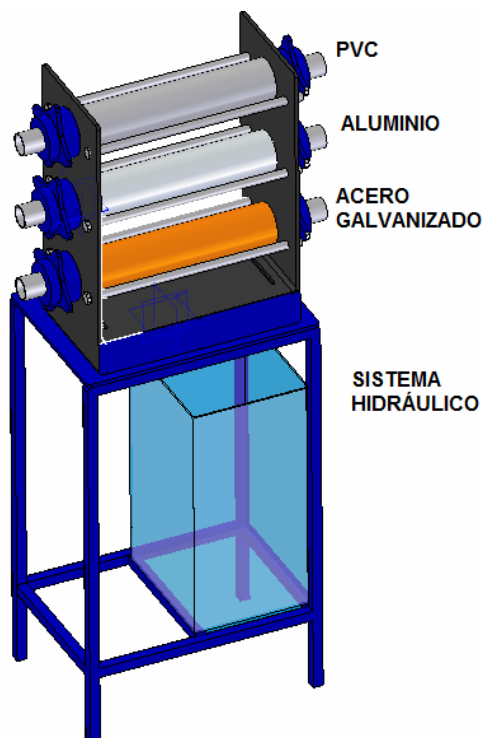
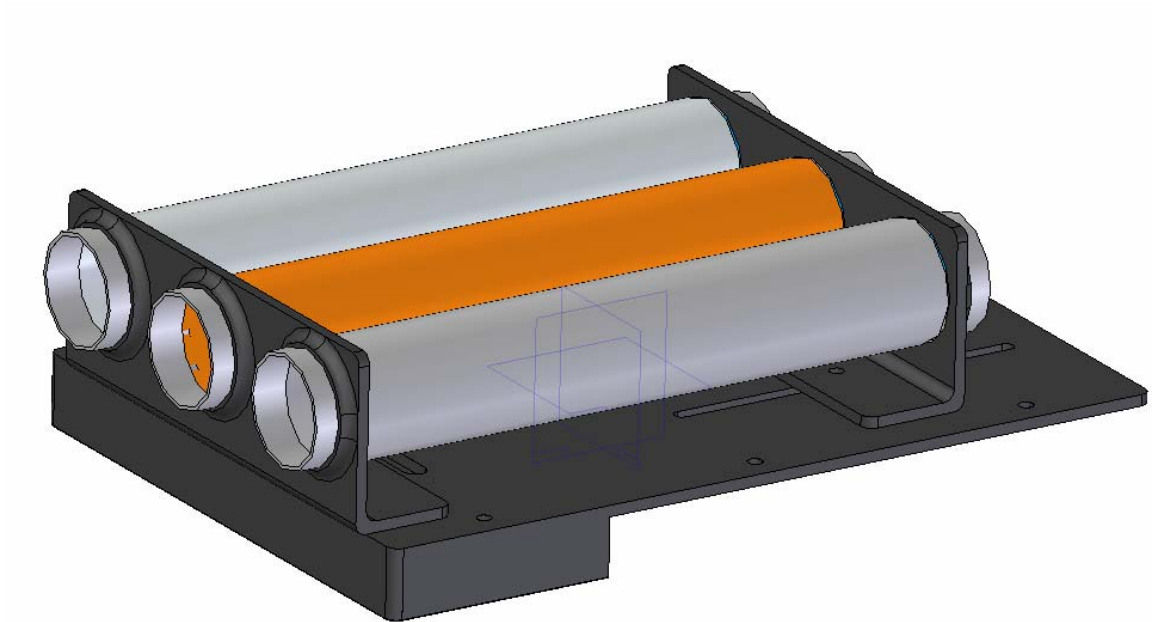


Figura 9. Diseño conceptual, ubicación de los cilindros verticalmente.

BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola 2008.



**Figura 10. Diseño conceptual, cilindros en ubicación horizontal. BELTRÁN,
Carlos –
FAJARDO, Paola. 2008.**

3. DISEÑO BÁSICO

3.1 SISTEMA HIDRÁULICO

La presión máxima a trabajar definida para el sistema hidráulico será de 200Psi, este valor es escogido por seguridad para el operador, puesto que la bomba tiene la capacidad de elevar la presión hasta 2500Psi.

3.1.1 Bomba. La selección de la bomba se hizo después de calcular las pérdidas del sistema y la presión requerida por el mismo, la bomba seleccionada para el equipo es una de paleta, la ventaja de las bombas de paleta es que entrega un caudal uniforme (libre de pulsos) y bajo nivel de ruido, estas bombas son relativamente pequeñas en función de las potencias que desarrollan y su tolerancia a las impurezas es bastante aceptable [4].

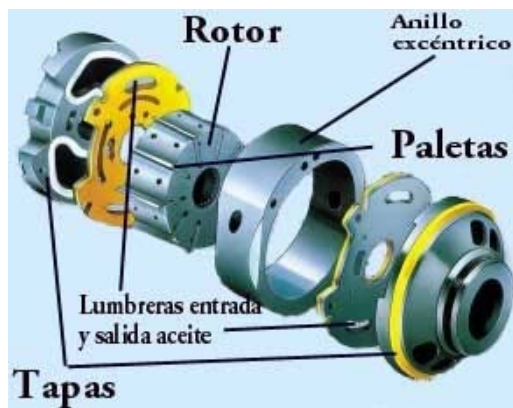


Figura 11. Conformación típica de una bomba de paletas, Adaptado de Bombas Hidráulicas [en línea]. URL: <http://members.fortunecity.es>. Enero de 2008

Además tiene una capacidad media de flujo y no levanta altas presiones, cumpliendo con las condiciones establecidas inicialmente para el diseño conceptual.

3.1.2 Motor. Se escogió un motor capaz de desarrollar la potencia requerida de 1,5Hp o 1,1Kw. A 1800 rpm Para hacer girar el rotor de la bomba.



Foto 1. Motor eléctrico. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008

3.1.3 Válvula de seguridad. La válvula de seguridad simple o de acción directa, consiste en una bola u obturador sostenido en su asiento, en el cuerpo de la

válvula, mediante un muelle fuerte. Cuando la presión en la entrada es insuficiente para vencer la fuerza del muelle, la válvula permanece cerrada. Cuando se alcanza la presión de abertura, la bola u obturador es desplazado de su asiento y ello permite el paso del líquido al tanque mientras se mantenga la presión [5].

En la mayoría de estas válvulas se dispone de un tornillo de ajuste para variar la fuerza del muelle, ver anexo B. De esta forma, la válvula puede ajustarse para que se abra a cualquier presión comprendida dentro de su intervalo de ajuste.

Esta válvula es limitadora de presión y con protección contra la sobrepresión producida por la presión máxima admisible en el circuito o limitación de presiones de trabajo, Para un funcionamiento sin incidentes las válvulas de mando directo llevan de serie una amortiguación, en este diseño se ha cambiado el resorte interno de la válvula debido a que el resorte original está diseñado para presiones de 0 a 1000 Psi, por consiguiente para esta aplicación el rango es demasiado alto, debido a esto se cambio la amortiguación con una constante de elasticidad menor, que permita que la válvula opere a presiones en un rango de 0 a 200Psi.

Al final del sistema se coloca una válvula de compuerta para que el aceite hidráulico transportado en la línea de descarga no llegue directamente al tanque, puesto que este se encuentra a presión atmosférica y así no se presurizaría el cilindro, con esta válvula a la salida, el aceite es retenido y no circulado.



Foto 2. Válvula de seguridad. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008.

3.1.4 Accesorios. Dependiendo del flujo y los acoples necesarios para la unidad hidráulica los accesorios utilizados en el equipo son:

- Mangueras, fueron utilizadas para hacer el transporte del aceite desde el sistema hidráulico hasta el cilindro.
- Racores y acoples, se seleccionaron fijos roscados y milimétricos puesto que no se pueden remover fácilmente y tienen menos pérdidas que los rápidos, y además para mayor seguridad por la presión que se puede manejar en futuras aplicaciones del sistema.
- Filtro hidráulico utilizado para prevenir la entrada de partículas de tierras extremadamente finas que puedan afectar el correcto funcionamiento de los accesorios del sistema hidráulico (válvulas y bomba); La presencia de partículas de desgaste en el aceite hidráulico causa la mayoría de las averías hidráulicas. El uso de un filtro de aceite hidráulico de gran rendimiento de filtrado es importante para proteger el sistema de un desgaste innecesario. La gran capacidad de separación de la suciedad prolonga la vida de servicio del equipo.
-

- **3.2 CILINDROS**

Teniendo en cuenta que se necesitan probar tubos de diferentes espesores que permitan determinar una deformación radial promedio del mismo material y de diferentes materiales para poder comprobar la ecuación teórica de la deformación, se realiza el diseño final del equipo, el cual tiene como propósito estudiar los esfuerzos a través de las deformaciones de cinco tubos; cuatro cilindros de pared gruesa y uno de pared delgada, de los cuales son tres de acero galvanizado comercial y de radios internos aproximados con diferentes espesores, un tubo de aluminio y finalmente un cilindro de acero inoxidable, siendo este de pared delgada.

Finalmente los cilindros son sobrepuestos en la estructura, a través de un sistema montable, soldados a una platina para que estos no rueden y tengan libre desplazamiento longitudinal. Para poder presurizar internamente el cilindro de aluminio fue necesario colocar tapas de acero galvanizado que permitieran el montaje con los racores, para el sistema hidráulico. Vale la pena aclarar que cuando dos materiales diferentes como el aluminio y el acero galvanizado están en contacto, uno corroe al otro, el diseño no se pudo adaptar de otra forma, puesto que no se consiguió láminas de aluminio de suficiente espesor, para darle estabilidad al sistema como se hizo con los otros tubos.

3.3 ESTRUCTURA

La perfilería tubular utilizada en esta estructura es de forma rectangular; para facilitar la ubicación de los cilindros, evitando así el rodamiento sobre la superficie, fue construida en nueve bandejas en lámina de 55x25 cm de acero, se utilizó este material, puesto que el sistema hidráulico es robusto, además de esto se le suma el peso del aceite que también debe ser soportado por la estructura, los cuáles

originan grandes esfuerzos , lo que planteo la necesidad de utilizar un material con una resistencia mayor a la seleccionada en el diseño conceptual (aluminio); las dimensiones fueron modificadas para cinco tubos, puesto que se encontraban concebidas para 3. Se dejo la disposición del sistema hidráulico en la parte inferior de la estructura, para evitar las dimensiones longitudinales muy extensas, los cálculos para la estructura, se encuentran consignados en el diseño detallado.

4. DISEÑO DETALLADO

4.1 SISTEMA HIDRÁULICO

A continuación se presenta el esquema del sistema hidráulico (Figura 13).

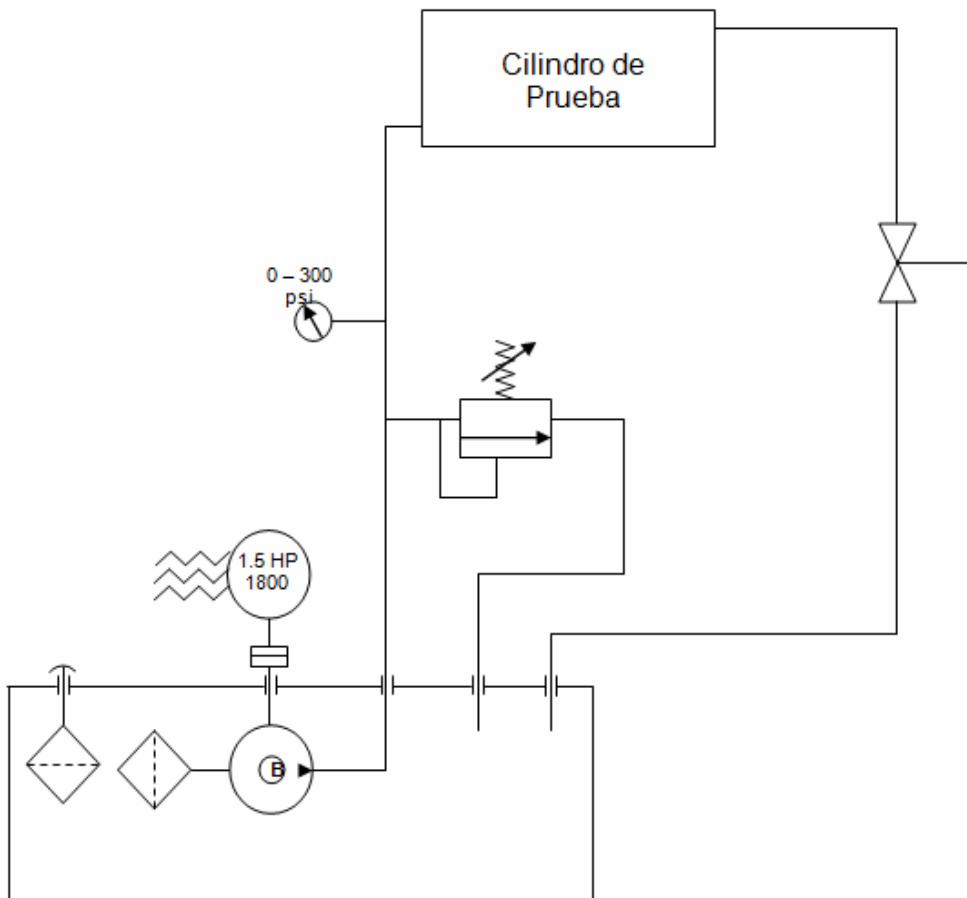


Figura 12. Esquema del sistema hidráulico. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008

Los cálculos para la selección de los elementos que conforman el sistema hidráulico son los siguientes:

Potencia hidráulica requerida.

$$Pot = Presión * Q$$

$$Presión = P_i + perdidas + Altura necesaria para elevar el fluido$$

$$Presión = 10000 * 6895 \frac{Pasc}{Psi} + 9,366 * 887 \frac{Kg}{m^2} * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$\text{Válvula de compuerta} \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{4} \text{ abierta} \Rightarrow 900 \frac{Le}{D} \\ 4 \text{ codos} \Rightarrow 50 * 4 \frac{Le}{D} \\ \text{Tees} \Rightarrow 60 \frac{Le}{D} \\ K = 0,027 \frac{Le}{D} \Rightarrow h_l = K(v_2^2) 2g \Rightarrow h_l = 0,0123 \frac{le}{D} \end{array} \right.$$

$$D = 0,006325m$$

$$le = \frac{KD}{f^2}$$

$$K = 24,3 \quad le = \frac{24,3 * 0,00635m}{0,027} = 5,715$$

$$l_e = 2m + 5,715 + 1,27 + 0,381 = 9,366m$$

$$Presión = 6,98MPa$$

$$Pot = 6,98 * 10^6 \frac{N}{m^2} * 0,005867 \frac{m^3}{min} * 1 \frac{min}{gal}$$

$$Pot = 682,5Wattlos$$

$$Pot_{elec} = \frac{Pot_{sis. Hidraulica}}{\eta_{mot} * \eta_{sis. Hidraulica}} = \frac{682,5watt}{0,9 * 0,8} = 947,92watt = 1,27Hp \approx 1,5Hp$$

4.1.1 Bomba. La bomba seleccionada para el sistema hidráulico es una Vickers, serie V10 con desplazamiento de 0.20 plg³/rev, además cuenta con una presión máxima de 2500 Psi, y un flujo de 1.5Gpm a 1800 rpm y 100Psi. (Anexo A, catálogo de la bomba).

4.1.2 Motor. El motor escogido para suministrar la potencia requerida por la bomba es un MINDONG YANAN ELECTRICAL MACHINE CO Ltda. Tipo YCL 90 L-4, con una potencia de 1,5 Hp y velocidad angular de 1800 rpm.

4.1.3 Accesorios. La tubería y accesorios designados al sistema deben cumplir con las exigencias hidráulicas del equipo, como lo es la presión de trabajo, el tipo de fluido, las condiciones ambientales y que estos ocasionen la menor pérdida posible en el sistema, para tener un menor consumo de energía. Teniendo en cuenta estos parámetros se escogieron para el sistema hidráulico los siguientes accesorios.

- 1 válvula de compuerta de ¼plg
- 1 válvula de seguridad de ¼plg
- 10 acoples de bronce para racores de ¼plg
- 2 mangueras para alta presión de ¼plg
- Tapa del tanque de 1plg
- 2 acoples para válvula de compuerta de 1/4plg
- 1 manómetro de aguja de 300Psi de 1/4plg
- 8 láminas de acero soldadas en los extremos de los cilindros de 5/16 x 6x6plg
- 2 tapones de fundición gris 2,5plg
- 2 racores 1/4plg
- 1 tubing de acero galvanizado 1/4plg
- 1 soporte para motor de espesor 1/4plg

- Lámina del tanque de 3/16plg
- 4 tornillos de motor 3/8x1 1/2plg
- 16 tornillos 1/4x1plg
- 20 tornillos de soporte de cilindro 1/4x1plg
- Platina de 3/4 x1/8plg

4.1.4 Tanque. Este fue construido en lámina de acero de 3/16plg; y para la determinación de sus dimensiones se cálculo, el volumen ocupado por cada uno de los cilindros (ver tabla 2) y se supone un margen de error de 90%, para prevenir que la bomba se quede en algún instante sin aceite y trabaje en seco, con el fin de garantizar su correcto funcionamiento. El volumen total ocupado por los cilindros corresponde a 829.45 plg³, que equivalen a 3,6gal; adicionando el margen de error supuesto se tiene. $(3,6 + (3,6*0,9))= 6,84\text{gal}$, por lo cual el tanque es construido, con una capacidad de 7gal.

$$V = r^2 * \pi * L \text{ (Ecuación 25)}$$

L (plg)	V(plg ³)
15,74	197,89
15,74	197,89
11,81	37,1
15,74	197,89
15,74	197,89

Tabla 2. Volúmenes de los cilindros. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008

El tanque tiene las siguientes dimensiones, altura 32,5cm, ancho 31cm y una profundidad de 41cm. Se busco que la altura del tanque tuviese un valor que

garantizara el suministro constante de aceite; las otras dimensiones de este fueron realizadas de manera aleatoria.

Toda la estructura del tanque se encuentra soldada y unida a la lámina de la estructura a través de tornillos de 1/4x1plg igualmente la tapa del tanque se encuentra sellada con tornillos de la misma dimensión.

En el tanque se encuentra ubicado el sensor de temperatura y el sensor de nivel que marca la cantidad de aceite presente en él, estos dos sensores son leídos de manera visual por el observador.

4.1.5 Mangueras. Las mangueras soportan hasta una presión de 4200Psi. y se disponen de una longitud de 1.45cm, cada una, para facilitar la conexión entre los diferentes cilindros.

4.2 CILINDROS.

En la siguiente tabla se encuentran especificados los datos del diseño para cada uno de los cilindros.

CINLINDRO	MATERIAL	do (plg)	di (plg)	Th	E (Psi) *E6	μ	L (plg)
1	ACERO INOXIDABLE	4.05	3.9	0.07	29	0.30	15,74
2	ACERO COLD ROLLED	4.48	4.015	0.236	30	0.30	15,74
3	ALUMINIO	2.5	2.10	0.19	10.5	0.33	11,81
4	ACERO COLD ROLLED	4.44	4.21	0.118	30	0.30	15,74
5	ACERO COLD ROLLED	4.48	4.17	0.15	30	0.30	15,74

Tabla 3. Especificaciones de los cilindros del equipo. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008

Los cilindros de acero fueron soldados en los extremos a platinas de 5/16x6x6plg, a las cuales se les unió un acople de 3/8plg. El cilindro de aluminio se encuentra roscado a tapas de acero galvanizado, puesto que comercialmente no se consiguió láminas de aluminio con el espesor necesario que garantizara la estabilidad del cilindro y una fácil adaptación de racores. Este cilindro tiene una longitud total de 15,74plg, pero solo 11,81plg se encuentran libres de restricciones puesto que parte de él se encuentra roscado a las tapas de acero y ocupan una longitud de 1,96plg de cada lado, en la foto 3 se aprecian las láminas soldadas a los cilindros.



Foto 3. Platinas de unión de los cilindros. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola Enero de 2008

4.3 ESTRUCTURA.

Cálculo de factor de seguridad de la estructura.

Propiedades de los materiales utilizados en los cálculos.

$$s_y = 36000 \text{Psi}$$

$$\begin{aligned} \rho_{\text{Platina}} &= 0,284 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^3}, \rho_{\text{AGalvanizado}} = 0,260 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^3}, \rho_{\text{Alnooxidable}} \\ &= 0,286 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^3}, \rho_{\text{Aceite}} = 0,0316 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^3} \end{aligned}$$

Según la ecuación: $m = \rho * V$

Se calcularon los volúmenes de cilindros vacíos, aceite dentro de los cilindros, aceite del tanque, tanque sin aceite y platinas de apoyo:

Cilindros vacíos

$$V = (r_o - r_i)^2 * \pi * l \Rightarrow V_{cv} = V_{c1} + V_{c2} + V_{c3} + V_{c4} + V_{c5}$$

$$V_{c1} = (2,025 - 1,95)^2 \text{plg} * \pi * 15,74 \text{plg} = 0,278 \text{plg}^3$$

$$V_{c2} = (2,24 - 2)^2 \text{plg} * \pi * 15,74 \text{plg} = 2,84 \text{plg}^3$$

$$V_{c3} = (1,25 - 1,05)^2 \text{plg} * \pi * 11,81 \text{plg} = 1,48 \text{plg}^3$$

$$V_{c4} = (2,22 - 2,105)^2 \text{plg} * \pi * 15,74 \text{plg} = 0,654 \text{plg}^3$$

$$V_{c5} = (2,24 - 2,085)^2 \text{plg} * \pi * 15,74 = 1,19 \text{plg}^3$$

$$V_{cv} = [0,278 + 2,84 + 1,48 + 0,654 + 1,19] \text{plg}^3 = 6,44 \text{plg}^3$$

Aceite en el cilindro

$$V_{ac} = r_i^2 * \pi * l = 1,95^2 \text{plg} * \pi * 15,74 \text{plg} = 188,02 \text{plg}^3$$

Platinas de apoyo

$$V_{pa} = 6 * 6 * \frac{5}{16} [\text{plg}] = 11,25 \text{plg}^3$$

Volumen de tanque vacío

$$V_{Tv} = V_{L1} + V_{L2} + V_{L3} + V_{L4} + V_{L5} [p \lg^3]$$

$$V_{Tv} = \left(12,8 * 12,2 * \frac{3}{16}\right) * 2 + \left(12,8 * 16,14 * \frac{3}{16}\right) * 2 + \left(16,14 * 12,2 * \frac{3}{16}\right) * 2 = 209,31 [p \lg^3]$$

Volumen ocupado por el aceite en el tanque

$$V_{aT} = 12,613 * 12,013 * 40,813 [p \lg^3] = 6183,98 p \lg^3$$

Para la calcular la masa del aceite en el cilindro, en el tanque, las platinas de apoyo y los cilindros sin aceite se tiene:

$$m = \rho * V$$

Masa de los cilindros Vacíos

$$m_{cv} = 0,260 \frac{lb}{p \lg^3} [2,84 + 0,654 + 1,19] [p \lg^3] + 0,286 \frac{lb}{p \lg^3} [0,278] [p \lg^3] + 0,101 \frac{lb}{p \lg^3} [1,48]$$

$$m_{cv} = 1,45 lb = 0,6577 Kg$$

Masa del aceite en el cilindro

$$m_{ac} = 0,0316 * 188,02 [p \lg^3] = 5,94 lb = 2,694 Kg$$

Masa de las platinas de apoyo

$$m_{pa} = 0,284 \frac{lb}{p \lg^3} * 90 p \lg^3 = 25,7 lb = 11,657 Kg$$

Masa del tanque vacío

$$m_{Tv} = 0,284 \frac{lb}{p \lg^3} * 209,31 p \lg^3 = 59,44 lb = 25,56 Kg$$

Masa del aceite en el tanque

$$m_{aT} = 0,0316 \frac{lb}{p \lg^3} * 6183,98 p \lg^3 = 195,41 lb = 88,636 Kg$$

Peso de los elementos que soporta la estructura

$$W_T = \left[9,81 \frac{m}{s^2} \right] * [0,6577 + 2,694 + 11,657 + 25,56 + 88,636 [N]] * 0,225 \frac{lbf}{1N} + 15 + 28 + 2,3 [lbf] =$$

$$W_T = 329,21 lbf$$

$$\sigma_{Estructura} = \frac{W_T}{\eta_s} = \frac{329,21 lbf}{0,35937 \text{ plg}^2} = 916,1 Psi$$

$$\eta_s = \frac{W_T}{\sigma_{Estructura}} = \frac{36000 Psi}{916,1 Psi} = 39,29$$

La estructura se construyó con un factor de seguridad de 39,29.

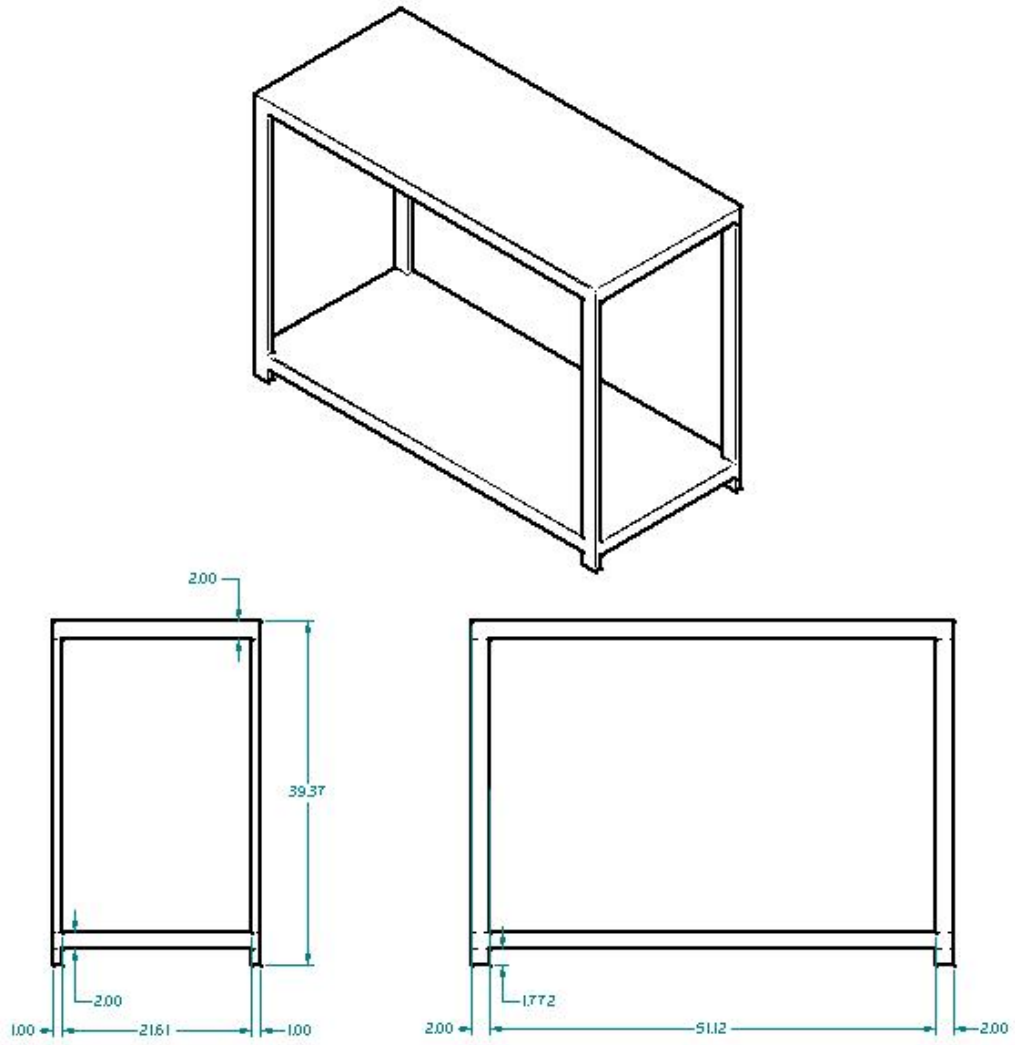


Figura 13. Estructura. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008

4.4 AMPLIFICADOR DE SEÑAL.

Las dos galgas colocadas en el cilindro (foto 4.) son llevadas al puente de wheatstone, donde una es utilizada para medir deformaciones (longitudinal y circunferencial) y la otra para compensar los cambios en resistencia, que pueda producir la temperatura ambiente en las galgas que miden la deformación; debido a esta disposición se trabaja solo con la mitad es decir, $\frac{1}{2}$ del puente con resistencia de 350Ω , ver figura 14.

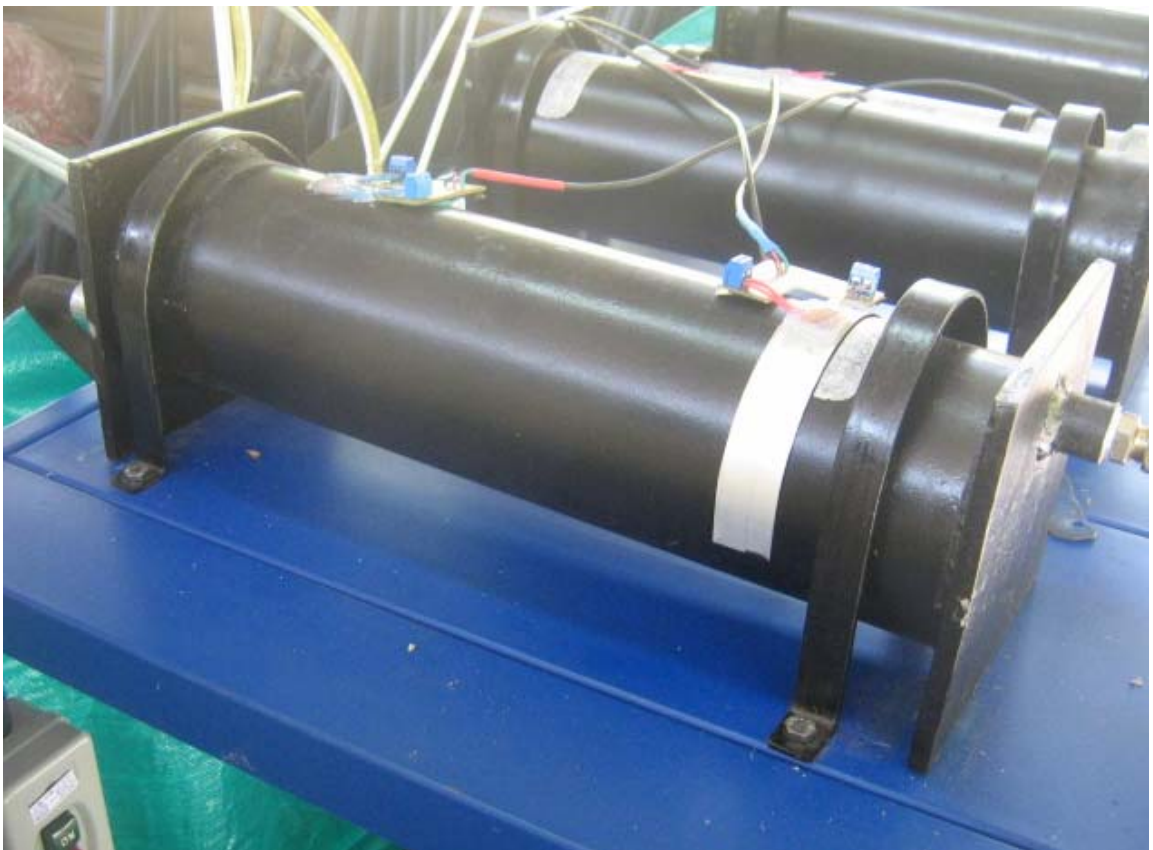


Foto 4. Posición de las galgas en los cilindros. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008

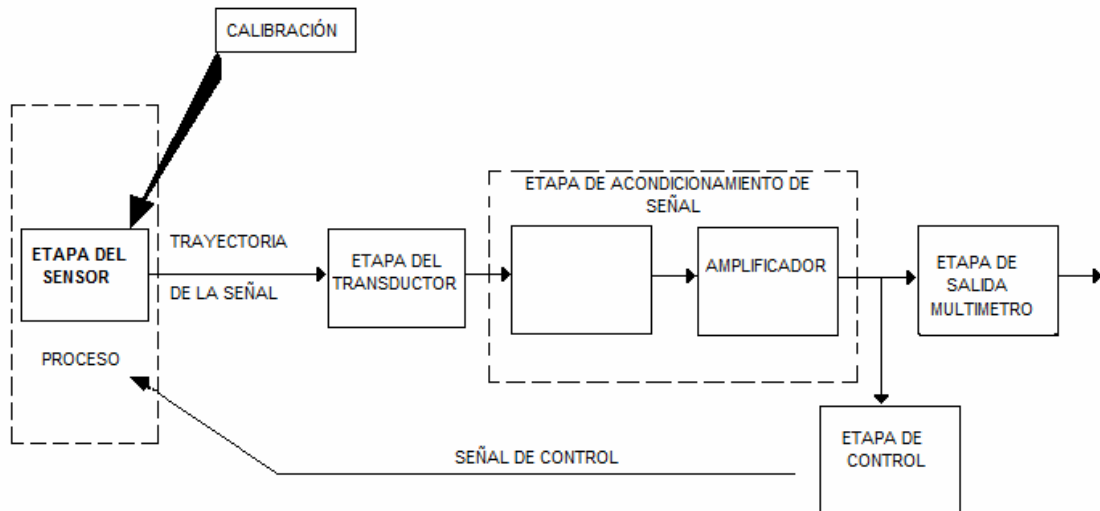


Figura 14. Esquema de circuito de medición. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008

Para que la resistencia del puente de Wheatstone sean iguales, se colocan en paralelo resistencias variables, para poder ajustar el desbalance del puente.

Los dos ramales inferiores del puente de Wheatstone son la deformación y la temperatura y los de la parte superior son resistencia de 350 ohmios. Este puente es alimentado a 5 y 0V por una fuente de poder y entrega una señal de salida en micro voltios, que se amplifica por 1000, por medio de amplificadores operacionales, entregando señales en mili voltios que pueden ser visualizadas en un voltímetro normal. La excitación recomendada por el fabricante de la galga es la mitad, igual que la sensibilidad del instrumento, es decir cada 3,25 mili Voltios equivalen a una micro deformación, en la foto 5 y 6, encontramos la vista frontal y lateral del medidor de deformación; La fuente de poder utilizada produce un voltaje entre +12 y -12V (figura 14), es utilizada para alimentar los amplificadores operacionales, en la figura 13 se encuentra el diagrama electrónico de el amplificador de señal.



Foto 5. Sistema amplificador. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008



Foto 6. Sistema amplificador. BELTRÁN Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008

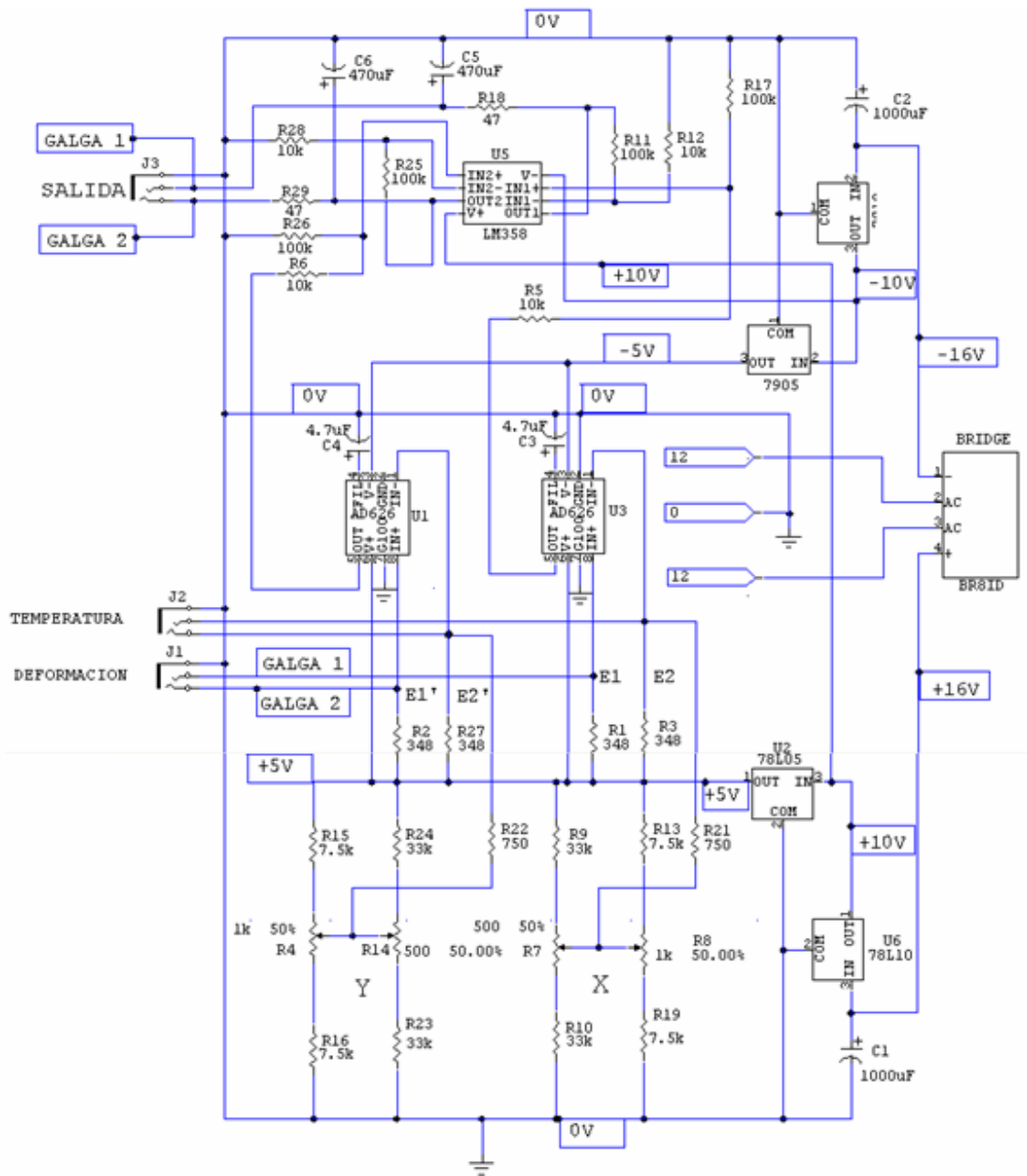


Figura 15. Diagrama electrónico, circuito medidor de deformación. HERRERA Felipe. Enero de 2008.

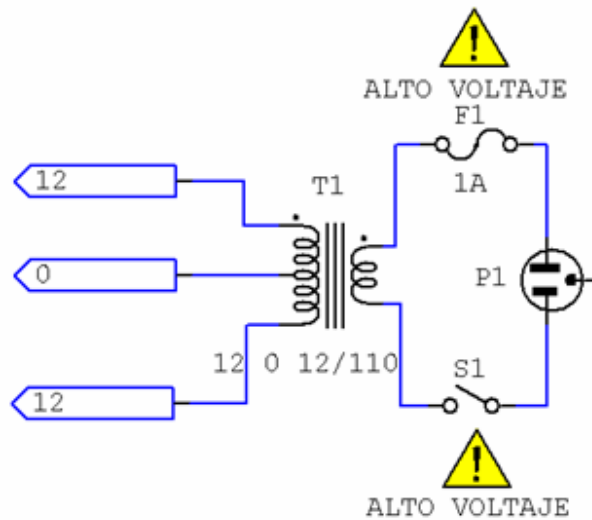


Figura 16. Fuente de poder, HERRERA Felipe. Enero de 2008

4.5 GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS

Los sensores utilizados para la medición, son galgas biaxiales – 0°/90°, referencia SGD-7/350- XY11. De O MEGA ENGINEERING. Ver anexo C, catalogo para la galga extensiométrica. A continuación (tabla 4) se presentan las características para la utilización de este tipo de galgas en el puente wheatstone. Las características correspondientes a las galgas son las del recuadro numero 2.

STRAIN	BRIDGE TYPE	POSITION OF GAGES	SENSITIVITY mV/V @ 1000 $\mu\epsilon$	OUTPUT PER $\mu\epsilon$ @ 10V EXCITATION	TEMP. COMP.	SUPERIMPOSED STRAIN COMPENSATED
AXIAL	½	1	0,5	5 $\mu V/\mu\epsilon$	No	None
	½	1,2	0,65	6.5 $\mu V/\mu\epsilon$	Yes	None
	½	1,3	1,0	10 $\mu V/\mu\epsilon$	No	Bending
	Full	All	1,3	13 $\mu V/\mu\epsilon$	Yes	Bending

Tabla 4. Características generales de las galgas SGD-7/350-XY11. TOMADO DE OMEGA ENGINEERING. Enero de 2008.

Se utilizó un sensor apto para medir deformaciones en materiales metálicos y por condiciones de espacio en los cilindros estas galgas son las adecuadas para trabajar en el equipo, ya que miden deformaciones de forma biaxial (longitudinal y circunferencial). De manera simultánea, la resistencia nominal de las galgas seleccionadas tienen un valor de 350Ω , por consiguiente este valor es utilizado para la selección de las resistencias que hacen parte del circuito de balance del puente de wheatstone.

5. PRUEBAS Y CÁLCULOS

5.1 PRUEBAS

Se realizaron 100 pruebas a los cilindros, es decir, 20 pruebas a cada uno, haciendo variaciones de presión con un delta de 20 Psi hasta llegar a 200 Psi, las tablas de los datos obtenidos se encuentran registradas en el Anexo C.

Es importante aclarar que debido a la baja resolución del sensor de temperatura ubicado en el tanque, no se pueden tomar valores decimales de esta variable, lo cual afecta el comportamiento del cilindro a causa de la expansión térmica (ver tabla 6) (ver gráfica 2) y que a bajas presiones es relevante con respecto a la deformación debida a la presión interna.

5.1.1 Procedimiento de realización de pruebas. El procedimiento que se llevó a cabo para la realización de las pruebas en el equipo se dividió en tres etapas; la etapa 1 consiste en una inspección general del equipo y la conexión del sistema hidráulico al cilindro que se va a probar, en esta etapa también se realiza el encendido del motor y la purga del aire en el cilindro y las mangueras; la etapa 2 se refiere a la conexión de los sensores al sistema amplificador, la calibración del mismo y la conexión a la salida de la señal al multímetro y por último en la etapa 3 se calibra el amplificador.

5.1.1.1 Etapa 1 del procedimiento de realización de pruebas. En esta etapa se realiza una inspección al equipo antes de ponerlo en funcionamiento, teniendo en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Asegurarse que el nivel del aceite se encuentre en el punto óptimo de funcionamiento, es decir, que el indicador este en el punto máximo, recuerde que en ningún momento la bomba se puede quedar sin aceite.

- Revisar que los elementos del sistema hidráulico conformados por mangueras, acoples y racores (ver foto 6); se encuentren bien conectados, así se evitará derrames de aceite.



Foto 7. Acople y racor. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola, Enero de 2008

Teniendo en cuenta lo anterior y dependiendo del cilindro que se va a presurizar:

- Se conectan las mangueras al mismo, utilizando las herramientas adecuadas para ajustar los racores y así evitar fugas, posteriormente;
- Se energiza y se enciende el motor pulsando el botón verde (ON) (ver foto 8), mientras se encuentra en funcionamiento;
- Se realiza una purga en las mangueras y el cilindro dejando las válvulas de compuerta abierta (ver foto 9) y limitadora de presión totalmente cerrada mientras sale el aire de la tubería, cuando este proceso haya terminado
- Se cierra la válvula de compuerta lo que origina la presurización del cilindro a probar; es importante aclarar que la presión interna será controlada con la válvula reguladora de presión a través de la manipulación de la dirección longitudinal del resorte interno con la perilla.



Foto 8. Interruptor. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola, Enero de 2008



Foto 9. Válvula de compuerta. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola, Enero de 2008

5.1.1.2 Etapa 2 del procedimiento de realización de pruebas. En esta etapa mientras el sistema hidráulico presuriza el cilindro, se conecta la instalación del sistema de adquisición de señales:

- Inicialmente se coloca la galga extensiométrica que compensa la temperatura ambiente sobre el cilindro.
- Después se procede a la conexión de las terminales de las galgas extensiométricas al amplificador mediante plugs de dos colores para diferenciar la galga que mide la deformación (rojo) y la otra que compensa la temperatura (azul) (ver foto 10).

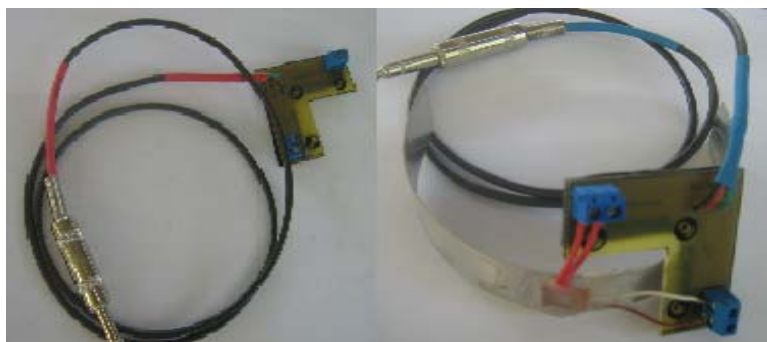


Foto 10. Conexiones de las galgas. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola, Enero de 2008

- Luego se conecta un Terminal al común y al voltaje del multímetro, el otro extremo de la conexión se conecta a la salida del amplificador por medio de un plug, para obtener la señal captada por las galgas extensiométricas es necesario adherir la galga de compensación a la temperatura (cable azul) y conectar el otro extremo del cable al amplificador en la casilla de temperatura, para la galga fija que capta señales tangenciales y longitudinales (cable rojo) se conecta a una baquelita que posee dos entradas por galga, las cuales se conectan por medio de un sistema de ajuste con tornillos (ver foto 11), el otro extremo del cable se conecta a la casilla de deformación del amplificador por medio de un plug.



Foto 11. Sistemas de ajustes con tornillos. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola, Enero de 2008

5.1.1.3 Etapa 3 del procedimiento de realización de pruebas. La Calibración del amplificador después de realizar las respectivas conexiones:

- Se conectan los cables a la galga correspondiente utilizando un destornillador pequeño (ver foto 11).
- Se gira el control de ajuste con el multímetro encendido y ubicado en la función voltios con escala de 200milivoltios, se gira dicho control disminuyendo el valor que se visualiza en la pantalla del multímetro hasta un valor de 2milivoltios para un cambio de escala del mismo.
- Después de cambiar a una menor escala se cambia de control a ajuste fino girando en control hasta llegar a intervalo de valores entre -5 y 5 milivoltios.
- Posteriormente se enciende el motor, estos valores denominados errores de cero los cuales van a ser sumados de forma algebraica a cada una de los datos obtenidos en las pruebas que están relacionados en el Anexo C.



Foto 12. Calibración del amplificador. BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola, Enero de 2008.

5.2 CÁLCULOS.

Las ecuaciones que rigen los esfuerzos y las deformaciones unitarias en cilindros de pared delgada y de pared gruesa, sometidos a presión interna son diferentes; por consiguiente se realizó un cálculo tipo para cada uno de estos elementos.

Para determinar los valores de las deformaciones unitarias medidas, es necesario conocer la equivalencia entre el dato de voltaje visualizado en el multímetro y el valor en micro deformaciones correspondientes. Este valor está influenciado por el valor del voltaje de excitación utilizado en el puente de Wheatstone, que para el equipo construido es de 5 voltios. Conocida esta condición y con la ayuda de la tabla 5 se encuentra que la salida en micro deformaciones por micro voltio de lectura es $3,25 \frac{\mu V}{\mu \varepsilon}$.

Todos los cálculos realizados en esta sección del documento se realizan con un valor de presión interna de los tubos de 20 Psi; las demás condiciones serán tabuladas y presentadas de esa manera dentro del libro. Las tablas de resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarias teóricas y experimentales de los 5 cilindros se encuentran ubicadas al final de este capítulo.

5.2.1 Determinación de la relación entre radio interno y espesor para cada cilindro.

Según la ecuación (1) se tiene:

$$\frac{d_i}{t_n} = \frac{3,9}{0,0787} = 49,5 > 40 \Rightarrow \text{Cilindro Pared Delgada.}$$

En la tabla 5 se presenta los resultados de las relaciones entre radio interno y espesor de cada uno de los cilindros a probar.

CILINDRO	MATERIAL	$d_i(Plg)$	$t_h(Plg)$	d_i/t_h	ANALISIS
1	Acero Inoxidable	3,9	0,0787	49,5	Pared Delgada
2	Acero Galvanizado	4,015	0,2362	17	Pared Gruesa
3	Aluminio	2,106	0,1968	10,7	Pared Gruesa
4	Acero Galvanizado	4,212	0,118	35,7	Pared Gruesa
5	Acero Galvanizado	4,173	0,1574	26,5	Pared Gruesa

Tabla 5. Relaciones entre radio interno y espesor de los cilindros. BELTRÁN Carlos – FAJARDO Paola. Enero de 2008.

5.2.2 Determinación de los esfuerzos principales para cilindros de pared delgada. Los datos teóricos y experimentales del cilindro de Acero Inoxidable están relacionados en la tabla 7 del documento.

5.2.2.1 Determinación de los esfuerzos tangencial ($\sigma_{\theta r}$) y longitudinal (σ_{zT}) teóricos. Según el análisis de cilindros de pared delgada el esfuerzo radial es muy pequeño por consiguiente se toma como cero, es decir, $\sigma_r = 0$ para cumplir con la condición de esfuerzo biaxial.

Usando la ecuación (4); para el esfuerzo tangencial en el cilindro de acero inoxidable se tiene:

$$\sigma_{\theta r} = \frac{p_i * r_i}{t_h} = \frac{20Psi * 1,95Plg}{0,0787Plg} = 495,55Psi$$

Usando la ecuación (5); para el esfuerzo longitudinal en el cilindro de acero inoxidable se tiene:

$$\sigma_{ZI} = \frac{p_i * r_i}{2 * t_h} = \frac{20Psi * 1,95Plg}{(2 * 0,0787Plg)} = 247,78Psi$$

5.2.2.2 Determinación de los esfuerzos tangencial ($\sigma_{\mathcal{E}}$) y longitudinal (σ_{ZE}) experimentales. Usando la ecuación (17); para el esfuerzo tangencial en función de las deformaciones unitarias experimentales se tiene:

$$\sigma_{\mathcal{E}} = \frac{E(\varepsilon_{\mathcal{E}} + \nu\varepsilon_{ZE})}{1-\nu^2} = \frac{29*10^6Psi(26,77*10^{-6} + (0,3*6,38*10^{-6}))}{(1-0,3^2)} = 91419Psi$$

Usando la ecuación (18); para el esfuerzo longitudinal en función de las deformaciones experimentales se tiene:

$$\sigma_{ZE} = \frac{E(\varepsilon_{ZE} + \nu\varepsilon_{\mathcal{E}})}{1-\nu^2} = \frac{29*10^6Psi(6,38*10^{-6} + (0,3*26,77*10^{-6}))}{(1-0,3^2)} = 45932Psi$$

5.2.3 Determinación de las deformaciones unitarias en cilindros de pared delgada. En este análisis se tiene en cuenta que las deformaciones experimentales son valores que están en función de los datos obtenidos en las pruebas y se utiliza un factor de conversión para expresar dichos valores en micro deformaciones.

5.2.3.1 Determinación de las deformaciones tangenciales ($\varepsilon_{\theta r}$) y longitudinales (ε_{ZI}) teóricas. Utilizando la ecuación (16) para calcular las deformaciones tangenciales se tiene:

$$\varepsilon_{\theta r} = \frac{\sigma_{\theta}}{E} - \frac{\nu\sigma_z}{E} = \frac{495,55\text{Psi}}{29 * 10^6 \text{Psi}} - \frac{0,3 * 247,77\text{Psi}}{29 * 10^6 \text{Psi}} * 1'000.000 = 14,52\mu\varepsilon$$

Utilizando la ecuación (15) para calcular las deformaciones longitudinales se tiene:

$$\varepsilon_{\theta z} = \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\nu\sigma_{\theta}}{E} = \frac{247,77\text{Psi}}{29 * 10^6 \text{Psi}} - \frac{0,3 * 495,55\text{Psi}}{29 * 10^6 \text{Psi}} * 1'000.000 = 3,42\mu\varepsilon$$

Los cálculos anteriores se realizan con los esfuerzos tangencial y longitudinal teóricos en los cilindros cuando están sometidos a presión interna de 20 Psi; además el valor obtenido con las ecuaciones se multiplica por $1 * 10^6$ con el fin de conocer el valor de la deformación unitaria teórica en micro deformaciones y compararla con los valores experimentales.

5.2.3.2 Determinación de las deformaciones tangenciales ($\varepsilon_{\theta z}$) y longitudinales ($\varepsilon_{z\theta}$) experimentales. Teniendo en cuenta que 3,25 micro voltios equivalen a una micro deformación se tiene:

$$\varepsilon_{\theta z} = 87,01\mu V * \frac{1\mu\varepsilon}{3,25\mu V} = 26,77\mu\varepsilon$$

$$\varepsilon_{z\theta} = 20,74\mu V * \frac{1\mu\varepsilon}{3,25\mu V} = 6,38\mu\varepsilon$$

5.2.4 Determinación de los esfuerzos principales en cilindros de pared gruesa. Los datos teóricos y experimentales de los cilindros de Acero Galvanizado están relacionados en las tablas 8,9 y 10, y los del Aluminio en la tabla 11.

5.2.4.1 Determinación de los esfuerzos radial (σ_r) tangencial ($\sigma_{\theta r}$) teórico. Según el análisis de cilindros de pared gruesa el esfuerzo longitudinal es muy

pequeño en comparación con los otros 2 esfuerzos, por consiguiente se puede considerar cero sin incurrir en ningún tipo de error. $\sigma_z = 0$.

Usando la ecuación (11); para esfuerzo radial en el cilindro 2 de Acero Galvanizado se tiene:

$$\sigma_{rT} = \frac{2p_i * r_i^2 (1 - \frac{r_o^2}{r^2})}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{2 * 20Psi * 2^2 Plg * (1 - \frac{2,24^2}{2,24^2})}{(2,24^2 - 2^2) Plg} = 0Psi \Rightarrow \sigma_r = 0$$

El resultado anterior muestra que el esfuerzo radial es cero cuando se calcula en la superficie externa de cualquier tubo de pared gruesa; por consiguiente bajo esta única condición este tipo de elementos se encuentran sometidos a esfuerzos uniaxiales

Usando la ecuación (12); para el esfuerzo tangencial en el cilindro de acero galvanizado se tiene:

$$\sigma_{\theta T} = \frac{2p_i * r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{2 * 20Psi * 2^2 Plg}{(2,24^2 - 2^2) Plg} = 157,23Psi$$

5.2.4.2 Determinación de las deformaciones unitarias tangenciales ($\epsilon_{\theta T}$) y radiales (ϵ_{rT}) teóricas. Utilizando la ecuación (16) para calcular las deformaciones tangenciales se tiene:

$$\epsilon_{\theta T} = \frac{\sigma_{\theta}}{E} - \frac{\nu\sigma_r}{E} = \frac{157,23Psi}{30 * 10^6 Psi} - \frac{0,3 * 0Psi}{30 * 10^6 Psi} * 1000.000 = 5,24\mu\epsilon$$

Utilizando la ecuación (15) para calcular las deformaciones radiales se tiene:

$$\epsilon_{rT} = \frac{\sigma_r}{E} - \frac{\nu\sigma_{\theta}}{E} = \frac{0Psi}{30 * 10^6 Psi} - \frac{0,3 * 157,23Psi}{30 * 10^6 Psi} * 1000.000 = -1,57\mu\epsilon$$

5.2.4.3 Determinación de las deformaciones unitarias tangenciales ($\varepsilon_{\theta E}$) y longitudinales (ε_{ZE}) experimentales. Teniendo en cuenta que 3,25 micro voltios equivalen a una micro deformación se tiene:

$$\varepsilon_{\theta E} = 11,43 \mu V * \frac{1 \mu \varepsilon}{3,25 \mu V} = 3,52 \mu \varepsilon$$

$$\varepsilon_{ZE} = -2,28 \mu V * \frac{1 \mu \varepsilon}{3,25 \mu V} = -0,70 \mu \varepsilon$$

5.2.5 Determinación de la deformación unitaria por temperatura (ε_{Temp}). La deformación unitaria longitudinal teórica debe ser calculada no solo en función de la presión interna del cilindro, sino también los incrementos de temperatura que se pueden presentar en el aceite hidráulico que presuriza el sistema.

Cuando el cilindro se presuriza a bajas presiones (0 – 200Psi) la deformación unitaria longitudinal está más influenciada por la temperatura que por la presión, por consiguiente se debe garantizar que la lectura de esta variable sea lo más exacta posible; desafortunadamente en el equipo construido no se implementó un sensor de temperatura con una resolución adecuada para leer valores decimales (0,1°C), lo que origina una variación considerable entre el dato teórico y el experimental.

Los cálculos realizados a continuación se basan en la resolución del termómetro ubicado en el tanque del sistema hidráulico que es de 1°C, el sensor fue ubicado en el tanque puesto que se considera que la temperatura del aceite en el tanque es igual a la del cilindro de trabajo, puesto que el recorrido es corto y el tiempo de prueba es de aproximadamente 1 minuto, dejando intervalos de 10 minutos por prueba, además no se tuvo en cuenta el cambio de temperatura, puesto que se pretendió corroborar las deformaciones obtenidas por la presión en el cilindro. Por lo cual se obtienen los siguientes resultados:

Acero inoxidable

$$\Rightarrow \varepsilon_{Temp} = \alpha * \Delta T = 9,9^{\circ} C^{-1} * 10^{-5} * 1^{\circ} C * 1'000.000 = 9,9 \mu\varepsilon$$

Acero Galvanizado

$$\Rightarrow \varepsilon_{Temp} = \alpha * \Delta T = 11^{\circ} C^{-1} * 10^{-5} * 1^{\circ} C * 1'000.000 = 11 \mu\varepsilon$$

Aluminio

$$\Rightarrow \varepsilon_{Temp} = \alpha * \Delta T = 22,5^{\circ} C^{-1} * 10^{-5} * 1^{\circ} C * 1'000.000 = 22,5 \mu\varepsilon$$

5.2.6 Determinación de la deformación unitaria longitudinal total teórica

(ε_{ZTT}). La deformación unitaria longitudinal total teórica es la suma del aporte debido a la presión interna del sistema y a los cambios de temperatura; este valor se requiere determinar porque el dato experimental obtenido de la galga extensiométrica no puede diferenciar el aporte de cada una de estas variables por separado.

De esta manera la deformación longitudinal total en el cilindro 4 cuando está sometido a una presión interna de 100 Psi es:

$$\varepsilon_{ZTT} = \varepsilon_{Temp} + \varepsilon_{ZI} = 11 \mu\varepsilon + 3,14 \mu\varepsilon = 14,14 \mu\varepsilon$$

5.2.7 Determinación de la deformación unitaria radial teórica ($\overline{\varepsilon_{rT}}$) y experimental ($\overline{\varepsilon_{rE}}$) promedio. Usando la ecuación siguiente; para el cálculo de la deformación radial unitaria teórica se tiene:

$$\varepsilon_{ZTT} = \varepsilon_{Temp} + \varepsilon_{ZI} = 11 \mu\varepsilon + 3,14 \mu\varepsilon = 14,14 \mu\varepsilon$$

Para la determinación de la deformación unitaria radial experimental se utiliza la relación entre el cambio del espesor del elemento en la dirección radial dividido entre el espesor del elemento.

El cambio en el espesor del elemento se obtiene a partir de la deformación unitaria circunferencial experimental de la siguiente forma:

$$\Delta_r = r_{final} - r_{inicial}$$

$$r_{final} = \frac{2\pi * r_{inicial} + \varepsilon_{\theta} * 2\pi * r_{inicial}}{2\pi} = r_{inicial} + \varepsilon_{\theta} * r_{inicial}$$

Tomando como base los datos del cilindro 5 se tiene:

$$\Delta L = \frac{2\pi * r_i * \varepsilon_{\theta}}{10^5} = \frac{2 * \pi * 2,2439P\lg * 5,78\varepsilon}{10^5} = 8,15129 * 10^{-5} P\lg$$

$$L_T = L_{in} + \Delta L = 14,0988276 + 8,15129 * 10^{-5} = 14,0989091P\lg$$

$$r_{nuevo} = \frac{L_T}{2\pi} = \frac{14,0989091P\lg}{2\pi} = 2,24391297P\lg$$

$$r_{nuevo} = r_{5f} = 2,24391297P\lg$$

Como no se puede colocar un Galgas extensiométricas en dirección radial de los tubos, la deformación unitaria en este sentido se calcula de manera indirecta a partir de los cambios en la dimensión de los radios externos entre los 3 tubos de acero galvanizado; los resultados que obtienen son los siguientes:

Deformación radial entre cilindro 2 y 4 es:

$$\varepsilon_{r_{\varepsilon 2-4}} = \frac{(r_{2f} - r_{4f}) - (r_{2in} - r_{4in})}{t_{k4}}$$

$$\varepsilon_{r_{\varepsilon 2-4}} = \frac{(2,243706883 - 2,224009351) - (2,2437 - 2,224)[P\lg]}{0,118P\lg} * 10^5 = -20,92\mu\varepsilon$$

Deformación radial entre cilindro 4 y 5 es:

$$\varepsilon_{rE4-5} = \frac{(r_{4f} - r_{5f}) - (r_{4in} - r_{5in})}{t_{45}}$$

$$\varepsilon_{rE4-5} = \frac{(2,224009351 - 2,24391297) - (2,224 - 2,2439)[Plg]}{0,1574Plg} * 10^6 = -23,01 \mu\varepsilon$$

Para completar el análisis de deformaciones radial se tomo un promedio de tres cilindros del mismo material con diámetro interno igual pero con espesores diferentes, esto fue entre los cilindro 2,4 y 4,5 de acero galvanizado, puesto que la definición de deformación radial se calcula a través de la ecuación $\left(\frac{\Delta r}{r}\right)$, Esto se hizo porque no se puede ubicar de forma directa una galga extensiométrica que tome los datos de la deformación radial, realizando esta toma de datos de manera indirecta con el promedio de los cilindros se tiene:

$$\bar{\varepsilon}_{rE} = \frac{\varepsilon_{rE2-4} + \varepsilon_{rE4-5}}{2} = \frac{(-20,92 - (-23,01))[\mu\varepsilon]}{2} = -21,96 \mu\varepsilon$$

P (psi)	$\sigma_{\theta T}$ (psi)	σ_{zT} (psi)	$\epsilon_{\theta E}$ (μdef)	ϵ_{zE} (μdef)	$\epsilon_{\theta T}$ (μdef)	ϵ_{zT} (μdef)	ϵ_{Temp} (μdef)	ϵ_{zTT} (μdef)	% $\epsilon_{\epsilon\theta}$	% $\epsilon_{\epsilon z}$	% ϵ_{zTT}
0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
20	495,55	247,78	26,77	6,38	14,52	3,42	9,90	13,32	45,75	46,45	52,08
40	991,11	495,55	38,04	9,70	29,05	6,84	9,90	16,74	23,63	29,55	42,03
60	1486,66	743,33	50,14	13,33	43,57	10,25	9,90	20,15	13,10	23,10	33,84
80	1982,21	991,11	66,57	18,22	58,10	13,67	9,90	23,57	12,72	24,95	22,72
100	2477,76	1238,88	79,45	22,34	72,62	17,09	9,90	26,99	8,59	23,49	17,24
120	2973,32	1486,66	91,47	26,10	87,15	20,51	9,90	30,41	4,73	21,43	14,17
140	3468,87	1734,43	107,55	30,77	101,67	23,92	9,90	33,82	5,46	22,26	9,02
160	3964,42	1982,21	121,52	34,85	116,20	27,34	9,90	37,24	4,38	21,55	6,42
180	4459,97	2229,99	133,17	37,93	130,72	30,76	9,90	40,66	1,83	18,90	6,72
200	4955,53	2477,76	146,70	42,03	145,25	34,18	9,90	44,08	0,99	18,69	4,63

P (psi)	$\sigma_{\theta T}$ (psi)	σ_{zT} (psi)	$\epsilon_{\theta E}$ (μdef)	ϵ_{zE} (μdef)	$\sigma_{\theta E}$ (psi)	σ_{zE} (psi)	% $\epsilon_{\sigma\theta}$	% $\epsilon_{\sigma z}$
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	495,55	247,78	26,77	6,38	914,19	459,32	84,48	85,38
40	991,11	495,55	38,04	9,70	1305,01	672,85	31,67	35,78
60	1486,66	743,33	50,14	13,33	1725,38	904,25	16,06	21,65
80	1982,21	991,11	66,57	18,22	2295,49	1216,89	15,80	22,78
100	2477,76	1238,88	79,45	22,34	2745,43	1471,36	10,80	18,76
120	2973,32	1486,66	91,47	26,10	3164,61	1706,24	6,43	14,77
140	3468,87	1734,43	107,55	30,77	3721,64	2008,89	7,29	15,82
160	3964,42	1982,21	121,52	34,85	4205,79	2272,36	6,09	14,64
180	4459,97	2229,99	133,17	37,93	4606,35	2481,76	3,28	11,29
200	4955,53	2477,76	146,70	42,03	5077,06	2742,10	2,45	10,67

Tabla 6. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarios teóricos y deformaciones teóricas y experimentales del cilindro de Acero Inoxidable (cilindro 1).

P (psi)	$\sigma_{\theta T}$ (psi)	σ_{rT} (psi)	$\epsilon_{\theta E}$ (μdef)	ϵ_{zE} (μdef)	$\epsilon_{\theta T}$ (μdef)	ϵ_{zT} (μdef)	ϵ_{Temp} (μdef)	ϵ_{zTT} (μdef)	% ϵ_{sz}	% ϵ_{zTT}	% $\epsilon_{z\theta}$
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	157,23	0,0	3,07	-0,70	10,48	-1,57	0,00	-1,57	55,38	55,38	41,47
40	314,47	0,0	4,98	-0,91	15,72	-3,14	0,00	-3,14	71,15	71,15	52,48
60	471,70	0,0	6,77	-0,98	20,96	-4,72	0,00	-4,72	79,22	79,22	56,97
80	628,93	0,0	8,46	-1,34	26,21	-6,29	0,00	-6,29	78,62	78,62	59,64
100	786,16	0,0	10,41	-1,79	31,45	-7,86	11,00	-3,14	77,18	157,16	60,28
120	943,40	0,0	11,63	-2,07	36,69	-9,43	11,00	-1,57	78,10	231,94	63,02
140	1100,63	0,0	13,23	-2,10	41,93	-11,01	11,00	-0,01	80,91	99,70	63,94
160	1257,86	0,0	14,36	-2,65	47,17	-12,58	11,00	-1,58	78,91	40,48	65,76
180	1415,09	0,0	15,30	-2,87	41,93	-14,15	11,00	-3,15	79,71	9,76	67,56
200	1572,33	0,0	16,34	-3,14	52,41	-15,72	11,00	-4,72	80,06	50,64	68,81

P (psi)	$\sigma_{\theta T}$ (psi)	σ_{rT} (psi)	$\epsilon_{\theta E}$ (μdef)	ϵ_{zE} (μdef)	$\sigma_{\theta E}$ (psi)	% $\epsilon_{\theta\theta}$
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	157,23	0,00	5,78	1,01	193,87	23,30
40	314,47	0,00	8,45	1,52	283,68	9,79
60	471,70	0,00	11,17	1,93	374,29	20,65
80	628,93	0,00	14,15	2,30	472,88	24,81
100	786,16	0,00	17,16	2,77	573,23	27,08
120	943,40	0,00	19,72	3,19	659,01	30,14
140	1100,63	0,00	22,59	3,60	754,34	31,46
160	1257,86	0,00	25,26	3,94	842,71	33,00
180	1415,09	0,00	27,40	4,32	914,59	35,37
200	1572,33	0,00	29,72	4,61	991,24	36,96

Tabla 7. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarias teóricos y deformaciones teóricas y experimentales del cilindro de Acero Galvanizado (cilindro 2).

P (psi)	$\sigma_{\theta T}$ (psi)	σ_{zT} (psi)	$\epsilon_{\theta E}$ (μdef)	ϵ_{zE} (μdef)	$\epsilon_{\theta T}$ (μdef)	ϵ_{zT} (μdef)	ϵ_{Temp} (μdef)	ϵ_{zTT} (μdef)	% $\epsilon_{\epsilon\theta}$	% $\epsilon_{\epsilon z}$	% ϵ_{zTT}
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	95,87	0,00	4,68	1,39	9,13	-3,01	0,00	-3,01	146,16	316,65	48,71
40	191,74	0,00	7,91	2,64	18,26	-6,03	0,00	-6,03	143,78	328,39	56,69
60	287,61	0,00	11,61	3,27	27,39	-9,04	0,00	-9,04	136,17	376,49	57,65
80	383,48	0,00	15,45	4,18	36,52	-12,05	22,50	-12,05	134,70	388,22	57,69
100	479,35	0,00	19,92	5,19	45,65	-15,07	22,50	7,43	134,48	43,15	56,37
120	575,22	0,00	23,32	6,20	54,78	-18,08	22,50	4,42	134,27	28,63	57,43
140	671,09	0,00	26,30	7,26	63,91	-21,09	22,50	1,41	134,43	80,60	58,85
160	766,96	0,00	29,38	8,22	73,04	-24,10	22,50	-1,60	134,11	119,51	59,78
180	862,83	0,00	32,44	9,20	82,17	-27,12	22,50	-4,62	133,92	150,20	60,53
200	958,70	0,00	35,24	9,98	91,30	-30,13	22,50	-7,63	133,13	176,45	61,40

P (psi)	$\sigma_{\theta T}$ (psi)	σ_{rT} (psi)	$\epsilon_{\theta E}$ (μdef)	ϵ_{zE} (μdef)	$\sigma_{\theta E}$ (psi)	% $\epsilon_{\sigma\theta}$
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	95,87	0,00	4,68	1,39	60,59	36,80
40	191,74	0,00	7,91	2,64	103,46	46,04
60	287,61	0,00	11,60	3,27	149,40	48,06
80	383,48	0,00	15,45	4,18	198,34	48,28
100	479,35	0,00	19,92	5,19	254,88	46,83
120	575,22	0,00	23,32	6,20	298,86	48,04
140	671,09	0,00	36,30	7,26	338,12	49,62
160	766,96	0,00	29,38	8,22	378,11	50,70
180	862,83	0,00	32,44	9,20	417,98	51,56
200	958,70	0,00	35,24	9,98	454,09	52,63

Tabla 8. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarias teóricos y deformaciones teóricas y experimentales del cilindro de Acero Aluminio (cilindro 3).

P (psi)	$\sigma_{\theta T}$ (psi)	σ_{rT} (psi)	$\epsilon_{\theta E}$ (μdef)	ϵ_{zE} (μdef)	$\epsilon_{\theta T}$ (μdef)	ϵ_{zT} (μdef)	ϵ_{Temp} (μdef)	ϵ_{zTT} (μdef)	%$\epsilon_{\epsilon z}$	%ϵ_{zTT}	%$\epsilon_{\epsilon \theta}$
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	340,28	0,00	4,20	1,01	11,73	-3,52	0,00	-3,52	128,76	128,76	64,17
40	680,56	0,00	6,54	1,54	23,47	-7,04	0,00	-7,04	121,92	121,92	72,11
60	1020,83	0,00	8,48	1,99	35,20	-10,56	0,00	-10,56	118,81	118,81	75,90
80	1361,11	0,00	10,64	2,44	46,93	-14,08	0,00	-14,08	117,31	117,31	77,34
100	1701,39	0,00	13,21	3,06	58,67	-17,60	11,00	-6,60	117,41	146,43	77,48
120	2041,67	0,00	15,28	3,56	70,40	-21,12	11,00	-10,12	116,84	135,15	78,29
140	2381,94	0,00	17,26	4,24	82,14	-24,64	11,00	-13,64	117,20	131,07	78,99
160	2722,22	0,00	18,47	4,45	93,87	-28,16	11,00	-17,16	115,80	125,93	80,33
180	3062,50	0,00	19,99	5,17	105,60	-31,68	11,00	-20,68	116,33	125,02	81,07
200	3402,78	0,00	21,37	5,56	117,34	-35,20	11,00	-24,20	115,79	122,97	81,79

P (psi)	$\sigma_{\theta T}$ (psi)	σ_{rT} (psi)	$\epsilon_{\theta E}$ (μdef)	ϵ_{zE} (μdef)	$\sigma_{\theta E}$ (psi)	%$\epsilon_{\sigma \theta}$
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	340,28	0,00	4,20	1,01	143,67	57,78
40	680,56	0,00	6,54	1,54	223,32	67,19
60	1020,83	0,00	8,48	1,99	289,33	71,66
80	1361,11	0,00	10,64	2,44	362,22	73,39
100	1701,39	0,00	13,21	3,06	450,30	73,53
120	2041,67	0,00	15,28	3,56	521,10	74,48
140	2381,94	0,00	17,26	4,24	590,57	75,21
160	2722,22	0,00	18,47	4,45	631,07	76,82
180	3062,50	0,00	19,99	5,17	686,58	77,58
200	3402,78	0,00	21,37	5,56	734,09	78,43

Tabla 9. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarios teóricos y deformaciones teóricas y experimentales del cilindro de Acero Galvanizado (cilindro 4).

P (psi)	$\sigma_{\theta T}$ (psi)	σ_{rT} (psi)	$\epsilon_{\theta E}$ (μdef)	ϵ_{zE} (μdef)	$\epsilon_{\theta T}$ (μdef)	ϵ_{zT} (μdef)	ϵ_{Temp} (μdef)	ϵ_{zTT} (μdef)	% ϵ_{zz}	% ϵ_{zT}	% $\epsilon_{z\theta}$
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	157,23	0,00	5,78	1,01	5,24	-1,57	0,00	-1,57	163,99	163,99	10,31
40	314,47	0,00	8,45	1,52	10,48	-3,14	0,00	-3,14	148,28	148,28	19,42
60	471,70	0,00	11,17	1,93	15,72	-4,72	0,00	-4,72	140,90	140,90	28,98
80	628,93	0,00	14,15	2,30	20,96	-6,29	0,00	-6,29	136,61	136,61	32,52
100	786,16	0,00	17,16	2,77	26,21	-7,86	0,00	-7,86	135,22	135,22	34,53
120	943,40	0,00	19,72	3,19	31,45	-9,43	11,00	1,57	133,79	50,87	37,28
140	1100,63	0,00	22,59	3,60	36,69	-11,01	11,00	-0,01	132,71	100,17	38,42
160	1257,86	0,00	25,26	3,94	41,93	-12,58	11,00	-1,58	131,29	140,11	39,75
180	1415,09	0,00	27,40	4,32	47,17	-14,15	11,00	-3,15	130,53	172,94	41,95
200	1572,33	0,00	29,72	4,61	52,41	-15,72	11,00	-4,72	129,31	202,47	43,29

P (psi)	$\sigma_{\theta T}$ (psi)	σ_{rT} (psi)	$\epsilon_{\theta E}$ (μdef)	ϵ_{zE} (μdef)	$\sigma_{\theta E}$ (psi)	% $\epsilon_{\theta\theta}$
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	157,23	0,00	5,78	1,01	193,87	23,30
40	314,47	0,00	8,45	1,52	283,68	9,79
60	471,70	0,00	11,17	1,93	374,29	20,65
80	628,93	0,00	14,15	2,30	472,88	24,81
100	786,16	0,00	17,16	2,77	573,23	27,08
120	943,40	0,00	19,72	3,19	659,01	30,14
140	1100,63	0,00	22,59	3,60	754,34	31,46
160	1257,86	0,00	25,26	3,94	842,71	33,00
180	1415,09	0,00	27,40	4,32	914,59	35,37
200	1572,33	0,00	29,72	4,61	991,24	36,96

Tabla 10. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarios teóricos y deformaciones teóricas y experimentales del cilindro de Acero Galvanizado (cilindro 5).

PRESION (Psi)	CILINDRO 2 plg		CILINDRO 4		CILINDRO 5		ϵ_{rE} Cilindros 2 y 4	ϵ_{rE} Cilindros 4 y 5	ϵ_{rE} Promedio Tubos de acero galvanizado	ϵ_{rT} Cilindro 2	ϵ_{rT} Cilindro 4	ϵ_{rT} Cilindro 5	ϵ_{rT} promedio	$\% \epsilon_r$
	r_{2in}	r_{2f}	r_{4in}	r_{4f}	r_{5in}	r_{5f}								
0	2,243	2,243	2,224	2,224	2,243	2,243	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	2,243	2,243	2,224	2,224	2,243	2,243	-20,92	-23,01	-21,96	-1,57	-3,52	-1,57	-2,22	89,89
40	2,243	2,243	2,224	2,224	2,243	2,243	-28,63	-27,94	-28,28	-3,14	-7,04	-3,14	-4,44	84,29
60	2,243	2,243	2,224	2,224	2,243	2,243	-31,23	-39,32	-35,28	-4,72	-10,56	-4,72	-6,66	81,11
80	2,243	2,243	2,224	2,224	2,243	2,243	-39,55	-51,42	-45,49	-6,29	-14,08	-6,29	-8,89	80,46
100	2,243	2,243	2,224	2,224	2,243	2,243	-51,06	-57,93	-54,40	-7,86	-17,60	-7,86	-11,11	79,62
120	2,243	2,243	2,224	2,224	2,243	2,243	-66,98	-65,21	-66,09	-9,43	-21,12	-9,43	-13,33	79,83
140	2,243	2,243	2,224	2,224	2,243	2,243	-73,73	-78,18	-75,95	-11,01	-24,64	-11,01	-15,55	79,53
160	2,243	2,243	2,224	2,224	2,243	2,243	-75,08	-99,21	-87,15	-12,58	-28,16	-12,58	-17,77	79,61
180	2,243	2,243	2,224	2,224	2,243	2,243	-85,85	-108,18	-97,02	-14,15	-31,68	-14,15	-19,99	79,39
200	2,243	2,243	2,224	2,224	2,243	2,243	-91,94	-121,79	-106,87	-15,72	-35,20	-15,72	-22,22	79,21

PRESION (Psi)	$\epsilon_{\theta E}$	r_0	r_f	Δ_r	L_T	r_{nuevo}
0	0,00	2,2439	0,00	14,0988276	14,0988276	2,2439
20	5,78	2,2439	8,15 E-5	14,0988276	14,0989091	2,24391297
40	8,45	2,2439	0,000119081	14,0988276	14,0989467	2,24391895
60	11,17	2,2439	0,00015743	14,0988276	14,098985	2,24392506
80	14,15	2,2439	0,000199466	14,0988276	14,0990271	2,24393175
100	17,16	2,2439	0,000241893	14,0988276	14,0990695	2,2439385
120	19,72	2,2439	0,000278072	14,0988276	14,0991057	2,24394426
140	22,59	2,2439	0,000318503	14,0988276	14,0991461	2,24395069
160	25,26	2,2439	0,00035618	14,0988276	14,0991838	2,24395669
180	27,40	2,2439	0,000386351	14,0988276	14,099214	2,24396149
200	29,72	2,2439	0,000419039	14,0988276	14,60992466	2,24396669

Tabla 11. Resultados de los esfuerzos y las deformaciones unitarios teóricos y deformaciones teóricas y experimentales radiales.

6. ANALISIS DE RESULTADOS

Los datos obtenidos en las pruebas realizadas a los diferentes cilindros, deben ser comparados con los resultados teóricos que se esperan para las mismas condiciones de los ensayos.

Las variables que se van a analizar son los esfuerzos y las deformaciones unitarias en las direcciones tangencial, radial y longitudinal; la forma en la que se considera más adecuada para dicha comparación es el porcentaje de error entre el valor teórico y el experimental.

Los cálculos tipo de los porcentajes de error serán obtenidos para una presión de 20Psi, y el resto de datos se encuentran tabulados junto con los valores teóricos y experimentales de cada cilindro, que se encuentran relacionados en el capítulo cinco del libro.

6.1 Determinación del porcentaje de error en los esfuerzos principales ($\% \varepsilon_{\sigma}$).

El porcentaje de error en los esfuerzos tangencial y longitudinal para el cilindro de acero inoxidable es:

$$\% \varepsilon_{\sigma} = \frac{|\sigma_{\theta E} - \sigma_{\theta T}|}{|\sigma_{\theta T}|} * 100 = \frac{|914,19 - 495,55|}{|495,55|} * 100 = 84,48\%$$

$$\% \varepsilon_{\sigma} = \frac{|\sigma_{zE} - \sigma_{zT}|}{|\sigma_{zT}|} * 100 = \frac{|459,55 - 247,78|}{|247,78|} * 100 = 85,38\%$$

6.2 Determinación del porcentaje de error en las deformaciones tangencial ($\% \varepsilon_{\theta}$) y longitudinal ($\% \varepsilon_z$) sin tener en cuenta la deformación por temperatura. El porcentaje de error en las deformaciones tangenciales y longitudinales de un cilindro de acero inoxidable es:

$$\% \varepsilon_{\theta} = \frac{|\varepsilon_{\theta E} - \varepsilon_{\theta T}|}{|\varepsilon_{\theta T}|} * 100 = \frac{|26,77 - 14,52|}{|26,77|} * 100 = 45,75\%$$

$$\% \varepsilon_z = \frac{|\varepsilon_{zE} - \varepsilon_{zT}|}{|\varepsilon_{zT}|} * 100 = \frac{|6,38 - 3,42|}{|6,38|} * 100 = 46,45\%$$

6.2.1 Determinación del porcentaje de error en las deformaciones longitudinales totales ($\% \varepsilon_{zTT}$). En estos cálculos se tiene en cuenta la deformación producida por temperatura, la cual afecta los valores de las deformaciones longitudinales debidas a la presión interna del cilindro. El porcentaje de error en las deformaciones longitudinales teóricas totales para un cilindro de Acero Inoxidable es:

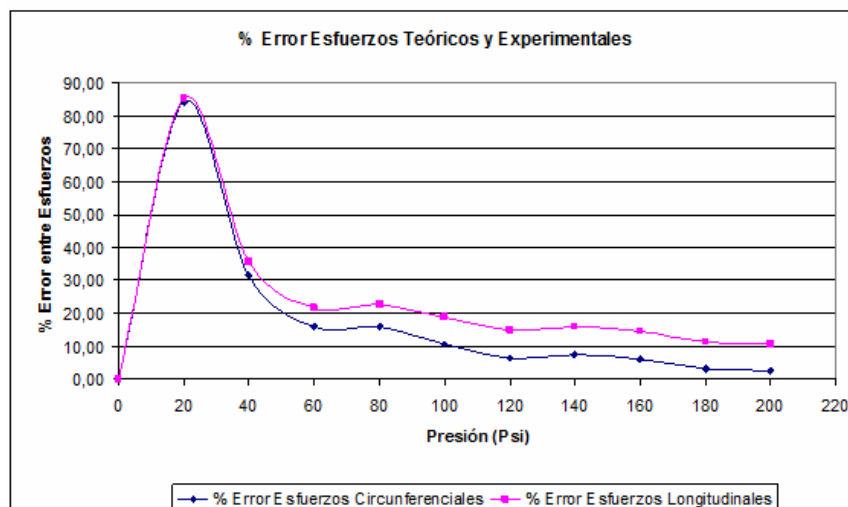
$$\% \varepsilon_{zTT} = \frac{|\varepsilon_{zTE} - \varepsilon_{zTT}|}{|\varepsilon_{zTT}|} * 100 = \frac{|6,38 - 13,32|}{|13,32|} * 100 = 52,08\%$$

6.2.2 Determinación del porcentaje de error en la deformación radial. Se calcula el porcentaje de error en función de las deformaciones teóricas y experimentales promedio, el porcentaje de error en las deformaciones radiales es:

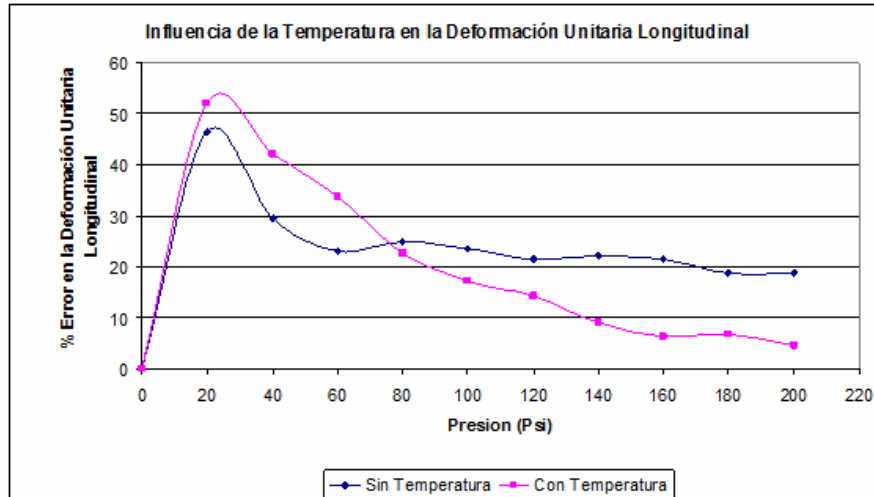
$$\% \varepsilon_r = \frac{|\bar{\varepsilon}_{rT} - \bar{\varepsilon}_{rE}|}{|\bar{\varepsilon}_{rT}|} * 100 = \frac{|-2,22 - (-21,96)|}{|-21,96|} * 100 = 89,89\%$$

6.3 Análisis de los esfuerzos y las deformaciones unitarias a partir de graficas en función de la presión interna del cilindro. Se analiza algunos comportamientos de variables como la deformación unitaria y esfuerzos en función de la presión, dicho análisis a partir de gráficos se realiza para conocer y predecir el comportamiento del sistema con mayor facilidad.

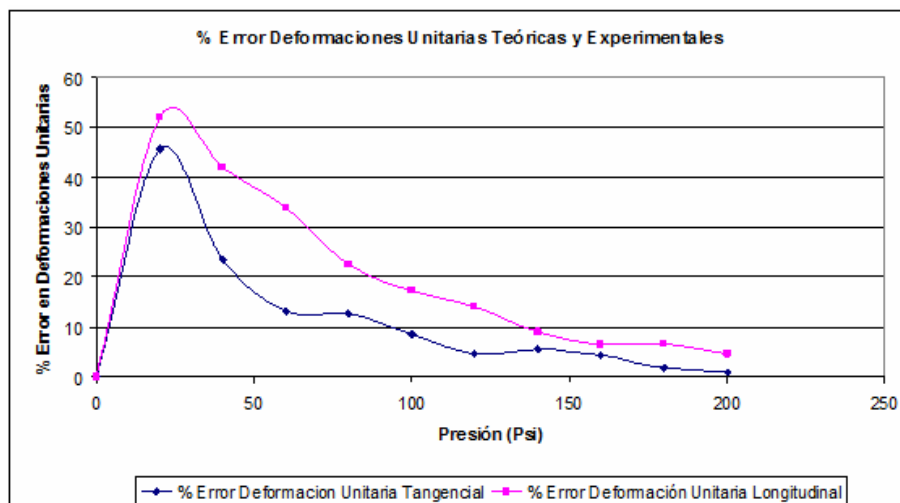
6.3.1 Análisis de cilindro de pared delgada (Acero inoxidable). Las gráficas 1, 2, 3 y 4 representan el comportamiento de los porcentajes de error de los esfuerzos, la influencia de la temperatura en la deformación unitaria longitudinal, el porcentaje de error de las deformaciones unitarias y la comparación de las deformaciones unitarias teóricas y experimentales en el cilindro de acero inoxidable respectivamente.



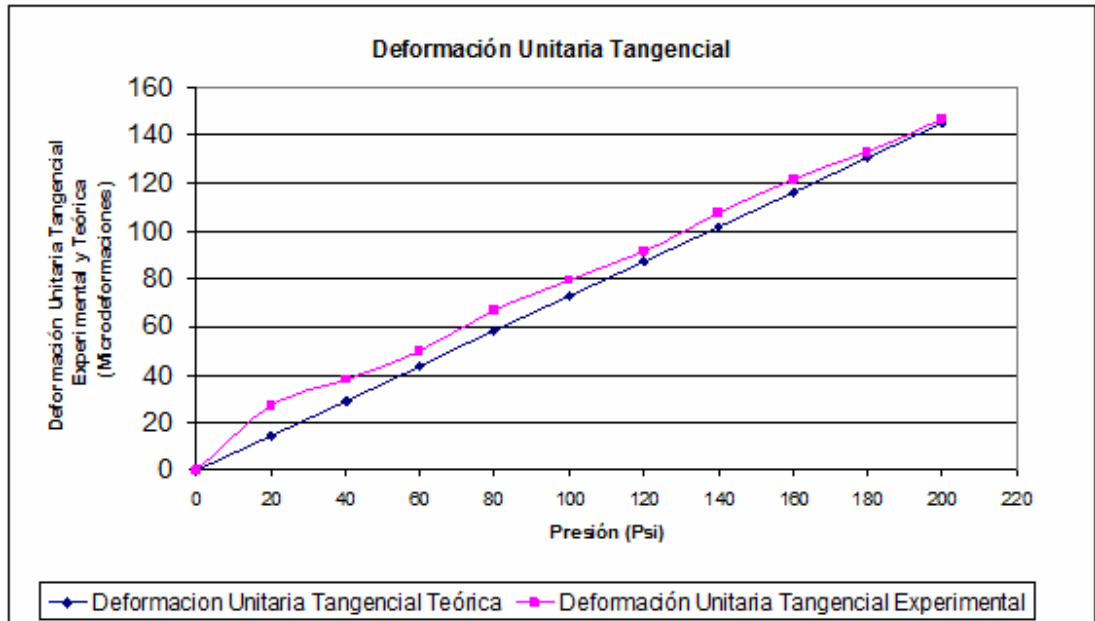
Gráfica 1. Porcentaje de error de los esfuerzos teóricos y experimentales de Acero Inoxidable en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.



Gráfica 2. Influencia de la temperatura en la deformación unitaria longitudinal. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.



Gráfica 3. % Error de las Deformaciones Unitarias. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.



Gráfica 4. Deformación unitaria circunferencial teórica y experimental. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.

En la gráfica 1 se observa la tendencia decreciente de los porcentajes de error en los esfuerzos circunferenciales y longitudinales en la medida que la presión interna de cilindro aumenta, lo que indica que los valores experimentales se acercan cada vez más a los valores teóricos esperados de los esfuerzos que soporta un cilindro de pared delgada.

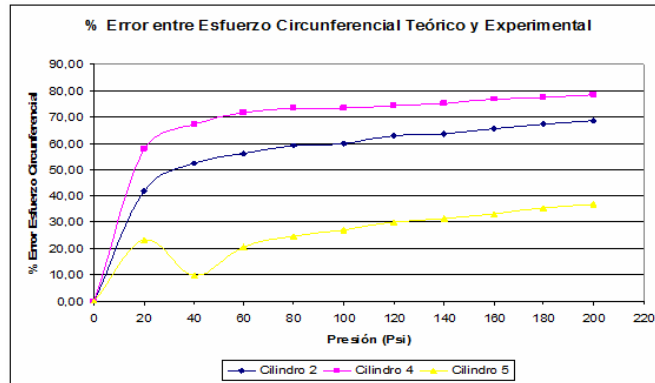
La gráfica 2 permite observar que a bajas presiones (0 - 70 Psi) los cambios de temperatura influyen de manera negativa en el porcentaje de error de la deformación unitaria longitudinal; pero para presiones mayores a 70 Psi los delta de temperatura acercan más la deformación unitaria teórica a la experimental; este comportamiento podría originar una evaluación errónea del sistema de medición sino se evalúa que esta tendencia inestable se puede originar por la baja resolución (1°C) del termómetro utilizado en la medición de esta variable. Para

poder concluir la influencia real del cambio de temperatura en el porcentaje de error de la deformación longitudinal es necesario implementar un sensor con una mayor resolución ($0,1^{\circ}\text{C}$) en los cilindros a ensayar.

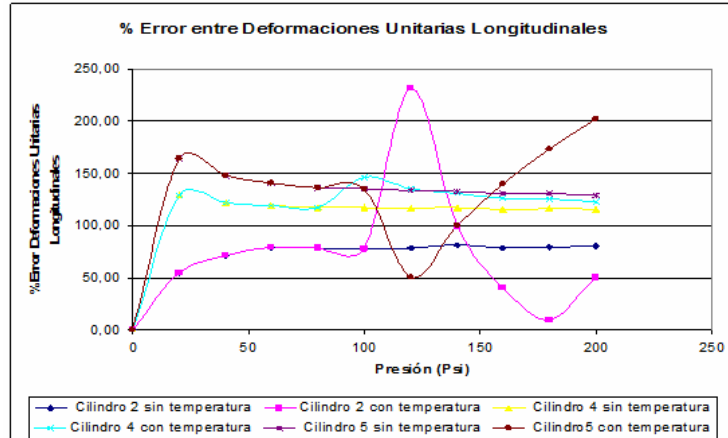
La gráfica 3 muestra que el equipo construido presenta una mayor exactitud para la medición de las deformaciones unitarias tangenciales que las longitudinales en cilindros de pared delgada; sin embargo también se aprecia que las dos curvas presentan la misma tendencia a disminuir el porcentaje de error entre los valores teóricos y experimentales en la medida que la presión interna del cilindro aumenta.

La gráfica 4 muestra que la deformación unitaria circunferencial experimental es más cercana a la real en la medida que la presión interna aumenta; lo cual indica que el desplazamiento circunferencial del cilindro de pared delgada no es casi influenciada por el tipo de apoyo utilizado para adaptar el sistema a la estructura metálica.

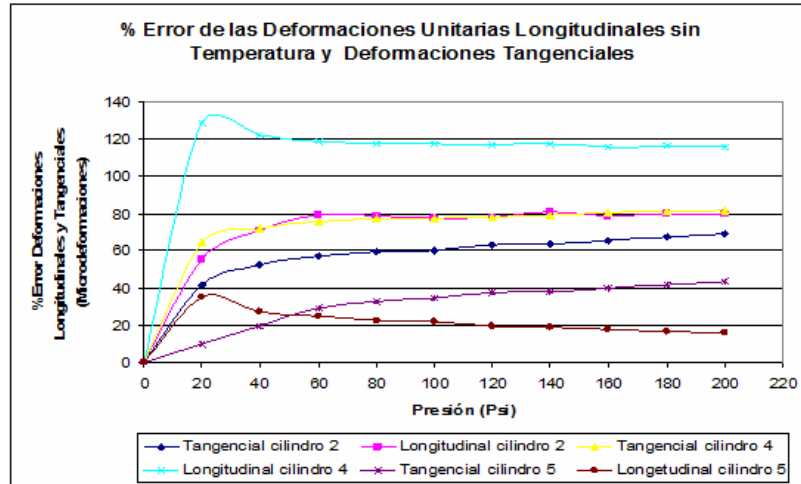
6.3.2 Análisis gráfico de esfuerzos y deformaciones Teóricas y experimentales en cilindros de acero galvanizado. Las gráficas 5, 6, 7, 8, 9 y 10 representan el comportamiento de los porcentajes de error de los esfuerzos y deformaciones circunferenciales teóricos y experimentales, la influencia de la temperatura en la deformación unitaria longitudinal, el porcentaje de error de las deformaciones unitarias y la comparación de las deformaciones unitarias teóricas y experimentales en el cilindro de acero galvanizado respectivamente.



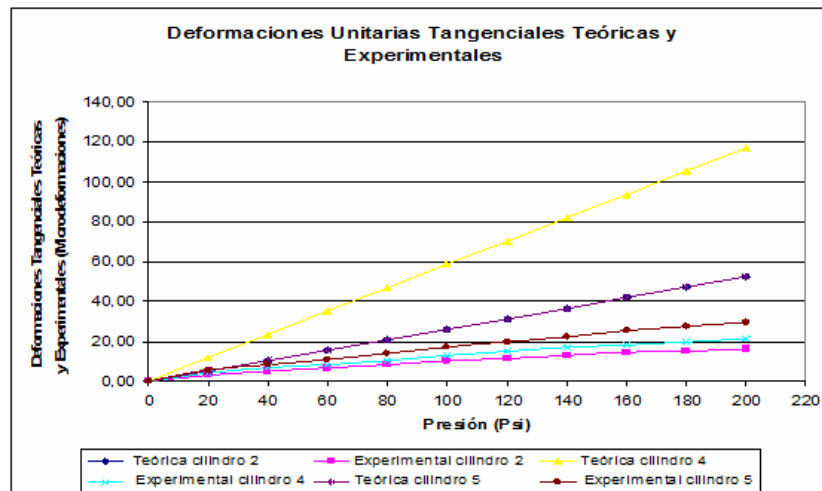
Gráfica 5. Error de esfuerzos circunferenciales teóricos y experimentales de los cilindros de acero galvanizado (cilindros 2,4 y 5) en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.



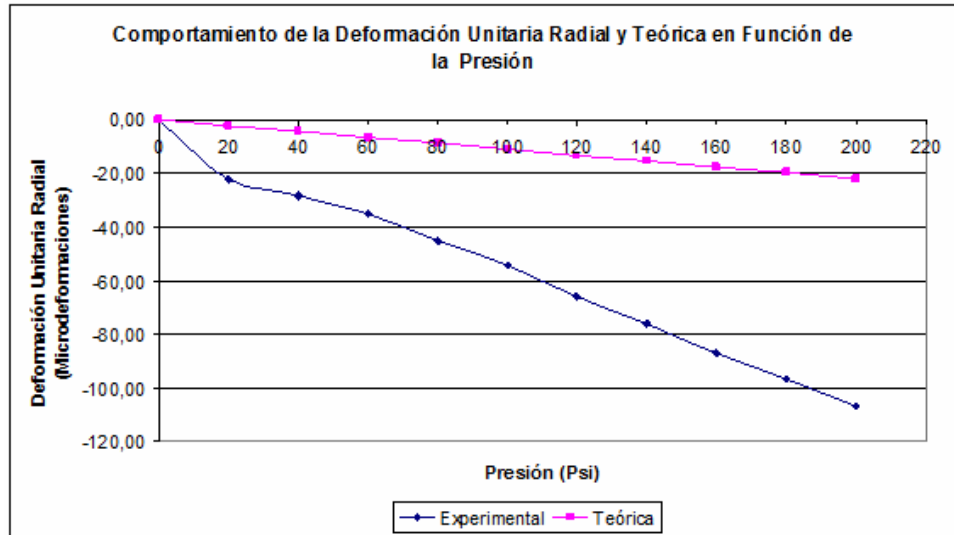
Gráfica 6. Error de Deformaciones circunferenciales teóricos y experimentales de los cilindros de acero galvanizado (cilindros 2,4 y 5) en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.



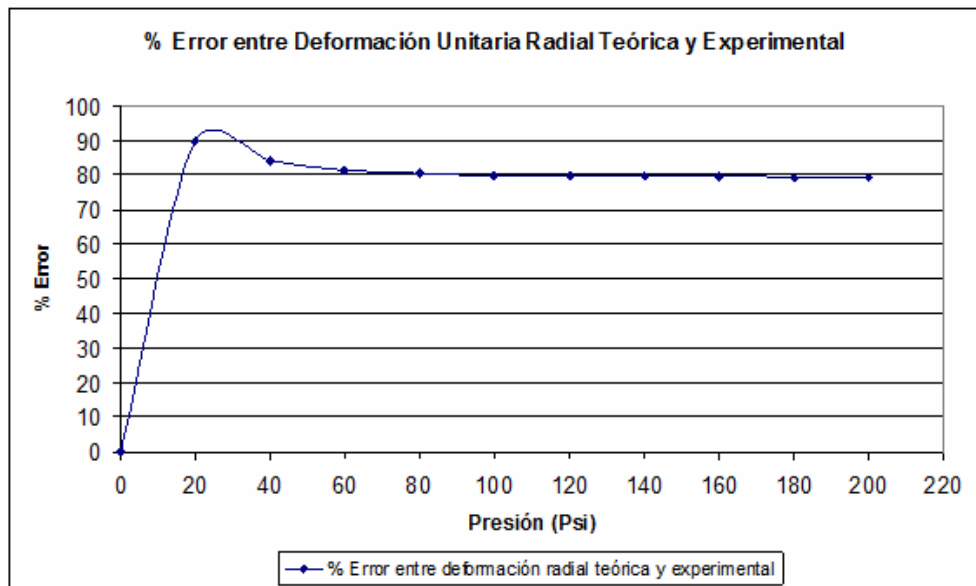
Gráfica 7. Error de Deformaciones circunferenciales y longitudinales sin temperatura de los cilindros de acero galvanizado (cilindros 2,4 y 5) en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.



Gráfica 8. Error de Deformaciones circunferenciales Teóricas y Experimentales de los cilindros de acero galvanizado (cilindros 2,4 y 5) en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.



Gráfica 9. Comportamiento de la deformación radial y teórica en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.



Gráfica 10. % Error entre deformación radial teórica y experimental. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.

En la gráfica 5 se observa una tendencia creciente en los porcentajes de error en los esfuerzos circunferenciales de los tres tubos de acero galvanizado de pared gruesa a medida que la presión interna de los cilindros aumenta. Esto podría deberse a que las galgas no estaban bien adheridas a los cilindros o que su ubicación fuese cercana a las platinas de apoyo de los mismos; si se realiza un análisis detallado podría descartarse la falta de adherencia de las galgas puesto que el comportamiento de las curvas de los cilindros 2 y 4 es muy similar y si no estuvieran bien adheridas el comportamiento sería aleatorio entre los tres cilindros.

En definitiva podría asegurarse que la cercanía de las galgas extensiométricas a las platinas (ver foto 3) influyen de manera negativa en la señal transmitida por el sensor por que restringe el libre desplazamiento circunferencial del cilindro.

En la gráfica 6 se observa que la deformación unitaria longitudinal en cilindros de pared gruesa, está influenciada por la relación entre el diámetro interno y el espesor del tubo. La tendencia de las curvas indica que las ecuaciones teóricas para las deformaciones unitarias longitudinales, son más exactas en la medida en que esta relación es más lejana de 40, el cual es el punto teórico de separación entre las dos clases de cilindros.

Los cambios de temperatura afectan considerablemente el comportamiento de los porcentajes de error, de forma aleatoria; debido a esto, la información recolectada de los deltas de temperatura no son suficientes para evaluar la influencia de este parámetro dentro de la deformación unitaria longitudinal total.

Para poder definir la influencia de la temperatura dentro de la deformación unitaria longitudinal, no es suficiente con hacer una mayor cantidad de ensayos, sino que se debe implementar un sensor de temperatura con una menor resolución a la que se tiene dispuesta dentro del sistema en la actualidad.

La gráfica 7 muestra que el equipo construido es más exacto cuando se miden deformaciones tangenciales que longitudinales; sin embargo la tendencia de los porcentajes de error es aumentar en la medida en que la presión interna de los cilindros también aumenta.

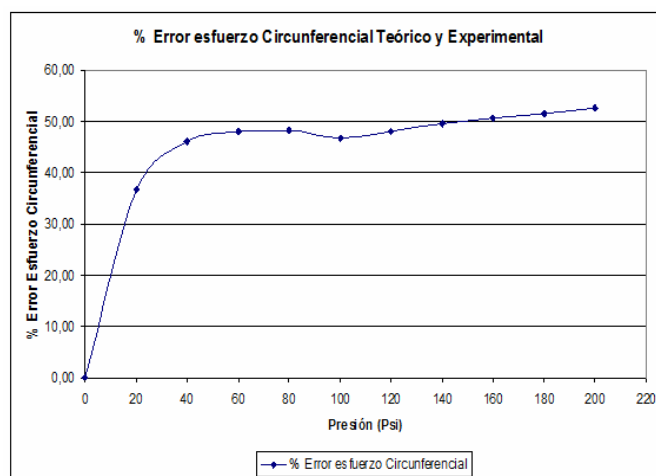
En la gráfica 8 se comprueba la tendencia lineal de las deformaciones unitarias tangenciales teóricas; lo cual facilitaría poder deducir el comportamiento del sistema para presiones mayores a las que se realizaron en los ensayos; sin embargo los valores de las deformaciones experimentales se alejan cada vez más de las teóricas, lo cual se puede originar por la cercanía de la galga a la platina de unión de apoyo del cilindro. Es por esto que se deben realizar en un futuro mediciones en diferentes puntos a lo largo del tubo.

La gráfica 9 indica que en los cilindros de pared gruesa sometidos a presión interna las dimensiones del espesor disminuyen a medida en que la presión interna del mismo aumenta. La deformación unitaria radial tanto teórica como experimental presenta un comportamiento lineal con respecto a la presión; pero estos dos valores se separan cada vez más debido a la cercanía de las galgas a las platinas de apoyo.

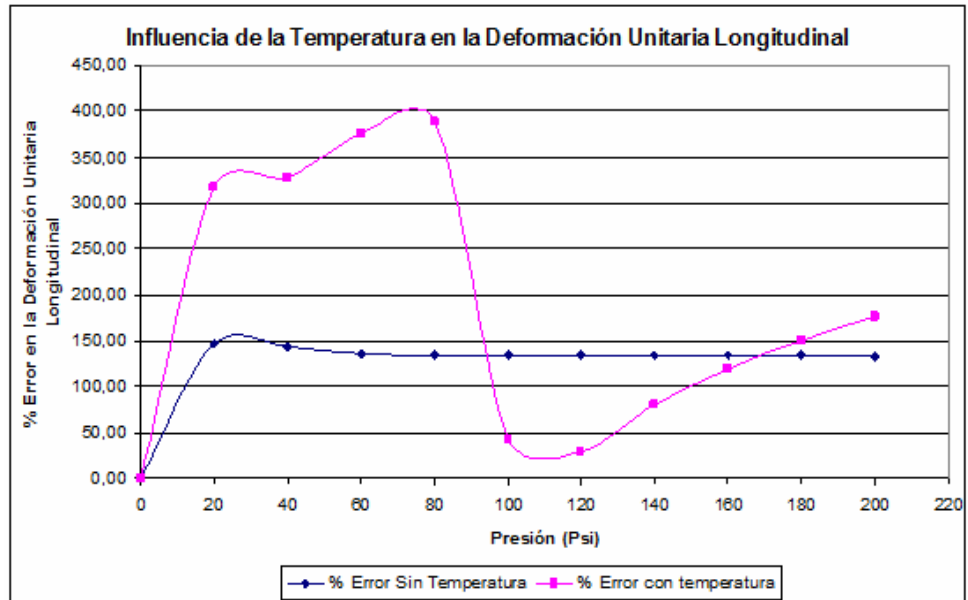
Se recuerda que la deformación unitaria radial experimental, es un valor promedio entre tres cilindros del mismo material con diámetros internos iguales pero de diferentes espesores, esto se realizó porque no se puede ubicar galgas extensiométricas en la dirección radial del cilindro, por lo cual se requiere poder calcular una variación de radios, producto de la variación interna y lo que se busca como solución es poder medir la variación del radio en cilindros de mismo radio interno. Esto podría contribuir a la tendencia de separación de las curvas de las deformaciones teóricas y experimentales.

La gráfica 10 muestra una leve tendencia a la disminución del porcentaje de error en la deformación unitaria radial, en la medida que la presión interna del cilindro aumenta; de igual manera que la gráfica 9 su comportamiento es lineal y esto permitiría inferir las deformaciones radiales de los cilindros a presiones más elevadas.

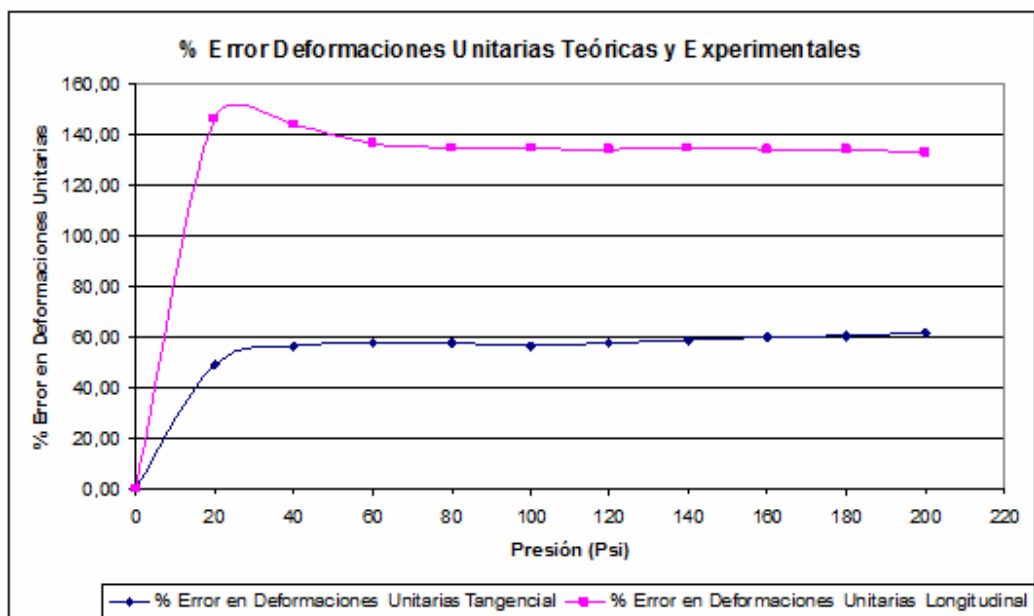
6.3.3 Análisis gráfico de esfuerzos y deformaciones Teóricas y experimentales en cilindros de Aluminio. En las gráficas anteriores se representó el comportamiento de los porcentajes de error de los esfuerzos y deformaciones circunferenciales y radiales teóricas y experimentales, la influencia de la temperatura en la deformación unitaria longitudinal, el porcentaje de error de las deformaciones unitarias y la comparación de las deformaciones unitarias teóricas y experimentales en el cilindro de acero galvanizado respectivamente.



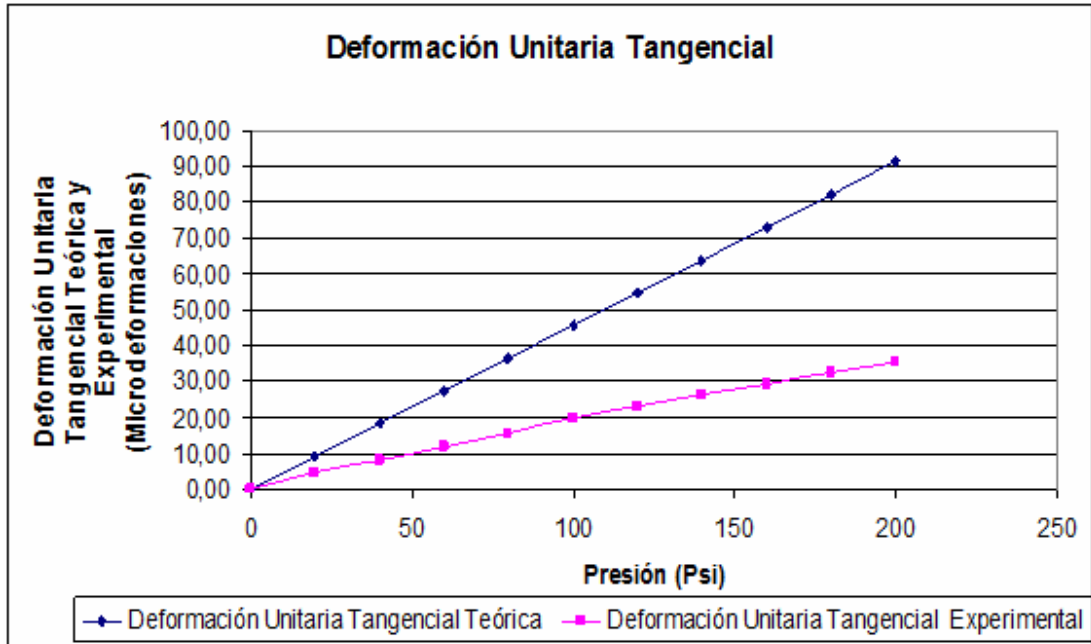
Gráfica 11. Error de esfuerzos circunferenciales del cilindro de Aluminio (cilindros 3) en función de la presión. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.



Gráfica 12. Influencia de la Temperatura en la deformación unitaria longitudinal. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.



Gráfica 13. % Error en deformaciones principales Unitarias teóricas y experimentales. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.



Gráfica 14. Deformación unitaria circunferencial teórica y experimental. BELTRÁN Paola – FAJARDO Paola. Enero de 2008.

En la gráfica 11 se observa que el porcentaje de error del esfuerzo circunferencial en el cilindro de aluminio aumenta en la medida que la presión interna del mismo, también aumenta; presentando igual comportamiento de los otros cilindros de pared gruesa.

Lo anterior indica que el valor de los esfuerzos en los cilindros de pared gruesa, no depende del material del que son construidos; lo que concuerda con las ecuaciones teóricas existentes para la determinación de los esfuerzos de este tipo de cilindros.

En la gráfica 12 se observa que la deformación unitaria longitudinal debido a la temperatura tiene una mayor influencia en los cilindros fabricados de aluminio que

en los fabricados de acero; sin embargo esta influencia es aleatoria, lo cual podría deberse a la baja resolución del instrumento del sensor de temperatura.

La gráfica 13 corrobora que el equipo fabricado para probar cilindros presurizados internamente, arroja valores mas exactos en la dirección tangencial que en la longitudinal; es importante resaltar que esto se puede originar por la falta de exactitud en la determinación de la influencia de los cambios de temperatura en la deformación unitaria longitudinal.

La gráfica 14 indicia que las deformaciones unitarias tangenciales y experimentales se alejan en la medida en que la presión interna del cilindro aumenta; lo cual podría deberse a las tapas roscadas en los extremos del cilindro, que restringen la libre deformación circunferencial del mismo; lo anterior descartaría también este tipo de ensamble en los cilindros que se van a probar.

7 GUÍA DE LABORATORIO

COMPROBACIÓN DE LOS ESFUERZOS TEÓRICOS QUE SOPORTA UN CILINDRO DE PARED DELGADA SOMETIDO A PRESIÓN INTERNA.

7.1 Objetivo General: Comprobar las ecuaciones teóricas de los esfuerzos tangencial y longitudinal en cilindros de pared delgada sometidos a presión interna a partir de las deformaciones experimentales obtenidas en un cilindro de Acero Inoxidable.

7.2 Objetivos Específicos:

- Aprender a manipular y calibrar el amplificador de señales y Familiarizarse con las galgas extensiométricas para poder tomar valores confiables que permitan comprobar la veracidad de las ecuaciones teóricas.
- Aprender a manejar de forma adecuada el sistema hidráulico, para evitar posibles daños al equipo y garantizar un correcto funcionamiento del mismo.
- Determinar los esfuerzos en un cilindro de pared delgada a partir de las deformaciones experimentales obtenidas en las pruebas realizadas.

7.3 ABREVIATURAS

ϵ_{zE} Deformación unitaria longitudinal experimental

ϵ_{zT} Deformación unitaria longitudinal teórica

ϵ_{zTT} Deformación unitaria longitudinal teórica total

ϵ_{Temp} Deformación unitaria por temperatura

$\epsilon_{\theta E}$ Deformación unitaria tangencial experimental

$\epsilon_{\theta T}$ Deformación unitaria tangencial teórica
 ΔT Delta de temperatura
 E Módulo de elasticidad
 σ_z Esfuerzo axial
 σ_{θ} Esfuerzo circunferencial
 σ_{zE} Esfuerzo longitudinal experimental
 σ_{zT} Esfuerzo longitudinal teórico
 $\sigma_{\theta E}$ Esfuerzo tangencial experimental
 $\sigma_{\theta T}$ Esfuerzo tangencial teórico
 P_i Presión interna
 P_o Presión externa
 E_m Módulo de elasticidad del material
 G Módulo de Young
 $\% \epsilon_T$ Porcentaje de error
 $\% \epsilon_{\sigma_{\theta}}$ Porcentaje de error de esfuerzo circunferencial.
 $\% \epsilon_{\sigma}$ Porcentaje de esfuerzos principales
 $\% \epsilon_{zTT}$ Porcentaje de error en las deformaciones longitudinales con Temperatura
 $\% \epsilon_{ez}$ Porcentaje de error en las deformaciones longitudinales sin Temperatura
 $\% \epsilon_{ez}$ Porcentaje de error en la deformación radial
 $\% \epsilon_{\epsilon_{\theta}}$ Porcentaje de error en las deformaciones tangenciales
 r Radio
 r_i Radio interno
 ν Razón de poisson

7.4 Marco teórico. Para realizar los cálculos de deformaciones, se debe conocer si los cilindros con los cuáles se está trabajando son de pared gruesa o delgada. Cuando la relación entre el diámetro interior del cilindro y su espesor es un valor mayor a 40, se está hablando de **cilindros de pared delgada**; cuando esta razón es menor a 40.

$$\frac{D_i}{t_h} > 40 \Rightarrow \text{Cilindro Pared Delgada.}$$

El análisis de pared delgada es más exacto a medida que la relación d_i/t_h , se incrementa. En el caso del equipo, los cilindros que se van a utilizar en su mayoría son de pared gruesa debido a que son los más utilizados en las industrias locales. **Cilindros de pared delgada.** En los cilindros de pared delgada, se encuentran esfuerzos circunferenciales y axiales; el esfuerzo radial es pequeño en relación con el esfuerzo circunferencial porque $t_h/d_i \ll 1$, en resumen las ecuaciones que rigen un cilindro de pared delgada son.

$$\sigma_r = 0 \text{ Esfuerzo radial.}$$

Medidores de deformación por resistencia o galgas extensiométricas.

Las galgas extensiométricas son sensores de deformaciones basados en la variación de la resistencia eléctrica con la deformación, en un hilo conductor calibrado, o en resistencias construidas a base de pistas de semiconductor.

Ruido e Interferencia. Las variables extrañas que afectan los datos medidos pueden describirse como ruido e interferencia. El *ruido* es una variación aleatoria del valor de la señal medida como una consecuencia de la variación de las variables extrañas. Una variable completamente controlada no contiene ruido.

Errores de sensibilidad y de cero. La sensibilidad estática de un dispositivo a veces depende de la temperatura y con frecuencia se especifica. El corrimiento de la intersección de cero en la curva de calibración se conoce

como *error de cero*, e_z , del sistema de medición. **Galga extensiométrica.** El tipo de sensor escogido para medir las deformaciones son de tipo biaxial, estas galgas permiten medir deformaciones en dos direcciones la longitudinal y la circunferencial, además se dispone de otro sensor que permita compensar el error causado por las variables extrañas presentes en el sistema, como el equipo se encuentra al aire libre, la variable extraña que afectará será la temperatura ambiente, puesto que altera los valores de deformaciones obtenidos a través de la galga.



Foto1. Sistema amplificador BELTRÁN, Carlos – FAJARDO, Paola. Enero de 2008

Sistema amplificador. La galga extensiométrica debe ser conectado a un circuito eléctrico que sea capaz de medir cambios en la resistencia, el sistema amplificador es usado para medir los elementos conectados eléctricamente que forman parte del puente y su salida está dada mediante la visualización de un voltaje, a través de un multímetro. Puesto que los parámetros obtenidos de la salida son muy pequeños expresados en micro voltios, se hace necesario la amplificación de la señal para facilitar su observación ya que el rango menor del multímetro se encuentra en mili voltios. (Ver foto 1)

7.5 Procedimiento. En esta práctica de laboratorio se tomaran 5 corridas es decir variar el intervalo de presión dentro del cilindro de 0 a 200 Psi en 5 ocasiones utilizando los formatos de adquisición de datos y resultados (ver tabla 1 y tabla2) por para cada presión en un cilindro de Acero Inoxidable para la realización de las pruebas en el equipo se dividió en tres etapas:

- La etapa 1 consiste en una inspección general del equipo y la conexión del sistema hidráulico al cilindro que se va a probar, en esta etapa también se realiza el encendido del motor y la purga del aire en el cilindro y las mangueras;
- La etapa 2 se refiere a la conexión de los sensores al sistema consiste en la conexión amplificador y posteriormente al multímetro de las señales
- La etapa 3 la calibración del amplificador (Ver instrucciones del amplificador)

7.6 Cálculos. En esta práctica de laboratorio se realizarán los siguientes cálculos utilizando las ecuaciones de esfuerzos principales y deformaciones unitarias principales:

$$\sigma_{\theta T} = \frac{p_i * r_i}{t_h} \Rightarrow \text{Esfuerzo Tangencial Teórico.}$$

$$\sigma_{ZT} = \frac{p_i * r_i}{2 * t_h} \Rightarrow \text{Esfuerzo Longitudinal Teórico.}$$

$$\sigma_{\theta E} = \frac{E(\varepsilon_{\theta E} + \nu \varepsilon_{ZE})}{1 - \nu^2} \Rightarrow \text{Esfuerzo Tangencial Experimental}$$

$$\sigma_{ZE} = \frac{E(\varepsilon_{ZE} + \nu \varepsilon_{\theta E})}{1 - \nu^2} \Rightarrow \text{Esfuerzo Longitudinal Experimental}$$

$$\varepsilon_{\theta T} = \frac{\sigma_{\theta}}{E} - \frac{\nu \sigma_Z}{E} \Rightarrow \text{Deformación Unitaria Tangencial Teórico.}$$

$$\varepsilon_{\theta Z} = \frac{\sigma_Z}{E} - \frac{\nu \sigma_{\theta}}{E} \Rightarrow \text{Deformación Unitaria Longitudinal Teórico.}$$

$\varepsilon_{Temp} = \alpha * \Delta T \Rightarrow$ Deformación Unitaria por temperatura.

$\varepsilon_{zTT} = \varepsilon_{Temp} + \varepsilon_{zT} \Rightarrow$ Deformación Unitaria Longitudinal total.

7.7 Conclusiones.

7.8 Recomendaciones.

7.9 Formato de tabla de datos y de resultados.

PRUEBA 1	GALGA 1 tangenciales	GALGA 2 longitudinales	PRESIÓN	ERROR DE CERO
			20	GALGA 1
			40	GALGA 2
			60	
			80	
			100	
			120	
			140	
			160	
			180	
			200	

Tabla 1. Datos obtenidos para cilindro de Acero Inoxidable

P (psi)	$\sigma_{\theta T}$ (psi)	σ_{zT} (psi)	$\varepsilon_{\theta E}$ (μdef)	ε_{zE} (μdef)	$\varepsilon_{\theta T}$ (μdef)	ε_{zT} (μdef)	ε_{Temp} (μdef)	ε_{zTT} (μdef)	% ε_{θ}	% ε_{z}	% ε_{zTT}
0,0											
20											
40											
60											
80											
100											
120											
140											
160											
180											
200											

Tabla2. Resultados para cilindro de Acero Inoxidable.

CONCLUSIONES

La temperatura ambiente actuó en el sistema como una variable extraña, contribuyendo a diferencias en los resultados entre las pruebas, por ello se realizó un promedio entre 20 lecturas para cada cilindro. Con el fin de obtener valores más cercanos a los obtenidos teóricamente.

Se construyó un equipo capaz de medir de forma directa las deformaciones unitarias tangenciales y longitudinales en cilindros de pared gruesa y delgada, para el análisis de pared gruesa en la dirección radial, se utilizaron las deformaciones unitarias circunferenciales obtenidas, puesto que las radiales no se pueden realizar de forma directa.

Se evidenció que la toma de datos experimentales está influenciada por la restricción tangencial que impone la unión entre el tubo y la lamina que lo soporta de tal forma que entre mayor sea la presión interna la deformación experimental se alejara aun mas de la teórica. Es importante resaltar que esta diferencia podría ser más acentuada en la medida en que la distancia que separa la galga y el soporte sea menor.

Se comprobó la linealidad entre la presión y la deformación unitaria tangencial teórica y experimental, esto permite inferir el comportamiento del sistema a presiones más altas de las escogidas para los ensayos.

La deformación unitaria longitudinal teórica está fuertemente influenciada por los cambios de temperatura que experimenta el fluido hidráulico del sistema utilizado para el aumento de la presión interna en el cilindro; esta influencia es más acentuada a bajas presiones en los ensayos realizados porque no se cuenta con un sensor de temperatura con una buena resolución (0.1°).

El equipo construido permite predecir de una mejor manera los esfuerzos a los cuales se encuentra sometido un cilindro de pared delgada; los porcentajes de error de los cilindros de pared gruesa son considerablemente altos por lo cual se requiere modificar la posición de las galgas extensiométricas con respecto a la ubicación de la lámina soporte para permitir el libre desplazamiento del cilindro en todas las direcciones.

Se comprobó que los esfuerzos que soporta un cilindro de pared gruesa son independientes del material del cual está fabricado; además el análisis de los resultados muestra que el espesor de esta clase de tubos disminuye en la medida en que la presión interna del cilindro aumenta.

Es muy difícil determinar de forma directa el comportamiento de las deformaciones radiales en cilindros de pared gruesa, porque se dificulta adherir una galga extensiométrica en esta dirección; debido a esta restricción el dato de la deformación radial se calcula de forma indirecta mediante la utilización de la deformación unitaria circunferencial.

Teóricamente no se encontraron formulas que permitieran incluir la influencia de la variación de temperatura en la deformación unitaria circunferencial y radial, por lo cual esta puede ser una posible fuente de error en los datos teóricos calculados en los cilindros de pared gruesa.

Los elementos que constituyen un sistema hidráulico están diseñados para trabajar a altas presiones (2500 – 4000psi), por lo cual, cuando se desea implementar este tipo de sistemas para condiciones de presión más bajas se deben modificar algunos de ellos, en nuestro caso particular se hizo necesario reemplazar el resorte que posee la válvula de seguridad, por uno de menor constante para trabajar en el rango de 0 a 200psi.

En cilindros de pared gruesa los valores teóricos de los esfuerzos y las deformaciones unitarias son más exactos a los experimentales en la medida en que la relación d_i/t es más bajo; por lo tanto los cilindros donde la relación mencionada anteriormente está muy cercana a 40 deben ser tratados de manera independiente y los resultados teóricos deben ser corroborados de forma experimental.

RECOMENDACIONES

Construir una cubierta de protección, que permita aislar por completo el equipo, principalmente para evitar el viento y los factores ambientales, los cuales influyen en los datos experimentales que se obtienen durante el desarrollo de las pruebas. Además esta implementación permitiría probar los tubos a presiones más altas de las ensayadas durante este proyecto de grado.

Ampliar la longitud del cilindro y colocar la galga extensiométrica en la mitad del tubo, para evitar que la restricción causada por el apoyo (lámina soldada), influya de manera considerable en la deformación unitaria circunferencial experimental, disminuyendo la diferencia entre las pendientes de las dos curvas.

Implementar un sensor de temperaturas que permita tomar medidas en valores de decimas de grados centígrados, con el fin de poder determinar la influencia de esta variable en las deformaciones unitarias tangenciales de una manera mucho más exacta.

Colocar varias galgas a los largo de la longitud del cilindro, para comprobar la influencia de la restricción causada por las láminas soldadas al cilindro, en las deformaciones tangenciales.

Implementar medidas de seguridad que permitan realizar pruebas a presiones mayores a las realizadas en este proyecto de grado, con el fin de verificar la influencia de las variables como la temperatura bajo estas condiciones.

BIBLIOGRAFÍA

[1] HAMROCK, Bernard., BO, Jacobson. Y SCHMID, Steven. *Elementos de máquinas*, 1 ed. México, D.F. (2000), Mc Graw-Hill, P. 386 - 400. ISBN 970-10-2799-X.

[2] FIGLIOLA, Richard., BEASLEY, Donald., *Mediciones mecánicas, teoría y diseño*, 3 ed. México, D.F. (2003), Alfaomega P 1-23, 465-468. ISBN 970-15-0852-1.

[3] ALACOR, Danny. *Tecnología de sensores actuadores y mediciones*, En 2004 [citado en 2007] website: <http://www.yboon.net>.

[4] FORTUNECITY. *Bombas hidráulicas de paletas*, en 2002 [citado en 2007] website: <http://www.members.fortunecity.es>.

[5] VILLARONGA, Marcos. *Manual de oleohidráulica industrial*, 5 ed. España (1993), Vickers Systems, P 10-1, 10-2. ISBN 935100-C.

ANEXOS

ANEXO A
ESPECÍFICACIONES TÉCNICAS
DE LA BOMBA

Technical Information Pumps



Single Hydraulic Pumps • Fixed Displacement
Vickers V10 & V20 Series • To 19.5 GPM @ 1800 RPM



Vickers V10 & V20 Vane Pump Specifications

Series	Ring Size GPM 1200 RPM 100 PSI	Displ. cu.in. per Rev.	Max. RPM	Max. PSI	Flow GPM 1800 RPM 100 PSI	Typical Delivery GPM @ Max. RPM & PSI	Typical Input HP @ Max. RPM & PSI	Length	Width	Height	Weight
V10	1	0.20	4800	2500	1.5	3.6	7.0				
	2	0.40	4500	2500	3.0	7.3	13.6				
	3	0.60	4000	2500	4.5	9.4	17.8				
	4	0.80	3400	2500	6.0	10.9	20.4				
	5	1.00	3200	2500	7.5	12.8	22.8				
	6	1.19	3000	2200	9.0	14.6	24.5				
	7	1.39	2800	2000	10.5	16.0	24.0				
V20	6	1.19	3400	2500	9.0	16.1	29.0				
	7	1.39	3000	2500	10.5	16.7	29.5				
	8	1.62	2800	2500	12.0	17.7	32.5				
	9	1.81	2800	2500	13.5	19.8	35.5				
	11	2.22	2500	2500	16.5	22.9	37.5				
	12	2.38	2400	2200	18.0	23.0	36.0				
	13	2.59	2400	2200	19.5	25.9	39.0				

Performance Constants: Based on using petroleum oil at 120° F, viscosity of 150SUS at 100° F, and pump inlet at 0 PSIG (14.7 PSIA).

Note: Outlet pressure must always be higher than inlet pressure.



Technical Information Pumps

Single Hydraulic Pumps • Fixed Displacement
Vickers V10 & V20 Series • To 19.5 GPM @ 1800 RPM



Vickers V10 & V20 Vane Pump Model Codes

 - V 10 - 1 P 4 P - 1 C 20
 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13

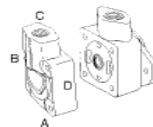
- 1** **Special Seals**
F3 Viton
Omit if not required.
-
- 2** **V Vane Pump**
-
- 3** **10 Series**
20
-
- 4** **Integral Valve Options**
F Flow control & relief
P Priority valve & relief
Omit if not required.
-
- 5** **Mounting**
1 2-bolt SAE A flange
4 Face-Type
6 2-bolt SAE B flange
-
- 6** **Inlet port connections**
D 1-5/16-12 str. thd. (V20)
P 1 NPT (V10)
1-1/4 NPT (V20)
S 1-5/16-12 str. thd. (V10)
1-5/8-12 str. thd. (V20)
T 1-3/16-12 str. thd. (V10)
-
- 7** **SAE Rated Capacity - US GPM**
(1200 RPM & 100 PSI)
1 1 GPM (V10)
2 2 GPM (V10)
3 3 GPM (V10)
4 4 GPM (V10)
5 5 GPM (V10)
6 6 GPM (V10 & V20)
7 7 GPM (V10 & V20)
8 8 GPM (V20)
9 9 GPM (V20)
10 10 GPM (V20)
11 11 GPM (V20)
12 12 GPM (V20)
13 13 GPM (V20)

- 8** **Outlet Port Connections**
K V10P priority valve cover:
9/16-18 str. thd. primary outlet
3/4-16 str. thd. secondary outlet
9/16-18 str. thd. tank
P V10: 1/2 NPT
V10 flow control cover:
3/4-16 str. thd. pressure
1/2 NPT tank
V20: 3/4 NPT
V20F flow control cover:
3/4-16 str. thd. pressure
1/2 NPT tank
S V10: 3/4-16 str. thd.
V20: 1-1/16-12 str. thd.
V20F flow control cover:
3/4-16 str. thd. pressure
1-1/16-12 str. thd. tank
T V10F flow control cover:
3/4-16 str. thd. pressure
3/4-16 str. thd. tank
V20P priority valve cover:
3/4-16 str. thd. primary outlet
7/8-14 str. thd. secondary outlet
3/4-16 str. thd. tank

- 9** **Shafts**
1 3/4" straight keyed
3 Thd. with #6 woodruff key (V10)
Thd. with #13 woodruff key (V20)
11 9T SAE A splined (V10)
11T splined (V20)
12 13T SAE B splined (V10)
15 13T splined (V20)
38 11T splined (Shorter Length)
62 9T SAE A splined (V20)
70 —

- 10** **Position of outlet or primary outlet**
(Viewed from cover end of pump)
A Opposite inlet
B 90° CCW from inlet
C In line with inlet
D 90° CW from inlet

- 11** **Integral Valving**
Omit if not required
- | Orifice | Relief Valve |
|---------|--------------|
| 2 2 GPM | A 250 PSI |
| 3 3 GPM | B 500 PSI |
| 4 4 GPM | C 750 PSI |
| 5 5 GPM | D 1000 PSI |
| 6 6 GPM | E 1250 PSI |
| 7 7 GPM | F 1500 PSI |
| 8 8 GPM | G 1750 PSI |
| | H 2000 PSI |
| | I 2250 PSI |
| | J 2500 PSI |
-
- 12** **Design**
Subject to change.
Installation dimensions remain the same for designs -20 through -29.
-
- 13** **Shaft Rotation**
Viewed from shaft end of pump
L Left hand (CCW)
Omit for right hand



Technical Information Pumps

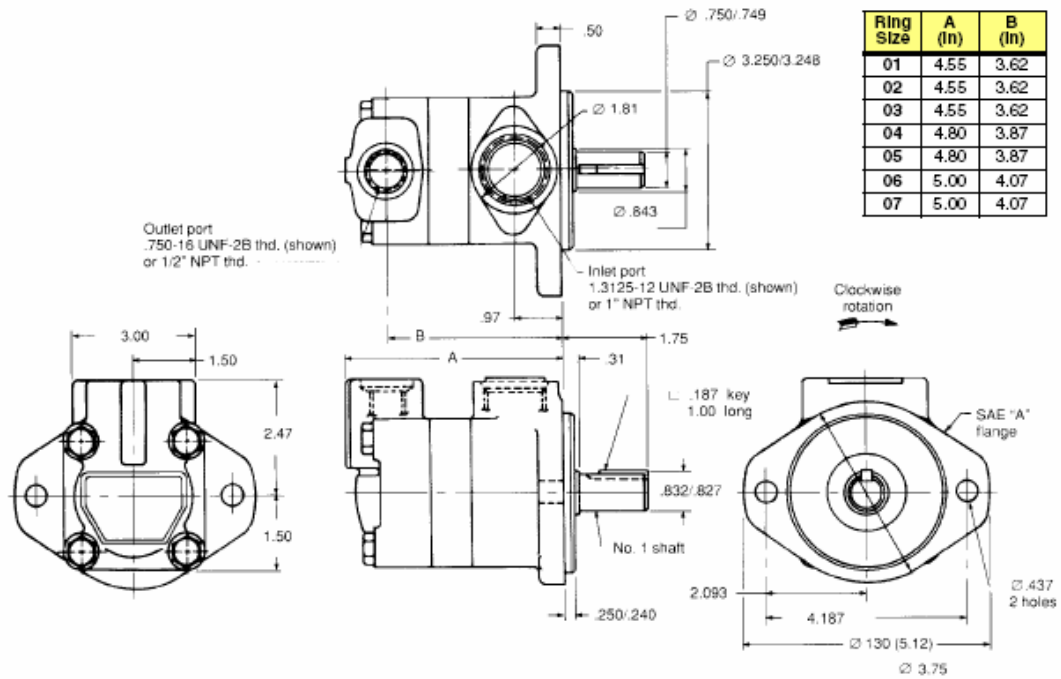
Single Hydraulic Pumps • Fixed Displacement
Vickers V10 Series • To 10.5 GPM @ 1800 RPM



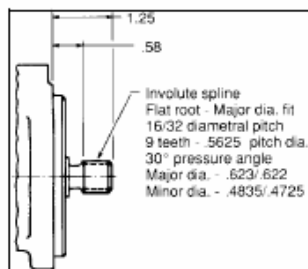
EATON

Vickers

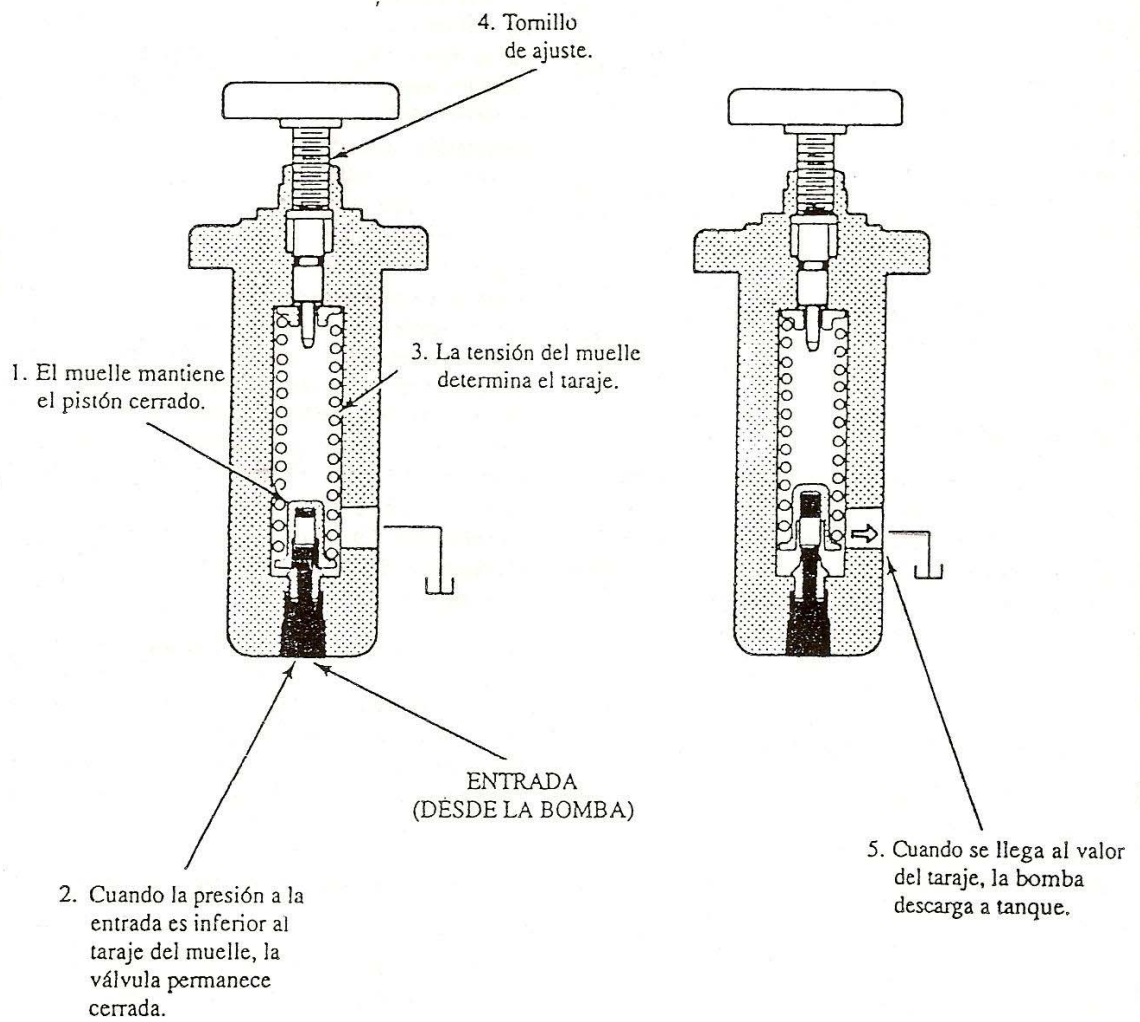
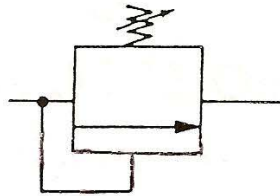
Vickers V10 Vane Pump Dimensions



**Number 11 Shaft
(9 Tooth SAE A Splined)**



ANEXO B
VÁLVULA DE SEGURIDAD
SIMPLE O DE MANDO DIRECTO



ANEXO C
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS
DE LOS STRIAN GAGES

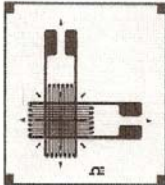
STRAIN	BRIDGE TYPE	POSITION OF GAGES FIG. C-F	SENSITIVITY mV/V @ 1000 $\mu\epsilon$	OUTPUT PER $\mu\epsilon$ @ 10 V EXCITATION	TEMP. COMP.	SUPERIMPOSED STRAIN COMPENSATED
BENDING	$\frac{1}{4}$	1	0.5	5 $\mu\text{V}/\mu\epsilon$	No	None
	$\frac{1}{2}$	1, 2	1.0	10 $\mu\text{V}/\mu\epsilon$	Yes	Axial
	Full	All	2.0	20 $\mu\text{V}/\mu\epsilon$	Yes	Axial
AXIAL	$\frac{1}{4}$	1	0.5	5 $\mu\text{V}/\mu\epsilon$	No	None
	$\frac{1}{2}$	1, 2	0.65	6.5 $\mu\text{V}/\mu\epsilon$	Yes	None
	$\frac{1}{2}$	1, 3	1.0	10 $\mu\text{V}/\mu\epsilon$	No	Bending
SHEAR AND TORSIONAL	Full	All	1.3	13 $\mu\text{V}/\mu\epsilon$	Yes	Bending
	$\frac{1}{2}$	1, 2	1.0	10 $\mu\text{V}/\mu\epsilon$ @ 45°F	Yes	Axial and Bending
	Full	All	2.0	20 $\mu\text{V}/\mu\epsilon$ @ 45°F	Yes	Axial and Bending

Note: Shear and torsional strain = $2 \times \epsilon$ @ 45°.

BIAXIAL—0/90° STRAIN GAGES FOR MEASURING AXIAL STRAIN

MOST POPULAR MODELS HIGHLIGHTED!

To Order (Specify Model Number)

BIAXIAL—0/90°	MODEL NO.	PRICE PER PKG OF 5	NOM. RESIS- TANCE (Ω)	DIMENSIONS mm (in)*				MAX PERMITTED BRIDGE ENERGIZING VOLTAGE (Vrms)
				GRID		CARRIER		
				A	B	C	D	
ENCAPSULATED WITH LEADS, MATCHED TO STEEL								
	SGD-2/120-XY11	\$115	120	2.00 (0.079)	1.10 (0.043)	5.60 (0.220)	5.60 (0.220)	3
	SGD-2/350-XY11	115	350	2.00 (0.079)	1.10 (0.043)	5.60 (0.220)	5.60 (0.220)	5
	SGD-3/120-XY11	125	120	3.00 (0.118)	1.70 (0.067)	7.10 (0.280)	7.10 (0.280)	4.5
	SGD-3/350-XY11	125	350	3.00 (0.118)	1.70 (0.067)	7.10 (0.280)	7.10 (0.280)	7.5
	SGD-7/120-XY11	155	120	6.50 (0.256)	3.10 (0.122)	11.40 (0.449)	11.40 (0.449)	9
	SGD-7/350-XY11	155	350	6.50 (0.256)	3.10 (0.122)	11.40 (0.449)	11.40 (0.449)	15
ENCAPSULATED WITH LEADS, MATCHED TO ALUMINUM								
	SGD-2/120-XY13	\$115	120	2.00 (0.079)	1.10 (0.043)	5.60 (0.220)	5.60 (0.220)	4
	SGD-2/350-XY13	115	350	2.00 (0.079)	1.10 (0.043)	5.60 (0.220)	5.60 (0.220)	7
	SGD-3/120-XY13	125	120	3.00 (0.118)	1.70 (0.067)	7.10 (0.280)	7.10 (0.280)	6
	SGD-3/350-XY13	125	350	3.00 (0.118)	1.70 (0.067)	7.10 (0.280)	7.10 (0.280)	10
	SGD-7/120-XY13	155	120	6.50 (0.256)	3.10 (0.122)	11.40 (0.449)	11.40 (0.449)	12
	SGD-7/350-XY13	155	350	6.50 (0.256)	3.10 (0.122)	11.40 (0.449)	11.40 (0.449)	20
ENCAPSULATED WITH SOLDER PADS—MATCHED TO STEEL								
	SGD-2/120-XY41	\$109	120	2.00 (0.079)	1.10 (0.043)	5.60 (0.220)	5.60 (0.220)	3
	SGD-2/350-XY41	109	350	2.00 (0.079)	1.10 (0.043)	5.60 (0.220)	5.60 (0.220)	5
	SGD-3/120-XY41	105	120	3.00 (0.118)	1.70 (0.067)	7.10 (0.280)	7.10 (0.280)	4.5
	SGD-3/350-XY41	105	350	3.00 (0.118)	1.70 (0.067)	7.10 (0.280)	7.10 (0.280)	7.5
	SGD-7/120-XY41	149	120	6.50 (0.256)	3.10 (0.122)	11.40 (0.449)	11.40 (0.449)	9
	SGD-7/350-XY41	149	350	6.50 (0.256)	3.10 (0.122)	11.40 (0.449)	11.40 (0.449)	15
ENCAPSULATED WITH SOLDER PADS—MATCHED TO ALUMINUM								
	SGD-2/120-XY43	\$109	120	2.00 (0.079)	1.10 (0.043)	5.60 (0.220)	5.60 (0.220)	4
	SGD-2/350-XY43	109	350	2.00 (0.079)	1.10 (0.043)	5.60 (0.220)	5.60 (0.220)	7
	SGD-3/120-XY43	105	120	3.00 (0.118)	1.70 (0.067)	7.10 (0.280)	7.10 (0.280)	6
	SGD-3/350-XY43	105	350	3.00 (0.118)	1.70 (0.067)	7.10 (0.280)	7.10 (0.280)	10
	SGD-7/120-XY43	149	120	6.50 (0.256)	3.10 (0.122)	11.40 (0.449)	11.40 (0.449)	12
	SGD-7/350-XY43	149	350	6.50 (0.256)	3.10 (0.122)	11.40 (0.449)	11.40 (0.449)	20

Typical gage pattern. See selection guide, page E-8, for exact pattern. Open-face gages available. Consult Pressure Sales and Engineering.

Custom-Designed
Strain Gages
Available!
No Minimum Quantities.
Consult Engineering.

* For dimensions key, see page E-7.

** For accessory terminal pads, see page E-49.

Ordering Example:
SGD-2/350-XY11,
350Ω nominal-
resistance strain
gage, \$115.

ANEXO D.
RESULTADO DE LAS PRUEBAS

PRUEBA 1	GALGA 1 tangenciales	GALGA 2 longitudinales	PRESIÓN	ERROR DE CERO
	73	7	20	GALGA 1 -04.0
	116	20	40	GALGA 2 -02.0
	158	31	60	
	210	47	80	
	261	60	100	
	291	72	120	
	358	91	140	
	387	91	160	
	454	109	180	
	494	120	200	
PRUEBA 2				
	78	17	20	GALGA 1 02.0
	155	37	40	GALGA 2 -01.0
	222	56	60	
	270	72	80	
	317	85	100	
	375	93	120	
	408	105	140	
	449	118	160	
	449	125	180	
	545	150	200	
PRUEBA 3				
	93	20	20	GALGA 1 -04.0
	133	34	40	GALGA 2-01.0
	178	52	60	
	236	64	80	
	280	75	100	
	330	89	120	
	377	109	140	
	438	125	160	
	462	133	180	
	519	146	200	
PRUEBA 4				
	120	31	20	GALGA 1 0,18
	160,3	41	40	GALGA 2 1,4
	190	52,6	60	
	237	70	80	
	280	83	100	
	324	94	120	
	384	112	140	
	428	126	160	

	455	129	180	
	507	148	200	
PRUEBA 5	60	21,7	20	GALGA 1 -03.0
	95,5	27,3	40	GALGA 2 -03.0
	134,5	38,5	60	
	184,5	54,2	80	
	224	65,2	100	
	263	81	120	
	304	96	140	
	334	109	160	
	425	131	180	
	464	140	200	
PRUEBA 6				
	56	17	20	GALGA 02.0
	94	33,3	40	GALGA 03.4
	141,7	44,5	60	
	186,5	59,5	80	
	197,5	66,3	100	
	239	78,1	120	
	286	90	140	
	401	121	160	
	432	117	180	
	459	133	200	
PRUEBA 7				
	74	21	20	GALGA 01,5
	105,9	33,2	40	GALGA 05,0
	154,9	47,5	60	
	205	64	80	
	267	83	100	
	302	93	120	
	350	107	140	
	397	122	160	
	435	127	180	
	476	137	200	
PRUEBA 8				
	81	24,2	20	GALGA 01,0
	120,3	37,3	40	GALGA 05,0
	155,9	50,5	60	
	220	69,6	80	
	260	81	100	

	286	94	120	
	366	116	140	
	415	126	160	
	448	131	180	
	495	150	200	
PRUEBA 9				
	81,7	21,1	20	GALGA -03,0
	120,1	27,5	40	GALGA 01,5
	160	39,3	60	
	212	51	80	
	245	69	100	
	297	83	120	
	349	93	140	
	385	107	160	
	443	120	180	
	471	129	200	
PRUEBA 10				
	96	26	20	GALGA 02,0
	137	37,9	40	GALGA 03,0
	175,5	48,2	60	
	229	61	80	
	278	76	100	
	320	85	120	
	375	98	140	
	409	114	160	
	446	123	180	
	496	138	200	
PRUEBA 11				
	108	27,1	20	GALGA1 00,1
	135,5	34,6	40	GALGA2 01,8
	165	43,2	60	
	243	67	80	
	270	74	100	
	317	88	120	
	380	106	140	
	403	121	160	
	481	133	180	
	502	144	200	
PRUEBA 12				
	97	25	20	GALGA1 01,5
	129	30,5	40	GALGA2 01,6
	173	44,8	60	

	229	67	80	
	268	79	100	
	318	90	120	
	380	108	140	
	440	129	160	
	440	138	180	
	500	142	200	
PRUEBA 13				
	107	11	20	GALGA1 02
	120	12	40	GALGA2 01,5
	151,3	17	60	
	202	28	80	
	228	36	100	
	285	50	120	
	338	62	140	
	360	76	160	
	408	82	180	
	444	98	200	
PRUEBA 14				
	100	17	20	GALGA1 02
	126	34	40	GALGA2 02,5
	147,5	45	60	
	187	59	80	
	204	76	100	
	217	87	120	
	234	94	140	
	246	110	160	
	263	117	180	
	284	125	200	
PRUEBA 15				
	92,5	31	20	GALGA1 01,7
	150,8	43	40	GALGA2 -1,5
	186	52,2	60	
	239	67,3	80	
	283	79	100	
	316	94	120	
	380	115	140	
	431	120	160	
	456	132	180	
	498	142	200	
PRUEBA 16				

	101	22,2	20	GALGA1 -01,0
	117	30,1	40	GALGA2 -03,0
	140	32,5	60	
	206	58	80	
	264	85	100	
	300	103	120	
	341	106	140	
	419	117	160	
	440	135	180	
	492	144	200	
PRUEBA 17				
	74	14	20	GALGA1 -02,0
	110	22	40	GALGA2 -03,0
	156	31	60	
	214	42	80	
	250	52	100	
	293	60	120	
	346	78	140	
	398	92	160	
	431	104	180	
	480	130	200	
PRUEBA 18				
	80	10	20	GALGA1 -03,0
	113	23,2	40	GALGA2 -01,0
	158,6	37,9	60	
	212	54	80	
	251	66	100	
	283	72	120	
	334	91	140	
	382	101	160	
	433	109	180	
	462	124	200	
PRUEBA 19				
	88,3	25,3	20	GALGA1 -02,2
	126,4	38,5	40	GALGA2 -03,0
	160,5	55,2	60	
	209	68,6	80	
	257	84	100	
	306	99	120	
	356	113	140	
	391	121	160	
	426	137	180	
	478	148	200	

PRUEBA 20				
	79	14	20	GALGA1 0-2,0
	116	22	40	GALGA2 04,0
	159	35,4	60	
	204	48,5	80	
	252	65	100	
	292	79	120	
	353	98	140	
	394	107	160	
	437	121	180	
	478	132	200	

Tabla 11. Datos obtenidos para cilindro 1 Acero Inoxidable.

PRESIÓN	PROM GALGA 1 TANGENCIAL	PROM GALGA 2 LONGITUDINAL
20	87,01	20,74
40	123,63	31,53
60	162,96	43,33
80	216,34	59,2
100	258,21	72,59
120	297,29	84,82
140	349,54	100,01
160	394,94	113,26
180	432,79	123,26
200	476,79	136,61

Tabla 12. Promedio de datos finales del cilindro 1 de Acero inoxidable.

PRUEBA 1	GALGA 1 longitudinales	GALGA 2 tangenciales	PRESIÓN	ERROR DE CERO
	-1,4	15,2	20	GALGA 1 03,0
	-1,8	28,2	40	GALGA 2 -01,5
	-2,3	33,4	60	
	-3,3	35,2	80	
	-4,3	40,8	100	
	-5,1	45,4	120	
	-5,6	51,5	140	
	-7,2	55,8	160	
	-7,4	56,9	180	
	-8	58	200	
PRUEBA 2				
	-4,8	13,4	20	GALGA 1 01,5
	-5,4	17,6	40	GALGA 2 00,6
	-6,2	23,4	60	
	-10,5	30,3	80	
	-11,8	34,3	100	
	-12,2	37,6	120	
	-13,8	44,3	140	
	-14,5	46,8	160	
	-14,7	53,4	180	
	-15,4	58,6	200	
PRUEBA 3				
	-2,4	8,4	20	GALGA 1 01,4
	-3,6	15,9	40	GALGA 2 -01,2
	-7,4	21,3	60	
	-9,4	27,9	80	
	-11,7	34,2	100	
	-12,4	36,5	120	
	-13,2	44,3	140	
	-13,6	45,2	160	
	-14,4	50,3	180	
	-15,7	53,7	200	
PRUEBA 4				
	-2,6	11,4	20	GALGA 1 03,0
	-5,4	17,3	40	GALGA 2 0,03
	-6,6	25,3	60	
	-7,4	29,2	80	
	-8	35,8	100	
	-9,2	41,7	120	
	9,8	45,4	140	

	-15,8	50,5	160	
	-16,3	53,1	180	
	-16,5	58,3	200	
PRUEBA 5	-3,7	10	20	GALGA 00,5
	-4,3	15,9	40	GALGA 2 01,8
	-4,8	22	60	
	-6,4	26,2	80	
	-7,8	33	100	
	-8	38,8	120	
	-9,4	45	140	
	-9,7	50,7	160	
	-10,2	51,2	180	
	-10,5	53,1	200	
PRUEBA 6				
	-2,3	10,8	20	GALGA 00.4
	-4,6	13,3	40	GALGA 01,2
	-5,1	23,4	60	
	-6,1	28,8	80	
	-9,4	34,9	100	
	-10,2	38	120	
	-10,5	43,3	140	
	-10,7	46,5	160	
	-11	50,5	180	
	-11,3	51,8	200	
PRUEBA 7				
	-5,2	12,6	20	GALGA 00,2
	8,2	15,8	40	GALGA -07,0
	9,4	19,4	60	
	11,7	28,2	80	
	12,2	33,9	100	
	12,4	36,4	120	
	12,9	43,5	140	
	13,2	46,4	160	
	13,5	47	180	
	14,21	50,9	200	
PRUEBA 8				
	-1,5	8,9	20	GALGA -00,6
	-2	16,2	40	GALGA -01,2
	-3,4	21,5	60	
	-5,7	27,3	80	
	-10,8	33,2	100	
	-12,7	39,2	120	

	-13	44,4	140	
	-13,8	45,5	160	
	-14,4	46,4	180	
	-15,6	50,5	200	
PRUEBA 9				
	-1,6	9,4	20	GALGA 00,8
	-2,4	17,6	40	GALGA -00,5
	-4,2	21,2	60	
	-6,5	25,5	80	
	-7,8	32,8	100	
	-8,8	36,4	120	
	-11	42,9	140	
	-11,8	46,9	160	
	-13	50,3	180	
	-13,8	51,6	200	
PRUEBA 10				
	-1,8	11,8	20	GALGA 00,8
	-4,5	18,5	40	GALGA 01,3
	-5,3	23,7	60	
	-6,1	30	80	
	-6,9	35,6	100	
	-7,5	36,4	120	
	-7,9	44,4	140	
	-8,2	47,6	160	
	-9,4	47,3	180	
	-12,2	51,3	200	
PRUEBA 11				
	-2,5	10,6	20	GALGA1 00,8
	-4,45	20,5	40	GALGA2 -00,8
	-5,5	24,3	60	
	-6,4	26,1	80	
	-7,8	32,6	100	
	-8,4	35,8	120	
	-9,6	40,1	140	
	-10,3	43,6	160	
	-10,7	45,9	180	
	-11,5	51,9	200	
PRUEBA 12				
	-1,2	9,1	20	GALGA1 00,5
	-2,1	16,2	40	GALGA2 01,6
	-3,8	22,2	60	
	-4,4	29	80	

	-6,3	35,4	100	
	-7,9	40,3	120	
	-8,5	41,3	140	
	-9,4	46,8	160	
	-10,7	50,3	180	
	-11,5	54,1	200	
PRUEBA 13				
	-1,7	12,3	20	GALGA1 02
	-2,8	15	40	GALGA2 -00,5
	-4,2	20,2	60	
	-5,7	26,3	80	
	-6,8	31,7	100	
	-7,9	34,9	120	
	-8,7	40,7	140	
	-9,5	41,6	160	
	-10,8	47,8	180	
	-12,3	50,3	200	
PRUEBA 14				
	-1,5	10,6	20	GALGA1 0,2
	-3,5	16	40	GALGA2 00,3
	-4,8	21	60	
	-5,7	25,1	80	
	-6,5	31,8	100	
	-7	35,6	120	
	-7,9	39,5	140	
	-8,7	46,6	160	
	-10,8	49,6	180	
	-11,5	51,8	200	
PRUEBA 15				
	-2,4	9,3	20	GALGA1 01,7
	-3,5	13,3	40	GALGA2 -01,4
	-4,7	20,4	60	
	-5,9	26,8	80	
	-7,1	34,2	100	
	-8,3	38,5	120	
	-9,9	42,8	140	
	-10,7	46,5	160	
	-11,5	49,6	180	
	-12,8	52,7	200	
PRUEBA 16				
	-1,5	9,6	20	GALGA1 -01,0

	-2,5	15,9	40	GALGA2 -03,0
	-3,3	22,2	60	
	-4,5	28,4	80	
	-6	33,4	100	
	-7,2	40,6	120	
	-8,5	41,3	140	
	-9,4	48,7	160	
	-11,2	55,3	180	
	-12,5	60,1	200	
PRUEBA 17				
	-2,7	8,3	20	GALGA1 -02,0
	-3,9	15,4	40	GALGA2 -03,0
	-6,4	21,8	60	
	-8,8	27,3	80	
	-11,3	34,9	100	
	-13,4	36	120	
	-14,2	44,3	140	
	-15,8	45,8	160	
	-16,4	50,1	180	
	-17,6	53,2	200	
PRUEBA 18				
	-2,2	10,4	20	GALGA1 -03,0
	-4,1	17,7	40	GALGA2 -01,0
	-5,6	25,1	60	
	-7,1	29,8	80	
	-8,3	35,8	100	
	-9,6	41,2	120	
	-10,8	45,8	140	
	-14,8	50,2	160	
	-15,5	53,6	180	
	-16,9	58,2	200	
PRUEBA 19				
	-1,5	9,2	20	GALGA1 -02,2
	-2,6	16,1	40	GALGA2 -03,0
	-3,4	22,5	60	
	-4,7	28,3	80	
	-6,2	35,8	100	
	-7,8	40,3	120	
	-8,6	41,7	140	
	-9,7	47,8	160	
	-10,4	50,1	180	
	-11,7	54,6	200	

PRUEBA 20				
	-5,3	11,3	20	GALGA1 0-2,0
	8,1	14,7	40	GALGA2 04,0
	9,7	18,7	60	
	11,3	27,4	80	
	12,6	35,8	100	
	12,7	39,4	120	
	13,2	46,8	140	
	13,8	46,9	160	
	14,5	49,2	180	
	15,1	51	200	

Tabla 13. Datos obtenidos para cilindro 2 Acero Galvanizado (Cold Rolled).

PRESIÓN	PROM GALGA 1 longitudinales	PROM GALGA 2 tangenciales
20	-2,28	9,97
40	-2,948	16,19
60	-3,185	21,99
80	-4,37	27,5
100	-5,83	33,83
120	-6,715	37,79
140	-6,83	43
160	-8,62	46,66
180	-9,33	49,73
200	-10,19	53,12

Tabla 14. Promedio de datos finales del cilindro de Acero Galvanizado (Cold Rolled).

PRUEBA 1	GALGA 1 longitudinales	GALGA 2 tangenciales	PRESIÓN	ERROR DE CERO
	2,9	17,4	20	GALGA 1 00,4
	3,6	18,9	40	GALGA 2 -01,8
	4,9	29,4	60	
	8,8	46,6	80	
	15,5	64,4	100	
	16,8	71,7	120	
	18	88,2	140	
	19,3	101,6	160	
	24,6	108,8	180	
	29,4	120,5	200	
PRUEBA 2				

	6	16,5	20	GALGA 1 00,7
	9	24,2	40	GALGA 2 00,4
	11,5	37,2	60	
	15,4	52	80	
	19,5	60,3	100	
	28,7	82,5	120	
	31,8	95,8	140	
	32,1	106,4	160	
	33,4	117,8	180	
	35,6	131,9	200	
PRUEBA 3				
	5,8	18,2	20	GALGA 1 00,6
	9,9	25,5	40	GALGA 2-01.0
	12,8	37,3	60	
	14,3	52,4	80	
	15,8	68,7	100	
	16,2	74,3	120	
	19,4	85,9	140	
	23,2	107,5	160	
	24,4	112,3	180	
	28,6	128,9	200	
PRUEBA 4				
	3,1	12,4	20	GALGA 1 -00,6
	6,7	21,9	40	GALGA 2 00,6
	10	31,7	60	
	14,1	45,5	80	
	18,2	62,1	100	
	21,2	72,6	120	
	22,7	84,5	140	
	24,2	95,4	160	
	25,3	104,1	180	
	27,7	114,6	200	
PRUEBA 5	3,4	11,2	20	GALGA 1 00,9
	5,7	25,3	40	GALGA 2 01,1
	7,5	34,5	60	
	10,4	44,8	80	
	14	55,5	100	
	16,9	67,2	120	
	21,1	83,6	140	
	23,4	93,2	160	
	24,5	95,1	180	
	25,4	104,8	200	

PRUEBA 6				
	4,5	19,3	20	GALGA 1 00,3
	8,6	31,4	40	GALGA -00,7
	9,4	41,6	60	
	12,3	54,4	80	
	14,3	66,5	100	
	16,4	72,3	120	
	22,3	83,2	140	
	28,5	93,4	160	
	34,3	108,5	180	
	35,4	113,5	200	
PRUEBA 7				
	3,5	16,4	20	GALGA 00,9
	7,5	27,8	40	GALGA -00,5
	11,2	42	60	
	13,6	55,2	80	
	14,7	68,8	100	
	17,3	81,2	120	
	20,9	87,2	140	
	28,2	94,7	160	
	33,4	107,4	180	
	37,6	111,4	200	
PRUEBA 8				
	3,2	13,8	20	GALGA -00,6
	6,4	20,3	40	GALGA 01,5
	11,8	40,5	60	
	13,2	48,8	80	
	17,5	69,7	100	
	20,6	80,3	120	
	24,3	88,6	140	
	28,6	97,4	160	
	32,9	108,2	180	
	35,7	112	200	
PRUEBA 9				
	5,6	12,3	20	GALGA 00,3
	7,3	25,2	40	GALGA 00,7
	9,4	37,2	60	
	11,8	44,6	80	
	17,4	65,4	100	
	20	75,1	120	
	23,1	82,6	140	
	24,3	93,5	160	
	27,6	101,6	180	

	28	113,6	200	
PRUEBA 10				
	6,5	15,2	20	GALGA 0,00
	10,4	27,3	40	GALGA 00,5
	13,2	37,1	60	
	15,7	47,1	80	
	19,2	65,7	100	
	23,8	67,5	120	
	26,8	75,6	140	
	27,2	83,9	160	
	29,9	91,5	180	
	33,4	109,4	200	
PRUEBA 11				
	4,3	16,2	20	GALGA1 00,2
	5,7	27,5	40	GALGA2 -00,2
	10,1	38,7	60	
	12,4	54,4	80	
	13,9	66,7	100	
	14,3	75,2	120	
	18,1	83,7	140	
	22,2	92,3	160	
	26,4	107,8	180	
	29,6	107,9	200	
PRUEBA 12				
	5,6	13,1	20	GALGA1 00,0
	9,1	25,3	40	GALGA2 -00,1
	13,6	39,2	60	
	18,1	53,1	80	
	21,6	67,8	100	
	24,7	80,1	120	
	30	84,6	140	
	31,9	90,6	160	
	34,4	101,1	180	
	37,1	112,6	200	
PRUEBA 13				
	5,3	14,8	20	GALGA1 01,5
	9,6	27,4	40	GALGA2 01,5
	13,5	39,6	60	
	16,4	54,3	80	
	22,5	59,7	100	
	25,2	71,2	120	
	28,2	83,6	140	

	28,8	87,6	160	
	29,6	95,4	180	
	30	106,3	200	
PRUEBA 14				
	7,5	14,7	20	GALGA1 -00,7
	9,3	31,6	40	GALGA2 01,2
	11,4	40,4	60	
	13,9	52,3	80	
	17,1	62,8	100	
	18,8	74,8	120	
	21,2	82,5	140	
	22,9	98,5	160	
	24,5	112,4	180	
	25,3	113,5	200	
PRUEBA 15				
	4,3	17,2	20	GALGA1 00,7
	6,5	30	40	GALGA2 -00,5
	8,1	38,4	60	
	11,2	49,2	80	
	13,9	66,5	100	
	16,9	75,2	120	
	20,2	84,3	140	
	21,4	89,7	160	
	25,4	97,7	180	
	30,8	108,2	200	
PRUEBA 16				
	3,7	16,9	20	GALGA1 -01,0
	7,5	27,5	40	GALGA2 -03,0
	11	40	60	
	14,6	54,2	80	
	14	69	100	
	17,5	82,3	120	
	21	88,1	140	
	28,9	93,6	160	
	33,9	105,9	180	
	36,8	112	200	
PRUEBA 17				
	5,2	12,5	20	GALGA1 -02,0
	9	24,3	40	GALGA2 -03,0
	14,3	40	60	
	18,6	52,8	80	

	22,1	66,5	100	
	25	81,3	120	
	28,4	85,9	140	
	32,3	91,8	160	
	35,6	102,8	180	
	38,4	113,5	200	
PRUEBA 18				
	5	19,9	20	GALGA1 -03,0
	9,2	31,8	40	GALGA2 -01,0
	10,3	41	60	
	13,2	53,6	80	
	14,9	65,6	100	
	17,3	72,7	120	
	22	82,9	140	
	29,3	94,7	160	
	35,3	107,9	180	
	37,8	112,5	200	
PRUEBA 19				
	6,3	17,2	20	GALGA1 -02,2
	9,5	23,2	40	GALGA2 -03,0
	12	34,2	60	
	14,9	49,4	80	
	20,1	58,3	100	
	29,4	80	120	
	32,5	92,4	140	
	33,9	107,9	160	
	34,5	116,5	180	
	35,9	133,2	200	
PRUEBA 20				
	4,3	12,5	20	GALGA1 0-2,0
	6,6	21	40	GALGA2 04,0
	12,1	37,3	60	
	14,5	43	80	
	17	67,9	100	
	21,3	81,5	120	
	25,6	89,5	140	
	29,5	99	160	
	33,6	108,9	180	
	35,9	113,6	200	

Tabla 15. Datos obtenidos para cilindro 3 Aluminio.

PRESIÓN	PROMEDIO DE GALGA 1 TANGENCIAL	PROMEDIO DE GALGA 2 LONGITUDINAL
20	87,01	20,74
40	123,63	31,53
60	162,96	43,33
80	216,34	59,2
100	258,21	72,59
120	297,29	84,82
140	349,54	100,01
160	394,94	113,26
180	432,79	123,26
200	476,79	136,61

Tabla 16. Promedio de datos finales del cilindro 3 de Aluminio.

PRUEBA 1	GALGA 1 longitudinales	GALGA 2 tangenciales	PRESIÓN	ERROR DE CERO
	5,1	10,6	20	GALGA 1 00,4
	5,7	20,2	40	GALGA 2 00,4
	6,9	26,9	60	
	8,5	31,9	80	
	11,6	37	100	
	13,3	41,9	120	
	15,9	48,9	140	
	19,6	53,8	160	
	20,5	61,5	180	
	22,6	67	200	
PRUEBA 2				
	1,9	13,6	20	GALGA 1 -00,1
	3,5	21,5	40	GALGA 2 00,6
	6,8	26,9	60	
	7,6	33	80	
	8,8	41,4	100	
	11,1	52,5	120	
	12,7	56,5	140	
	16,5	64,5	160	
	18,2	68	180	
	19,5	73,6	200	
PRUEBA 3				
	4,4	11,8	20	GALGA 1 -02,0
	5	22,6	40	GALGA 2 01,4
	7,1	30,7	60	
	7,5	37,7	80	

	10,3	48,9	100	
	12,1	54,7	120	
	14,9	58,6	140	
	15,7	61,8	160	
	16,2	65,8	180	
	17	68,8	200	
PRUEBA 4				
	4,6	13,3	20	GALGA 1 01,3
	7,4	19,5	40	GALGA 2 -00,2
	10,1	25,5	60	
	10,5	33,9	80	
	11,2	42,5	100	
	13,2	49,4	120	
	16,3	55,9	140	
	17,8	59,2	160	
	19,6	68,8	180	
	21,1	70,5	200	
PRUEBA 5	2,1	13,7	20	GALGA 1 -00.5
	3,8	20,1	40	GALGA 2 00,2
	5,4	26,2	60	
	8,9	34,5	80	
	9,7	42,6	100	
	10,8	47,6	120	
	12,3	57,1	140	
	14,2	60	160	
	15,9	64,7	180	
	18,3	71,9	200	
PRUEBA 6				
	4,4	14,2	20	GALGA -02.0
	6,5	22,8	40	GALGA 01,1
	7,9	27,5	60	
	10	34,2	80	
	13,5	42,8	100	
	15,9	49,6	120	
	18,1	56	140	
	20,8	60,6	160	
	23,5	65	180	
	24,2	70,1	200	
PRUEBA 7				
	3,4	11,2	20	GALGA 00,1
	4,5	18,2	40	GALGA -01,0
	5,9	23,8	60	

	8,4	30,6	80	
	11,4	40,2	100	
	12,8	47,7	120	
	13,4	53,4	140	
	14,3	56,2	160	
	15,3	64,2	180	
	17,4	66,4	200	
PRUEBA 8				
	1,2	13,7	20	GALGA -00,7
	2,3	19,6	40	GALGA -00,4
	3,5	26	60	
	5,8	33,3	80	
	7,6	42,6	100	
	10,6	48,6	120	
	12,3	54,1	140	
	15,4	58,5	160	
	15,7	66,1	180	
	16,2	68,2	200	
PRUEBA 9				
	7,3	16,7	20	GALGA -00,3
	10,2	20,3	40	GALGA -00,1
	10,6	25,4	60	
	11,2	31,1	80	
	12,4	38	100	
	13,8	43,1	120	
	15,8	49,9	140	
	15,9	52,9	160	
	16,8	55,5	180	
	17,5	61,8	200	
PRUEBA 10				
	4,4	14,2	20	GALGA 00,6
	5,7	21,6	40	GALGA 00,7
	6,4	28,3	60	
	7,5	34,4	80	
	8,1	43,3	100	
	9,4	50,2	120	
	13,4	56	140	
	15,3	61,1	160	
	16,3	62,2	180	
	18	65,3	200	
PRUEBA				

11				
	4,5	14,5	20	GALGA1 00,4
	8,8	24,3	40	GALGA2 00,4
	10	32,2	60	
	12,6	40,6	80	
	16,1	47,5	100	
	17	55,5	120	
	19,3	64,8	140	
	10,2	66,3	160	
	22,2	67	180	
	23,4	72,4	200	
PRUEBA 12				
	4,3	15,2	20	GALGA1 00,3
	6	24,7	40	GALGA2 01,6
	7,2	31,9	60	
	9,3	41,1	80	
	10,6	48,7	100	
	12,2	57,2	120	
	13,9	62	140	
	15,6	64	160	
	17,8	66,1	180	
	18,9	71,6	200	
PRUEBA 13				
	2,3	12,3	20	GALGA1 00,1
	3,4	20,5	40	GALGA2 01,5
	4,5	26,8	60	
	5,4	32,2	80	
	8	42,1	100	
	9,7	49,1	120	
	11,1	56,7	140	
	13,9	58,7	160	
	14,9	67,7	180	
	15,2	72,7	200	
PRUEBA 14				
	4,9	15,2	20	GALGA1 00,9
	5,4	22,2	40	GALGA2 00,2
	6,2	27,5	60	
	7,1	35	80	
	8,2	43,3	100	
	10,4	51,3	120	

	12,7	55,5	140	
	13,6	60,2	160	
	14,2	71,1	180	
	15,8	72,4	200	
PRUEBA 15				
	1,7	13,8	20	GALGA1 -00,3
	2,4	19,5	40	GALGA2 -1,5
	3,3	24,7	60	
	4,2	31,9	80	
	5,7	38	100	
	6,6	45	120	
	10,9	49,5	140	
	11,3	62,1	160	
	13,4	64	180	
	14,4	68,4	200	
PRUEBA 16				
	4,7	11,5	20	GALGA1 -01,0
	5,3	22,3	40	GALGA2 -03,0
	7,9	30	60	
	7,1	37,1	80	
	10,7	49	100	
	12,5	54,3	120	
	15	59	140	
	15,5	61,9	160	
	16,9	66,2	180	
	18,2	68,2	200	
PRUEBA 17				
	2,3	13,5	20	GALGA1 -02,0
	3,5	20,3	40	GALGA2 -03,0
	5,6	26,7	60	
	9	34,1	80	
	9,9	42,9	100	
	11	47,4	120	
	12,1	57,7	140	
	14,1	60,3	160	
	16,2	64,5	180	
	18,2	72	200	
PRUEBA				

18				
	7,7	16,9	20	GALGA1 -03,0
	10,7	20,2	40	GALGA2 -01,0
	10,9	25,7	60	
	11,6	31,5	80	
	12,7	38,3	100	
	14	43	120	
	16,1	50	140	
	16,7	53,5	160	
	17	55,9	180	
	17,8	62,5	200	
PRUEBA 19				
	2,8	12,7	20	GALGA1 -02,2
	3,7	20,8	40	GALGA2 -03,0
	4,6	26,4	60	
	5,3	32,7	80	
	8,2	42,5	100	
	9,4	49,8	120	
	11,5	56,2	140	
	14,1	58,5	160	
	15,3	67,9	180	
	15,9	72,6	200	
PRUEBA 20				
	3,8	14,9	20	GALGA1 0-2,0
	8,5	24,4	40	GALGA2 04,0
	10,3	32,5	60	
	12,9	40,68	80	
	16,5	47,3	100	
	17,4	55,8	120	
	19,8	64,3	140	
	10,7	66,5	160	
	22,4	67,5	180	
	23,7	72,7	200	

Tabla 17. Datos obtenidos para cilindro 4 Acero Galvanizado (Cold Rolled).

PRESIÓN	PROM GALGA 1 longitudinales	PROM GALGA 2 tangenciales
20	5,2	13,665
40	7,44	21,27
60	9,65	27,57
80	11,24	34,564
100	13,01	42,935
120	13,9	49,675
140	15,74	56,095
160	16,95	60,02
180	20,35	64,975
200	25,28	69,445

Tabla 18. Promedio de datos finales del cilindro 4 de Acero Galvanizado (Cold Rolled).

PRUEBA 1	GALGA 1 longitudinales	GALGA 2 tangenciales	PRESIÓN	ERROR DE CERO
	3,4	18,1	20	GALGA 1 00,4
	4,5	22,8	40	GALGA 2 -02.0
	8,1	33,7	60	
	10	44,3	80	
	11,3	57,2	100	
	12,4	64,3	120	
	13,8	73,2	140	
	14,4	84,5	160	
	16	93,4	180	
	16,3	98,4	200	
PRUEBA 2				
	3,5	17,5	20	GALGA 1 00,8
	8,3	25,2	40	GALGA 2 02.0
	9,7	34,8	60	
	11,8	45	80	
	12,9	58,3	100	
	13,4	67,4	120	
	14,2	77,9	140	
	14,6	85,4	160	
	15	93,2	180	
	15,6	96,1	200	
PRUEBA 3				
	3,7	17,4	20	GALGA 1 00,4
	5,3	28,1	40	GALGA 2 01.2
	6,2	36	60	

	8	46,7	80	
	10,1	58,2	100	
	12,8	68	120	
	13,5	78	140	
	14,1	89,1	160	
	14,7	94,5	180	
	15,3	102,3	200	
PRUEBA 4				
	4,2	17,2	20	GALGA 1 0,18
	6,4	28,5	40	GALGA 2 0,4
	8,4	36	60	
	10,2	49,3	80	
	11,4	60,2	100	
	13,2	65,3	120	
	14,6	73,2	140	
	15,2	87,3	160	
	16,1	94	180	
		98,9	200	
PRUEBA 5	5,1	17,2	20	GALGA 1 -03.0
	6,4	24,2	40	GALGA 2 1,2
	7,2	33,6	60	
	8,4	45,2	80	
	9,3	52,3	100	
	10,9	61,2	120	
	12,9	72	140	
	13,8	83,9	160	
	14,6	87,3	180	
	16,9	100,2	200	
PRUEBA 6				
	4,1	18,5	20	GALGA 02.0
	5,4	25,3	40	GALGA 00,5
	6	33,2	60	
	6,3	42,3	80	
	8,2	54,6	100	
	9,4	64,3	120	
	11,1	72,5	140	
	12,8	80,6	160	
	14,6	87,9	180	
	16,1	95,6	200	
PRUEBA 7				
	6,7	15,3	20	GALGA 0 02,9
	9,2	25,1	40	GALGA 2 -0,6

	11,5	32,5	60	
	11,6	42,9	80	
	13,9	54,1	100	
	14	60,6	120	
	15,9	70,5	140	
	16,1	78,9	160	
	17,4	84,2	180	
	18,3	95,4	200	
PRUEBA 8				
	3,3	15,5	20	GALGA 01,0
	4,4	24	40	GALGA 0- 1,3
	5,7	31,8	60	
	6,7	41,2	80	
	8,5	53,3	100	
	9,3	60,3	120	
	10,1	71,2	140	
	12,4	78,4	160	
	14,8	84,5	180	
	16,7	93,7	200	
PRUEBA 9				
	3,4	17,2	20	GALGA -03,0
	6,8	28,3	40	GALGA 01,2
	7,9	38,5	60	
	8,6	46,3	80	
	9,4	58,5	100	
	10,3	64,5	120	
	10,8	76,4	140	
	12,7	84,7	160	
	13,3	88,9	180	
	14,2	94,2	200	
PRUEBA 10				
	3,5	16,8	20	GALGA 02,0
	5,8	26,7	40	GALGA -0,03
	8,5	36,7	60	
	9,1	46,2	80	
	10,3	56,1	100	
	10,8	63,4	120	
	11,4	73,8	140	
	12,1	80,2	160	
	12,5	88,6	180	
	12,6	96,9	200	

PRUEBA 11				
	3,2	21,3	20	GALGA1 00,1
	4,4	30,7	40	GALGA2 01,2
	5,6	40,3	60	
	6,7	50,7	80	
	8,2	61,3	100	
	10,6	69,8	120	
	12,8	75,6	140	
	14,4	84,2	160	
	16,2	90,9	180	
	17	95,4	200	
PRUEBA 12				
	3,2	20,1	20	GALGA1 01,5
	4,8	28,9	40	GALGA2 00,9
	6,5	37,5	60	
	7,3	49,3	80	
	10	61,5	100	
	12,5	72,4	120	
	12,9	79,7	140	
	13,7	86,8	160	
	14,2	92,5	180	
	14,9	96,8	200	
PRUEBA 13				
	2,3	17,8	20	GALGA1 0,0
	4,2	25,6	40	GALGA2 01,5
	5,4	34,4	60	
	5,9	43,4	80	
	6,3	51,4	100	
	7	62,1	120	
	8,2	70,4	140	
	9,6	77,4	160	
	12,4	87,6	180	
	13,6	95,8	200	
PRUEBA 14				
	2,9	20,7	20	GALGA1 0,8
	3,6	28,9	40	GALGA2 02,5
	4,5	36,2	60	
	6,7	44,2	80	
	8,9	55	100	

	10,2	62,2	120	
	13,4	72,5	140	
	13,9	78,2	160	
	14,5	85,6	180	
	14,9	95,7	200	
PRUEBA 15				
	2,9	21,1	20	GALGA1 00,5
	3,9	28,8	40	GALGA2 -1,5
	4,4	37,4	60	
	5,9	48,3	80	
	8,1	54,2	100	
	10,2	60,9	120	
	13,4	70,3	140	
	13,9	76,6	160	
	14,2	84,9	180	
	14,8	94,1	200	
PRUEBA 16				
	3,4	20,2	20	GALGA1 -01,0
	3,8	28,6	40	GALGA2 -03,0
	4	35,9	60	
	5,2	46,8	80	
	6,5	55,1	100	
	8,4	65,2	120	
	9	74,2	140	
	9,6	82,5	160	
	12,6	88,4	180	
	14,2	96,2	200	
PRUEBA 17				
	3,2	21,4	20	GALGA1 -02,0
	4	29,8	40	GALGA2 -03,0
	4,8	38,9	60	
	5,4	40	80	
	7,8	48,2	100	
	9	60,1	120	
	10,2	68,4	140	
	12,6	78,8	160	
	14	90,2	180	
	14,6	98,3	200	

PRUEBA 18				
	3,6	22	20	GALGA1 -03,0
	4,4	30,2	40	GALGA2 -01,0
	5,6	38,2	60	
	7,8	49,1	80	
	9	57,4	100	
	10,6	63,4	120	
	12,3	74,2	140	
	13,4	85,3	160	
	14	92,3	180	
	14,9	99,2	200	
PRUEBA 19				
	3,1	20,2	20	GALGA1 -02,2
	4,2	29,2	40	GALGA2 -03,0
	5,8	39	60	
	7	48,3	80	
	7,9	50	100	
	8,8	57,2	120	
	9,2	64,2	140	
	11,8	72,3	160	
	13,4	80,3	180	
	14,1	89,8	200	
PRUEBA 20				
	2,3	19,3	20	GALGA1 0-2,0
	4,5	29,2	40	GALGA2 04,0
	5,2	40,3	60	
	6,7	49,2	80	
	7,7	57,4	100	
	9	68,4	120	
	9,8	3	140	
	10,3	86,1	160	
	11,9	91	180	
	13,2	98	200	

Tabla 19. Datos obtenidos para cilindro 5 Acero Galvanizado (Cold Rolled).

PRESIÓN	PROM GALGA 1 longitudinales	PROM GALGA 2 tangenciales
20	5,35	18,79
40	5,95	27,45
60	6,27	36,29
80	7,484	45,98
100	9	55,76
120	10,36	64,1
140	11,7	73,42
160	12,79	82,105
180	14,04	89,06
200	14,98	96,595

Tabla 20. Promedio de datos finales del cilindro 5 de Acero Galvanizado (Cold Rolled).

**ANEXO E.
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS
DEL MOTOR**

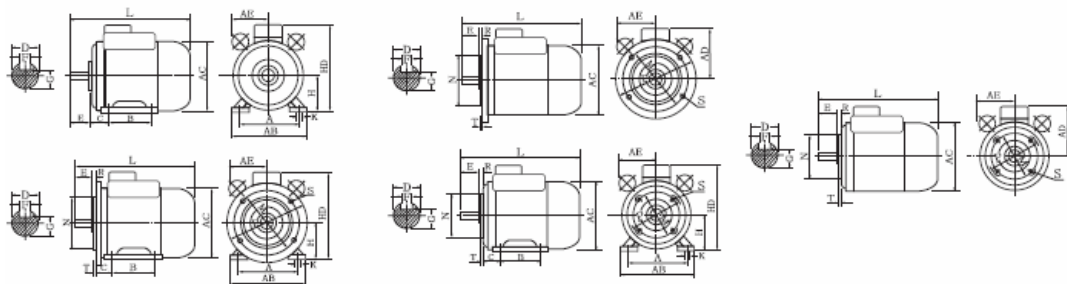
YL SERIES
THREE-PHASE ASYNCHRONOUS INDUCTION MOTOR

TECHNICAL DATA

TYPE	Output		Voltage (V)	Current (A)	Frequency (Hz)	Power Factor	Eff (%)	Speed (r/min)	Tstart/Tn	Ist/In	Tmax/Tn
	kW	HP									
YL711-2	0.37	1/2	220	2.73	50	0.92	67	2800	1.8	6.0	1.8
YL712-2	0.55	3/4	220	3.88	50	0.92	70	2800	1.8	6.0	1.8
YL7114	0.25	1/3	220	1.99	50	0.92	62	1400	1.8	6.0	1.8
YL 7124	0.37	1/2	220	2.81	50	0.92	65	1400	1.8	6.0	1.8
YL801-2	0.75	1	220	5.15	50	0.92	72	2810	1.8	6.0	1.8
YL802-2	1.1	1.5	220	7.02	50	0.95	75	2810	1.8	6.0	1.8
YL801-4	0.55	3/4	220	4.0	50	0.92	68	1410	1.8	6.0	1.8
YL802-4	0.75	1	220	5.22	50	0.92	71	1410	1.8	6.0	1.8
YL90S-2	1.5	2	220	9.44	50	0.95	76	2820	1.7	6.0	1.8
YL90L-2	2.2	3	220	13.7	50	0.95	77	2820	1.7	6.0	1.8
YL100L-2	3.0	4	220	18.4	50	0.92	78	2850	1.7	6.0	1.8
YL90S4	1.1	1.5	220	7.21	50	0.95	73	1430	1.7	6.0	1.8
YL90L4	1.5	2	220	9.57	50	0.95	75	1430	1.7	6.0	1.8
YL100L1-4	2.2	3	220	13.9	50	0.95	76	1440	1.7	6.0	1.8
YL100L2-4	3	4	220	18.6	50	0.95	77	1440	1.7	6.0	1.8
YL112M-4	2.2	3	220	13.9	50	0.95	76	1440	1.7	6.0	1.8
YL112M1-4	3	4	220	18.6	50	0.95	77	1440	1.7	6.0	1.8
YL112M2-4	3.7	5	220	23	50	0.95	78	1440	1.7	6.0	1.8
YL132S1-4	3	4	220	18.6	50	0.95	77	1440	1.7	6.0	1.8
YL132S2-4	3.7	5	220	23	50	0.95	78	1440	1.7	6.0	1.8

YL SERIES INSTALLATION SIZE AND OVERALL DIMENSION

Frame Size	Installation Size															Overall Dimension				
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	M	N	P	R	S	T	AB	AC	AD	HD	L
71	112	90	45	14	30	5	11	71	7	130	110	160	0	10	3.5	145	145	140	180	255
80	125	100	50	19	40	6	15.5	80	10	165	130	200	0	12	3.5	160	165	150	200	295
90S	140	100	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	0	12	3.5	180	185	160	240	370
90L	140	125	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	0	12	3.5	180	185	160	240	400
100L	160	140	63	28	60	8	24	100	12	215	180	250	0	15	4.0	205	220	180	260	430
112M	190	140	70	28	60	8	24	112	12	215	180	250	0	15	4.0	245	250	190	300	455
132S	216	140	89	38	80	10	33	132	12	265	230	300	0	15	4.0	280	250	210	350	525



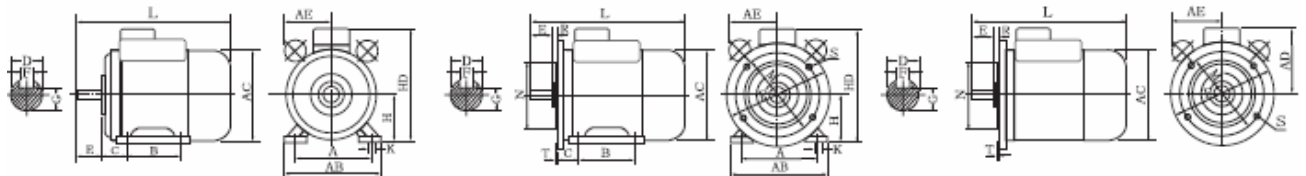
YL SERIES
THREE-PHASE ASYNCHRONOUS INDUCTION MOTOR

YCL SERIES TECHNICAL DATA

TYPE	Output		Voltage (V)	Current (A)	Frequency (Hz)	Power Factor	Eff (%)	Speed (r/min)	Tstart/Tn	Ist/In	Tmax/Tn
	kW	HP									
YCL90S-2	1.1	1.5	220	7.2	50	0.95	73.2	2880	2.8	6.0	1.8
YCL90L-2	1.5	2	220	8.9	50	0.97	76	2900	2.8	7.0	1.8
YCL100L-2	2.2	3	220	13.2	50	0.96	78.8	2900	3.0	6.5	1.8
YCL90S-4	0.75	1	220	5.0	50	0.93	73.3	1450	2.8	6.5	1.8
YCL90L-4	1.1	1.5	220	7.8	50	0.90	75	1450	2.5	6.0	1.8
YCL100L-4	1.5	2	220	9.3	50	0.92	79.4	1450	2.8	7.0	1.8
YCL112M-4	2.2	3	220	13.6	50	0.90	81.6	1450	2.3	6.5	1.8

VC YCL SERIES INSTALLATION SIZE AND OVERALL DIMENSION

Frame No.	Installation Size															Overall Dimension					
	A	B	C	D	E	F	G	H	K	M	N	P	R	S	T	AB	AC	AD	AE	HD	L
80	125	100	50	19	40	6	15.5	80	10	165	130	200	0	12	3.5	160	165	150	110	200	295
90S	140	100	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	0	12	3.5	180	185	160	120	240	370
90L	140	125	56	24	50	8	20	90	10	165	130	200	0	12	3.5	180	185	160	120	240	400
100L	160	140	63	28	60	8	24	100	12	215	180	250	0	15	4.0	205	220	180	130	260	430
112M	190	140	70	28	60	8	24	112	12	215	180	250	0	15	4.0	245	250	190	140	300	455
132S	216	140	89	38	80	10	33	132	12	265	230	300	0	15	4.0	280	290	210	150	350	525
132M	216	178	89	38	80	10	33	132	12	265	230	300	0	15	4.0	280	290	210	150	350	570
160L	254	254	108	42	110	12	37	160	15	300	250	350	0	19	5.0	325	325	255	160	385	650



ANEXO F.
PLANOS DEL EQUIPO

