



# **ESPE**

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA**

## **UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS – ESPE**

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

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

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO MECÁNICO**

**BRAVO AGUILA MARCO BOLÍVAR**

**DIRECTOR: ING. JOSÉ PEREZ**

**CODIRECTOR: ING. JUAN DIAZ**

**Sangolquí, Año 2014**

## CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

Los suscritos, Ing. José Pérez e Ing. Juan Díaz, Director y Codirector respectivamente, certificamos que el proyecto titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN UN CILINDRO DE PARED GRUESA PARA EL LABORATORIO DE MECÁNICA DE MATERIALES DE LA UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE.”** , fue realizado en su totalidad por Bravo Aguila Marco Bolívar, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

---

Ing. José Pérez  
DIRECTOR

---

Ing. Juan Díaz  
CODIRECTOR

Sangolquí, 31 de octubre de 2014

## **AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD**

**Yo, MARCO BOLIVAR BRAVO AGUILA**

### **DECLARO QUE:**

El proyecto de grado titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN UN CILINDRO DE PARED GRUESA PARA EL LABORATORIO DE MECÁNICA DE MATERIALES DE LA UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE.**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Sangolquí, 31 de octubre de 2014

---

Bravo Aguila Marco Bolívar

CC: 1722741756

## AUTORIZACIÓN

Yo: Bravo Aguila Marco Bolívar

Autorizo a la Universidad de la fuerzas armadas – ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del proyecto de grado titulado: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN UN CILINDRO DE PARED GRUESA PARA EL LABORATORIO DE MECÁNICA DE MATERIALES DE LA UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE “**, cuyo contenido, ideas y criterios son de exclusividad, responsabilidad y autoría propia.

Sangolquí, 31 de octubre de 2014

---

Bravo Aguila Marco Bolívar

CC: 1722741756

## DEDICATORIA

Dedico este proyecto a Dios, a mis padres Ángel y María, mis hermanos Cristian y Jonathan, quienes son de gran bendición e inspiración para mí.

**Marco Bolívar Bravo Aguila**

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios porque siempre me ha motivado a grandes sueños y metas ya que él es el que me da la fortaleza y la sabiduría necesaria para llegar a cumplirlas.

A mis padres, porque me han enseñado grandes valores, han demostrado que confían en mí y han sabido estar conmigo en las buenas y en las malas y siempre se mostraron perseverantes en mí caminar diario y es gracia a ello que he podido llegar a cumplir mis más anheladas metas.

A mis hermanos, por su gran compañía y apoyo moral cuando me encontraba en momentos difíciles y también porque son de gran ejemplo para mí.

A todo el grupo selecto de docentes que forman parte de la carrera de ingeniería mecánica en especial al Ing. José Pérez y al Ing. Juan Díaz ya que gracias a sus conocimientos supieron darme la guía necesaria para culminar mi proyecto de grado.

**Marco Bolívar Bravo Aguila**

## INDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	I
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD .....	II
AUTORIZACIÓN.....	III
DEDICATORIA .....	IV
AGRADECIMIENTO .....	V
INDICE DE CONTENIDOS .....	VI
RESUMEN .....	XV
ABSTRACT.....	XVI
CAPITULO 1 .....	1
1. GENERALIDADES .....	1
1.1. Antecedentes .....	1
1.2. Definición del problema .....	3
1.3. Objetivos .....	3
1.3.1. General .....	3
1.3.2. Específicos.....	4
1.4. Alcance del proyecto .....	4
1.5. Justificación e importancia.....	5
CAPITULO 2 .....	6
2. MARCO TEÓRICO.....	6
2.1. Cilindro de pared gruesa.....	6

<b>2.2. Análisis de un cilindro de pared gruesa</b> .....	<b>7</b>
2.2.1. Planteo del equilibrio.....	7
2.2.2. Elemento diferencial cilíndrico polar .....	8
2.2.3. Obtención de fórmulas mediante el equilibrio de tensiones .....	9
2.2.4. Caso particular ( $p_o = 0$ ).....	13
<b>2.3. Esfuerzos prácticos</b> .....	<b>14</b>
2.3.1. Error porcentual entre los esfuerzos teóricos y prácticos.....	14
<b>2.4. Teoría de fallas en materiales dúctiles</b> .....	<b>14</b>
2.4.1. Teoría de la energía de distorsión .....	15
<b>2.5. Galga extensiométrica</b> .....	<b>18</b>
2.5.1. Deformación.....	19
2.5.2. Resistencia y factor de galga.....	19
2.5.3. Tipos de galgas.....	20
2.5.4. Característica de una galga extensiométrica .....	21
2.5.5. Selección de una galga extensiométrica. ....	22
2.5.6. Compensación de errores debido a la temperatura. ....	23
2.5.7. Puente Wheastone para galgas extensiométricas. ....	25
2.5.8. Preparación de la superficie. ....	26
2.5.9. Pegado e instalación de una galga.....	28
<b>2.6. Componentes del sistema de adquisición de electrónica</b> .....	<b>29</b>
<b>2.7. Calculo de deformaciones a través de la señal</b> .....	<b>30</b>
<b>2.8. Modelo CDM (Confiabilidad, Disponibilidad y Mantenibilidad)</b> .....	<b>31</b>
2.8.1. Confiabilidad .....	32
2.8.2. Disponibilidad.....	34
2.8.3. Mantenibilidad .....	35
2.8.4. Diagrama de bloques de Confiabilidad .....	36
2.8.5. Seguridad funcional .....	37
<b>2.9. Bombas hidráulicas manuales</b> .....	<b>37</b>
2.9.1. Funcionamiento .....	38
2.9.2. Descripción de partes de una bomba manual .....	38
<b>CAPITULO 3</b> .....	<b>39</b>
<b>3. DISEÑO Y SELECCIÓN PARA EL BANCO DE PRUEBAS</b> .....	<b>39</b>



<b>3.1. Dimensionamiento del sistema hidráulico .....</b>	<b>40</b>
3.1.1. Selección de la bomba manual.....	40
3.1.3. Selección de manguera hidráulica de alta presión .....	42
3.1.4. Medidor de presión – Manómetro.....	44
3.1.5. Esquema hidráulico del sistema.....	45
<b>3.2. Diseño del cilindro .....</b>	<b>46</b>
3.2.1. Material del cilindro .....	46
3.2.2. Cálculo del espesor .....	46
3.2.3. Diseño de un tipo junta para la unir las dos secciones del cilindro .....	49
3.2.4. Sección a emplear para la disposición de las galgas extensiométricas.....	53
3.2.5. Simulación de la junta propuesta.....	54
<b>3.3. Diseño del eje .....</b>	<b>58</b>
3.3.1. Selección del material para el eje.....	58
3.3.2. Propiedades del material a emplear para el eje .....	59
3.3.3. Dimensionamiento del eje .....	60
3.3.4. Simulación del eje sometido a presión .....	60
<b>3.4. Diseño del soporte del cilindro.....</b>	<b>63</b>
3.4.1. Selección del material a emplear en la estructura.....	64
3.4.2. Cargas asignadas al soporte .....	64
3.4.3. Análisis de los soportes .....	65
3.4.4. Carga máxima recomendada en los soportes.....	65
3.4.5. Simulación de los soportes .....	65
<b>3.5. Diseño por confiabilidad, disponibilidad y mantenibilidad de principales     elementos del banco .....</b>	<b>67</b>
<b>3.6. Sistema de medición análogo /electrónico .....</b>	<b>72</b>
3.6.1. Selección de las galgas extensiométricas.....	72
3.6.2. Especificaciones técnicas de la galga extensiométrica.....	74
3.6.3. Alcance de medición de la galga .....	75
3.6.4. Posicionamiento de las galgas extensiométricas .....	76
3.6.5. Conexiones para la medición de deformaciones unitarias .....	77
<b>CAPITULO 4 .....</b>	<b>80</b>
<b>4. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DEL EQUIPO.....</b>	<b>80</b>
<b>4.1. Introducción.....</b>	<b>80</b>

<b>4.2. Construcción del equipo</b> .....	<b>80</b>
4.2.1. Requerimientos para la construcción .....	80
<b>4.3. Diagramas de operaciones</b> .....	<b>82</b>
<b>4.4. Hoja de procesos</b> .....	<b>86</b>
<b>4.5. Etapas de construcción del equipo</b> .....	<b>93</b>
<b>4.6. Pegado de galgas extensiométricas</b> .....	<b>93</b>
<b>4.7. Ensamblaje y montaje del equipo</b> .....	<b>95</b>
<b>CAPITULO 5</b> .....	<b>101</b>
<b>5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO</b> .....	<b>101</b>
5.1. Análisis del protocolo de pruebas .....	101
5.2. Análisis de resultados .....	104
5.3. Validación de resultados .....	104
<b>CAPITULO 6</b> .....	<b>120</b>
<b>6. ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO DEL PROYECTO</b> .....	<b>120</b>
<b>6.1. Análisis de costos directos</b> .....	<b>120</b>
6.1.1. Mano de obra directa .....	120
6.1.2. Costos de adquisición de materiales .....	121
6.1.3. Costos de construcción.....	122
<b>6.2. Análisis de costos indirectos</b> .....	<b>122</b>
6.2.1. Remuneración a profesionales y responsable del proyecto.....	122
6.2.2. Suministros y servicios .....	122
<b>6.3. Costo total del equipo</b> .....	<b>123</b>
<b>6.4. Análisis financiero</b> .....	<b>124</b>
6.4.1. Cálculo del VAN y el TIR .....	124
6.4.2. Análisis Beneficio - Costo(a partir del VAN y el TIR).....	127
6.4.3. Evaluación Costo-Beneficio realizado .....	127

6.4.4. Parámetros de calificación de factibilidad .....	128
<b>CAPITULO 7 .....</b>	<b>131</b>
<b>7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>131</b>
7.1. CONCLUSIONES .....	131
7.2. RECOMENDACIONES .....	132
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>133</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>135</b>
<b>“A” PLANOS DE DETALLE Y CONSTRUCCION .....</b>	<b>136</b>
<b>“B” MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....</b>	<b>137</b>
<b>“C” REGISTRO DE DATOS Y DIAGRAMAS DEL PERIODO DE PRUEBAS .....</b>	<b>138</b>
<b>“D” GUÍA PARA PRÁCTICAS EN EL LABORATORIO .....</b>	<b>139</b>

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Disposición de las galgas extensiométricas .....	1
Figura 2. Cilindro sometido a presión interna y externa .....	7
Figura 3. Elemento diferencial cilíndrico .....	8
Figura 4. Equilibrio de tensiones .....	9
Figura 5. Desplazamiento radial de la pared del cilindro.....	10
Figura 6. Cilindro presurizado internamente .....	12
Figura 7. Estado de esfuerzos tridimensional .....	16
Figura 8. Galga extensiométrica .....	19
Figura 9. Diversos tipos de galgas metálicas y semiconductoras .....	21
Figura 10. Aplicación de galgas inactivas. ....	24
Figura 11. Configuración de una galga inactiva .....	24
Figura 12. Puente de Wheastone.....	25
Figura 13. Puente completo de galgas.....	26
Figura 14. Medio puente de galgas.....	26
Figura 15. Cuarto de puente de galgas.....	26
Figura 16. Lijado de la superficie .....	27
Figura 17. Limpieza de la superficie lijada .....	27
Figura 18. Preparación de la galga .....	28
Figura 19. Cementado de una galga extensiométrica.....	29
Figura 20. Componentes del sistema de adquisición de una galga. ....	30
Figura 21. Estructura en serie .....	36
Figura 22. Estructura en paralelo .....	37
Figura 23. Funcionamiento de una bomba manual. ....	38
Figura 24. Partes principales de una bomba manual hidráulica.....	38
Figura 25. Sistemas del banco de pruebas .....	40
Figura 26. Descripción de bomba manual ENERPAC modelo: P-77 .....	42
Figura 27. Manguera hidráulica de 5800psi .....	43
Figura 28. Acople hembra hidráulico 3/8" .....	43
Figura 29. Manómetro de 10 000 psi .....	44
Figura 30. Adaptador T para manómetro .....	44
Figura 31. Circuito hidráulico.....	45
Figura 32. Propuesta de junta .....	49
Figura 33. Fuerza axial en el cilindro. ....	50
Figura 34. Estado de esfuerzos principales .....	50
Figura 35. Sección con un punto crítico. ....	52
Figura 36. Sección a emplear .....	54
Figura 37. Junta a simular.....	54
Figura 38. Propiedades de aluminio 7075.....	55
Figura 39. Restricción de empotramiento .....	55
Figura 40. Presión debido al ajuste de tuercas .....	55
Figura 41. Presión interna en la junta .....	56
Figura 42. Mallado de la junta .....	56

Figura 43. Esfuerzos Obtenidos en la junta .....	57
Figura 44. Esfuerzos radiales y tangenciales en la junta .....	57
Figura 45. Factor de seguridad en la junta.....	58
Figura 46. Dimensiones del eje.....	60
Figura 47. Esfuerzo de von-Mises del eje.....	61
Figura 48. Factor de seguridad en el eje.....	61
Figura 49. Esquema del o-ring .....	62
Figura 50. Alojamiento de o-ring – eje .....	62
Figura 51. Alojamiento de o-ring – cilindro .....	63
Figura 52. Soportes del cilindro.....	63
Figura 53. Cargas para los soportes .....	65
Figura 54. Propiedades del acero A 36.....	66
Figura 55. Fijacion para el soporte.....	66
Figura 56. Carga de 52,04 N para el soporte .....	66
Figura 57. Factor de seguridad del soporte .....	67
Figura 58. Distribución de confiabilidad en el eje .....	69
Figura 59. Distribución de confiabilidad en el cilindro .....	70
Figura 60. Distribución de confiabilidad en la bomba manual .....	71
Figura 61. Diagrama de bloque en serie para el sistema.....	72
Figura 62. Distribución de confiabilidad en la bomba manual .....	72
Figura 63. Esquema de dimensiones de una galga .....	75
Figura 64. Detalles y dimensiones de galgas.....	75
Figura 65. Disposición de las galgas extensiométricas.....	76
Figura 66. Selector TQ-E18 .....	77
Figura 67. Diagrama eléctrico de las galgas .....	78
Figura 68. Conexión al equipo E-10.....	79
Figura 69. Conexión del resistor .....	79
Figura 70. Esquema de conexión para el medidor E-1 .....	79
Figura 71. Diagrama de operaciones para el equipo .....	85
Figura 71. Molde para señalado.....	94
Figura 72. Trazo de marcas .....	94
Figura 73. Preparacion de la galga .....	94
Figura 74. Colocación de pegamento .....	95
Figura 75. Pegado de galgas .....	95
Figura 76. Anclaje de la bomba manual .....	96
Figura 77. Colocacion de la mangera .....	96
Figura 78. Unión de los 2 cilindros .....	97
Figura 80. Eje estático .....	97
Figura 81. Colocación del eje en el cilindro.....	97
Figura 82. Colocación de diafragmas.....	98
Figura 83. Ubicación del soporte.....	98
Figura 84. Ajuste de tuercas laterales.....	98
Figura 85. Acople del manómetro .....	99
Figura 86. Ubicación del cilindro .....	99
Figura 87. Colocación de la manguera en el cilindro .....	99

Figura 88. Anclaje del cilindro .....	100
Figura 89. Colocación de terminales de las galgas .....	100
Figura 90. Esfuerzos radiales y tangenciales a $P_i=1000\text{psi}$ .....	105
Figura 91. Esfuerzo longitudinal $P_i=1000\text{psi}$ .....	105
Figura 92. Esfuerzos radiales y tangenciales a $P_i=2000\text{psi}$ .....	106
Figura 93. Esfuerzo longitudinal $P_i=2000\text{psi}$ .....	106
Figura 94. Esfuerzos radiales y tangenciales a $P_i=3000\text{psi}$ .....	107
Figura 95. Esfuerzo longitudinal $P_i=3000\text{psi}$ .....	107
Figura 96. Esfuerzos radiales y tangenciales a $P_i=4000\text{psi}$ .....	108
Figura 97. Esfuerzo longitudinal $P_i=4000\text{psi}$ .....	108
Figura 98. Esfuerzos radiales y tangenciales a $P_i=5000\text{psi}$ .....	109
Figura 99. Esfuerzo longitudinal $P_i=5000\text{psi}$ .....	109
Figura 100. Distribución de esfuerzos a $P_i=1000\text{psi}$ .....	111
Figura 101. Distribución de esfuerzos a $P_i=2000\text{psi}$ .....	113
Figura 102. Distribución de esfuerzos a $P_i=3000\text{psi}$ .....	115
Figura 103. Distribución de esfuerzos a $P_i=4000\text{psi}$ .....	117
Figura 104. Distribución de esfuerzos a $P_i=5000\text{psi}$ .....	119

## INDICE DE TABLAS

Tabla N° 1. Matriz para el análisis de valor: Bomba manual.....	41
Tabla N° 2. Matriz de decisión: Bomba manual, ENERPAC - modelo P-77.....	41
Tabla N° 3. Características Físicas del Material.....	46
Tabla N° 4. Datos de diseño .....	46
Tabla N° 5. Resultados para las deformaciones y factor de seguridad en el espesor del cilindro.....	47
Tabla N° 6. Pares de apriete para tornillos métricos .....	50
Tabla N° 7. Matriz para el análisis de valor: Eje.....	59
Tabla N° 8. Matriz de decisión: Eje .....	59
Tabla N° 9. Propiedades mecánicas del Acero SAE 1018.....	60
Tabla N° 10. Dimensiones de los o-ring empleados .....	62
Tabla N° 11. Matriz para el análisis de valor: Galga extensiométrica .....	73
Tabla N° 12. Matriz de decisión: Galga extensiométrica.....	73
Tabla N° 13. Datos de la galga extensiométrica .....	74
Tabla N° 14. Posición de las galgas extensiométricas.....	76
Tabla N° 15. Etapas de construcción del equipo.....	93
Tabla N° 16. Datos de deformación unitaria a $P_i = 1000$ PSI.....	102
Tabla N° 17. Datos de deformación unitaria a $P_i = 2000$ PSI.....	102
Tabla N° 18. Datos de deformación unitaria a $P_i = 3000$ PSI.....	103
Tabla N° 19. Datos de deformación unitaria a $P_i = 4000$ PSI.....	103
Tabla N° 20. Datos de deformación unitaria a $P_i = 5000$ PSI.....	104
Tabla N° 21. Comparación de esfuerzos $P_i = 1000$ PSI .....	110
Tabla N° 22. Comparación de esfuerzos $P_i = 2000$ PSI .....	112
Tabla N° 23. Comparación de esfuerzos $P_i = 3000$ PSI .....	114
Tabla N° 24. Comparación de esfuerzos $P_i = 4000$ PSI .....	116
Tabla N° 25. Comparación de esfuerzos $P_i = 5000$ PSI .....	118
Tabla N° 26. Mano de obra directa .....	120
Tabla N° 27. Costos adquisición de materiales.....	122
Tabla N° 28. Costos de construcción .....	122
Tabla N° 29. Costos misceláneos .....	123
Tabla N° 30. Remuneración a profesionales y responsable del proyecto .....	122
Tabla N° 31. Costo total del equipo.....	123
Tabla N° 32. Cálculo del valor de la VAN.....	126
Tabla N° 33. Análisis de factibilidad técnica.....	128
Tabla N° 34. Análisis de criterios financieros. ....	129
Tabla N° 35. Análisis de criterios de investigación.....	130
Tabla N° 36. Criterios institucionales .....	130

## RESUMEN

El sistema implementado es un cilindro de pared gruesa de presión interna de trabajo 0-7000 psi, que permite tener una idea clara acerca de la distribución de esfuerzos y deformaciones de manera desigual a lo largo de la pared del cilindro. Se tiene 3 estados de esfuerzos establecidos por 3 ejes: radial, axial y tangencial, todos ellos son producidos bajo una presión interna. Los esfuerzos que se producen en el cilindro están en función de las deformaciones unitarias medidas. Estas deformaciones se obtienen por medio de galgas extensiométricas ubicadas a diferentes radios. El equipo consta como parte principal de 2 cilindros de aluminio aleado: macho y hembra, diseñados como una junta para que se pueda desmontar con el objetivo de que se pueda dar mantenimiento al equipo y las galgas extensiométricas se ubican en el cilindro macho. Ambos cilindros se cierran a presión por medio de placas redondas laterales que a su vez son presionados por dos turcas laterales ubicadas a los extremos del eje que se encarga de ser un medio para el suministro de aceite para el sistema. En la superficie exterior del cilindro se ha dispuesto de galgas extensiométricas ubicadas de manera longitudinal y circunferencial. La presión interna es generada por una potente bomba manual de capacidad máxima 1000 psi. Como indicador de la magnitud de presión de trabajo se tiene un manómetro graduado en psi y kg/cm<sup>2</sup>. El selector TQ-E18 y el amplificador TQ-E10 muestran las señales emitidas por las galgas como valores de medición. Con la ayuda de las fórmulas de teoría de cilindros de pared gruesa y mediante simulaciones computacionales se puede realizar un análisis comparativo de esfuerzos teóricos y prácticos.

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



## ABSTRACT

The implemented system is a thick-walled cylinder internal 0-7000 psi working pressure, which gives a clear idea about the distribution of stresses and strains unevenly along the cylinder wall way. It has three states of effort established for three axes: radial, axial and tangential, all are produced under internal pressure. The stresses occurring in the cylinder are in terms of unit deformations measured. These deformations are obtained by means of strain gauges placed at different radio. The equipment consists of two main aluminum alloy cylinders: male and female, designed as a board so you can disassemble in order that they can maintain the equipment and strain gauges are located in the male cylinder. Both cylinders are closed by means of rounded pressure side plates which in turn are pressed by both side Turkish located at the ends of the shaft which is responsible of a means for supplying oil to the system. On the outer surface of the cylinder is arranged in longitudinal strain gauges located and circumferentially. The internal pressure is generated by a powerful hand pump 1000 psi maximum. As an indicator of the magnitude of work, pressure has a pressure gauge graduated in psi and kg / cm <sup>2</sup>. The TQ-TQ selector and E18-E10 amplifier show signals from gauges and measurement values. With the help of the formulas of the theory of thick-walled cylinders using computational simulations can be performed a comparative analysis of theoretical and practical efforts.

**Keywords:** cylinder, pressure, strain, joint, stress

## CAPITULO 1

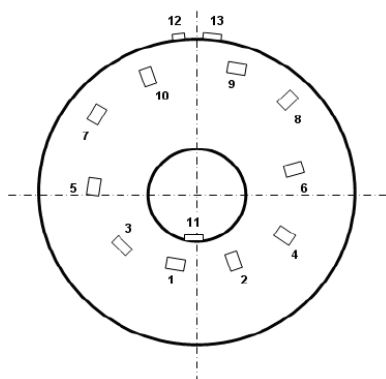
### 1. GENERALIDADES

#### 1.1. Antecedentes

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

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

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



**Figura 1. Disposición de las galgas extensiométricas**

En este equipo ya no se pueden realizar prácticas debido a que los pares de galgas extensiométricas que miden deformación unitaria radial y tangencial en la sección a diferentes radios no presentan una señal estable por lo que los errores de medición son muy altos.

Estas deformaciones unitarias sirven para ser aplicadas en las siguientes formulas:

$$\sigma_{\theta} = \frac{E}{1-\mu^2} * (\epsilon_{\theta} - \mu\epsilon_r) \quad \text{Esfuerzo tangencial.}$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} * (\epsilon_r - \mu\epsilon_{\theta}) \quad \text{Esfuerzo radial.}$$

Donde:

E: Modulo de elasticidad.

$\mu$ : Coeficiente de Poisson.

$\epsilon_{\theta}$  : Deformación tangencial.

$\epsilon_r$  : Deformación radial.

Entonces, al no ser medida cualquiera de este par de deformaciones unitarias no se podrá realizar el cálculo del esfuerzo ya que la fórmula está en función de las 2 deformaciones.

En vista de que para los alumnos es muy importante que reciban prácticas con el tema de: “Análisis de esfuerzos en cilindros de pared gruesa”, el

laboratorio ha visto la necesidad de implementar un equipo de estas características, es por eso que se plantea como proyecto de grado lo siguiente: “Diseño y construcción de un banco de pruebas para el análisis de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa para el Laboratorio de Mecánica de Materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE” tratando de emplear recursos ya existentes en el laboratorio.

## **1.2. Definición del problema**

La falta de realización de prácticas en el laboratorio de mecánica de materiales con el tema “Análisis de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa” es notable debido a que el anterior equipo que operaba TQ – SM 111 ha quedado fuera de servicio lo que ocasiona que los estudiantes no puedan reforzar sus conocimientos en el tema mencionado y es de mucha relevancia ya que consta en el pensum de estudio de la carrera. Es por este motivo que se plantea el diseño y construcción de un equipo nuevo con características didácticas empleando recursos existentes en el mismo laboratorio.

## **1.3. Objetivos**

### **1.3.1. General**

Realizar el Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas para el Análisis de Esfuerzos en un Cilindro de Pared Gruesa para el Laboratorio de Mecánica de Materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE.

### **1.3.2. Específicos**

- 1) Analizar y definir el problema.
- 2) Diseñar el equipo bajo un modelo de confiabilidad, disponibilidad, mantenibilidad y seguridad funcional (RAMS).
- 3) Elaborar una simulación del comportamiento de los esfuerzos en la junta
- 4) Construir el equipo y seleccionar las galgas extensiométricas con su respectivo posicionamiento en la sección del cilindro acompañado de una correcta instalación en el equipo de medición de deformaciones unitarias TQ – E 18.
- 5) Ensamblar todas las partes del sistema.
- 6) Realizar pruebas de funcionalidad y validar los resultados.
- 7) Elaborar el manual de operación y mantenimiento del equipo.
- 8) Realizar una evaluación económica y financiera de todo el proyecto.

### **1.4. Alcance del proyecto**

Dotar al Laboratorio de Mecánica de Materiales de un banco de pruebas para el análisis de esfuerzos de un cilindro de pared gruesa, para medir las deformaciones unitarias longitudinales, radiales y tangenciales empleando galgas extensiométricas.

Este equipo va contar con un una bomba hidráulica manual de 10 000 psi como presión máxima, un manómetro para censar la presión y un equipo de medición análoga con la finalidad que se puedan medir las deformaciones unitarias para la toma de datos por parte de los estudiantes.

### **1.5. Justificación e importancia**

El proyecto es viable técnicamente por su simplicidad ya que cuenta con todos los medios necesarios para ejecutar este proyecto tales como: el Laboratorio de Mecánica de Materiales, la disponibilidad de los implementos necesarios en el mercado, mano de obra y la maquinaria.

El proyecto desde el punto de vista de la viabilidad económica es factible ya que el proyecto tiene un costo previsto de \$3941,46 dólares americanos los mismos que serán autofinanciados por el alumno.

La implementación de este proyecto satisfará una necesidad de los estudiantes de contar con las pruebas para el análisis de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa ya que el laboratorio actualmente no posee.

El diseño, construcción y las pruebas que se realicen con este equipo no ocasionara daños ecológicos ni al laboratorio y ni a la comunidad.

El empleo de este equipo para el laboratorio es seguro ya que la bomba manual y las mangueras son certificadas por el fabricante y los elementos mecánicos que conforman el cilindro son diseñados con altos factores de seguridad.

El diseño y la construcción del equipo en las condiciones de explotación del Laboratorio de Mecánica de Materiales garantizaran una vida útil de 20 años con sus respectivos periodos de mantenimiento.

## CAPITULO 2

### 2. MARCO TEÓRICO

#### 2.1. Cilindro de pared gruesa

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

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

En ellos a diferencia de los cilindros de pared delgada, no se considera que las tensiones son constantes a través del espesor de la pared, sino que dependen de su distancia al eje del cilindro; siendo máximas en el radio interior y mínimas en el exterior, para presiones internas mayores que las externas. (Correa, 2007)

Experimentalmente los esfuerzos que se presentan en un cilindro de pared gruesa no se miden directamente, se determinan a través de la medición de las deformaciones que se producen en la superficie. Las deformaciones se miden por medio de galgas extensiométricas y a partir de ellas se determinan los esfuerzos.

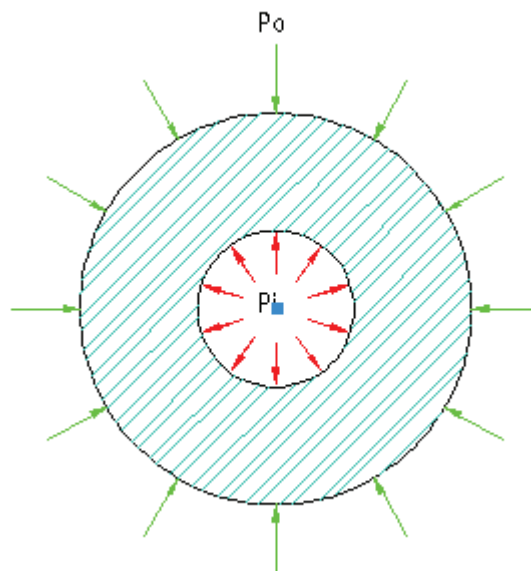
Para un buen análisis se debe garantizar el equilibrio de cada elemento infinitesimal, y por medio del uso de relaciones geométricas, permitir sólo las deformaciones posibles dentro del rango elástico; también son de gran ayuda las propiedades mecánicas de los materiales ya que estas relacionan las deformaciones unitarias con los esfuerzos.

La magnitud del esfuerzo en la pared de un recipiente a presión, varía en función de la posición en la pared. Un análisis preciso permite calcular el esfuerzo en cualquier punto. Este análisis es muy útil en recipientes que contienen uno o varios fluidos a presión (gases o líquidos). (Saldarriaga & Cordova Bustamante, 2013)

## 2.2. Análisis de un cilindro de pared gruesa

### 2.2.1. Planteo del equilibrio

Veamos en un cilindro cuando se encuentra sometido a una presión interior  $p_i$  y una exterior  $p_o$ . A consecuencia de la simetría axial del cilindro y de las cargas, las tensiones y deformaciones en el cilindro serán también simétricas con respecto a su eje.



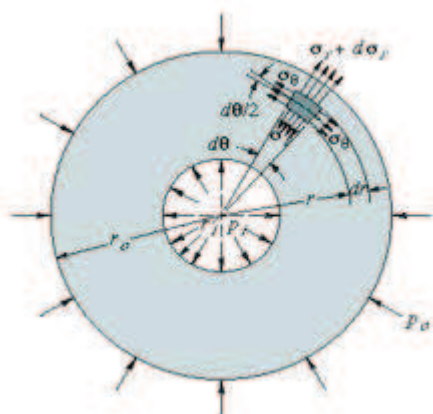
**Figura 2. Cilindro sometido a presión interna y externa**



Para este caso se analiza el equilibrio de tensiones y de fuerzas en un elemento diferencial y considerando que las deformaciones en dirección longitudinal son nulas ( $\epsilon_z = 0$ ). (Feodosiev, 2009)

### 2.2.2. Elemento diferencial cilíndrico polar

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



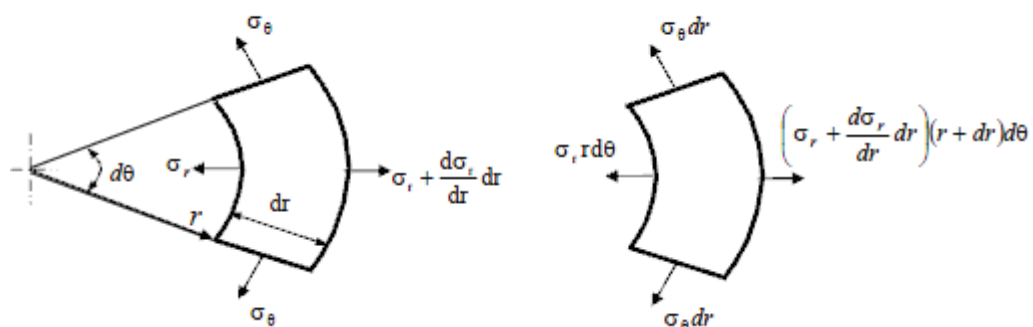
**Figura 3. Elemento diferencial cilíndrico**

*Fuente (Elementos de máquinas, Bernard J. Hamrock, 2008)*

Por las caras de ese elemento actuarán las tensiones radiales  $\sigma_r$  y tangenciales  $\sigma_\theta$  que sustituyen la acción de la parte eliminada del cilindro y satisfacen las condiciones de equilibrio del elemento. (Elementos de Maquinas, 2008)

### 2.2.3. Obtención de fórmulas mediante el equilibrio de tensiones

Del elemento diferencial obtenemos:



**Figura 4. Equilibrio de tensiones**

*Fuente (Paper, Estructuras III, Patanela/Actis/Durruty, 2012)*

Mediante la dirección  $r$  se obtiene el siguiente equilibrio de tensiones:

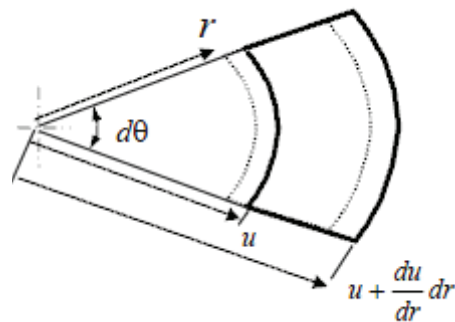
$$\sum F = 0 \quad \sigma_r r d\theta + \sigma_\theta dr d\theta = \left( \sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} dr \right) (r + dr) d\theta$$

$$\sigma_r r + \sigma_\theta dr = \sigma_r r + \sigma_r dr + \frac{d\sigma_r}{dr} r dr + \frac{d\sigma_r}{dr} dr dr$$

Eliminado los términos de segundo orden y operando se obtiene la expresión final del equilibrio de tensiones en dirección  $r$ , siendo esta;

$$\frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \frac{d\sigma_r}{dr} = 0$$

La ecuación nos da una relación entre las tensiones  $\sigma_r$  y  $\sigma_\theta$ . Para obtener una segunda relación vamos a tomar en cuenta que la deformación del cilindro es simétrica con respecto al eje y consiste en un desplazamiento radial de todos los puntos de la pared del cilindro.



**Figura 5. Desplazamiento radial de la pared del cilindro**

*Fuente (Paper, Estructuras III, Patanela/Actis/Durruty, 2012)*

Por lo tanto el elemento sufre una elongación total en la dirección radial, así:

$$\varepsilon_r = \left(\frac{du}{dr}\right) \left(\frac{dr}{dr}\right) = \frac{du}{dr}$$

En la dirección tangencial, la elongación unitaria del mismo elemento es igual a la elongación unitaria del correspondiente radio.

$$\varepsilon_\theta = \frac{u}{r}$$

De la ley de Hooke, la relación esfuerzo - deformación unitaria para el estado de esfuerzo biaxial resulta:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \mu^2} \left( \frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1 - \mu^2} \left( \frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right)$$

Reemplazado las ecuaciones obtenidas en la ecuación diferencial del equilibrio de tensiones se obtiene la ecuación diferencial de los desplazamientos:

$$\frac{du^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0$$

Cuya solución general es:

$$u = C_1 r + \frac{C_2}{r}$$

Realizando las respectivas sustituciones y teniendo en cuenta que:

$$\frac{du}{dr} = C_1 - \frac{C_2}{r^2}$$

Se obtiene:

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

$$\sigma_\theta = \frac{E}{1-\mu^2} \left[ C_1(1+\mu) + C_2 \frac{1-\mu}{r^2} \right]$$

Las constantes de integración  $C_1$  y  $C_2$  se determinan con las condiciones de contorno en las superficies interior y exterior del cilindro:

$$\begin{aligned} \sigma_{ri} &= -p_i \\ \sigma_{ro} &= -p_o \end{aligned}$$

Por lo tanto:

$$C_1 = \frac{1-\mu}{E} \left[ \frac{r_i^2 p_i - r_o^2 p_o}{r_o^2 - r_i^2} \right]$$

$$C_2 = \frac{1+\mu}{E} \left[ \frac{r_i^2 r_o^2 (p_i - p_o)}{r_o^2 - r_i^2} \right]$$

Introduciendo el valor de las constantes en las respectivas ecuaciones se obtiene las expresiones generales para determinar las tensiones:

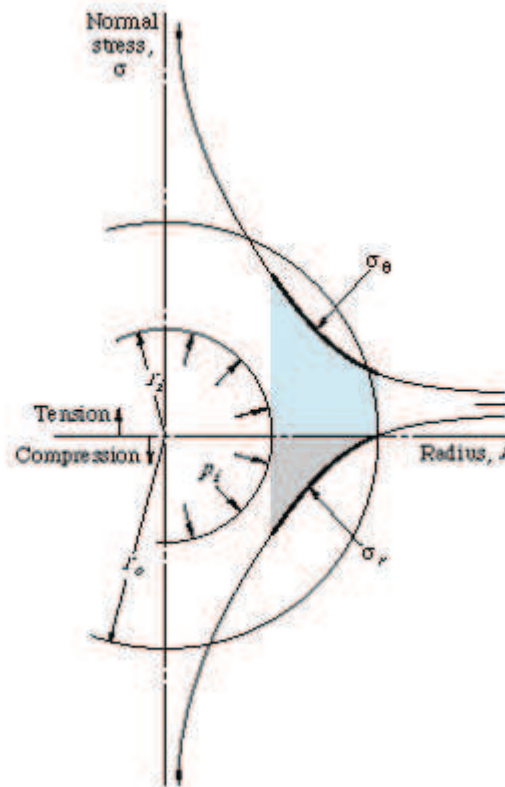
$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p_i - r_o^2 p_o}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{(p_i - p_o) r_i^2 r_o^2}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)}$$

**Ecuación 1**

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

**Ecuación 2**

En la siguiente figura se puede apreciar el comportamiento de los esfuerzos a lo largo del espesor del cilindro:



**Figura 6. Cilindro presurizado internamente**

*Fuente (Elementos de máquinas, Bernard J. Hamrock, 2008)*

Estas ecuaciones se conocen como las fórmulas de Lamé que sirven para cilindros infinitamente largos y para la utilización en las secciones del cilindro bastante alejadas de los fondos, si estos existen. Cuando hay fondos, en las paredes de los cilindros aparecen tensiones longitudinales debido a cargas axiales. (Patanella, Actis, & Durruty, 2012)

En el caso de solo existir presión interna la tensión longitudinal es:

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

**Ecuación 3**

Las constantes también pueden ser reemplazadas en la ecuación de compatibilidad de desplazamiento:

$$u = \frac{1 - \mu}{E} \left[ \frac{r_i^2 p_i - r_o^2 p_o}{r_o^2 - r_i^2} \right] r + \frac{1 + \mu}{E} \left[ \frac{r_i^2 r_o^2 (p_i - p_o)}{r_o^2 - r_i^2} \right] \frac{1}{r}$$

**Ecuación 4**

Siendo esta la ecuación de desplazamiento correspondiente a un estado general de cargas. (Timoshenko, 2010)

**2.2.4. Caso particular ( $p_o = 0$ )**

Para esta condición las ecuaciones de Lamé se reducen a:

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

**Ecuación 5**

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

**Ecuación 6**

Analizando los casos extremos de tensiones se tiene que:

$$\text{Para } r = r_i \quad \sigma_r = -p_i; \quad \sigma_r = p_i \cdot \frac{r_i^2 + r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Es máxima}$$

$$\text{Para } r = r_o \quad \sigma_r = 0; \quad \sigma_\theta = p_i \cdot \frac{2r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Es mínima}$$

Se concluye que  $\sigma_\theta$  siempre es numéricamente mayor que la presión interior, pero se aproxima cuando  $r_o$  aumenta. (Tosone & Anca, 2009)

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

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

**Ecuación 7**

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

**Ecuación 8**

### 2.3. Esfuerzos prácticos

Se aplican las siguientes formulas:

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

**Ecuación 9**

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

**Ecuación 10**

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

**Ecuación 11**

#### 2.3.1. Error porcentual entre los esfuerzos teóricos y prácticos

$$\%e = \frac{V_{teorico} - V_{practico}}{V_{teorico}} \cdot 100$$

**Ecuación 12**

### 2.4. Teoría de fallas en materiales dúctiles

No existe una teoría universal de fallo para un caso general de las propiedades del material y del estado de esfuerzo. En su lugar a través de los años se han formulado y probado varias hipótesis, las cuales han conducido a prácticas aceptadas en la actualidad. Como han sido aceptadas, estas prácticas se caracterizaran como teorías tal como lo hace la mayoría de los diseñadores.

Las teorías generalmente aceptadas para materiales dúctiles son:

- Esfuerzo cortante máximo (ECM)
- Energía de distorsión (ED)
- Mohr Coulomb dúctil (CMD)

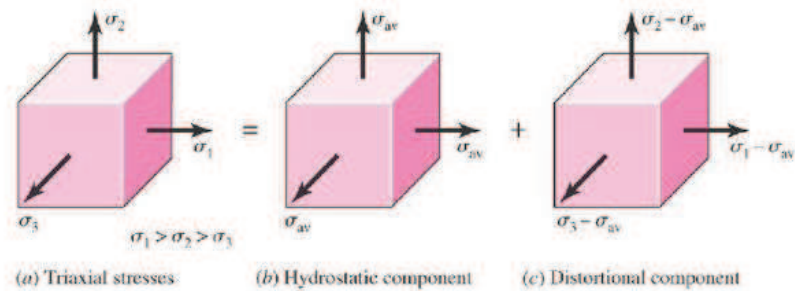
Siendo de estas tres teoría la Energía de distorsión la más empleada y recomendada para problemas de diseño. (Mott, 2013)

#### **2.4.1. Teoría de la energía de distorsión**

Predice que la falla por fluencia ocurre cuando la deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material.

Para desarrollar la teoría, observe la figura 2.6a, el volumen unitario sometido a cualquier estado de esfuerzos tridimensional, designado para los esfuerzos  $\sigma_1, \sigma_2$  y  $\sigma_3$ . El estado de esfuerzos que se muestra en la figura 2.6b es de tensión hidrostática debida a los esfuerzos promedios  $\sigma_{prom}$  que actúan en cada una de las direcciones principales.





**Figura 7. Estado de esfuerzos tridimensional**

*Fuente (Diseño en ingeniería mecánica, Budinas/Nisbett, 2008)*

La fórmula de  $\sigma_{prom}$  es:

$$\sigma_{prom} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$$

La energía de deformación por unidad de volumen de la tensión simple es:

$$\mu = \frac{1}{2} \epsilon \sigma$$

Para el elemento de la figura 2.6 a, la energía de deformación por volumen unitario es:

$$\mu = \frac{1}{2} [\epsilon_1 \sigma_1 + \epsilon_2 \sigma_2 + \epsilon_3 \sigma_3]$$

Las deformaciones normales están dadas por:

$$\epsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]$$

$$\epsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)]$$

$$\epsilon_3 = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)]$$

Reemplazando estas ecuaciones para las deformaciones principales se obtiene lo siguiente:

$$\mu = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]$$

La energía de deformación para producir solo cambio de volumen  $\mu_v$  es la siguiente:

$$\mu_v = \frac{1 - 2\mu}{6E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1)$$

**Ecuación 13**

Entonces la energía de distorsión se obtiene al restar las dos ecuaciones anteriores:

$$\mu_d = \mu - \mu_v$$

Por lo tanto;

$$\mu_d = \frac{1 + \mu}{3E} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]$$

**Ecuación 14**

Observe que la energía de distorsión es cero si  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ .

Para el ensayo tensión simple, en la fluencia  $\sigma_1 = S_y$  y  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ , de la ecuación de la energía de la distorsión es:

$$\mu_d = \frac{1 + \mu}{3E} S_y^2$$

**Ecuación 15**

En el caso del estado general de esfuerzos dado por la ecuación 2.14, se predice la fluencia si la ecuación 2.14 es igual o mayor que la ecuación 2.15. Esta da:

$$\left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \geq S_y$$

**Ecuación 16**

Donde el esfuerzo de von Mises es:

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

**Ecuación 17**

Las ecuaciones dadas indican que una situación de esfuerzo complejo se puede representar por medio de un solo valor, el esfuerzo de von Mises, el cual puede compararse con la resistencia a la fluencia del material. (Budynas & Nisbett, 2008)

Esta ecuación puede expresarse como una ecuación de diseño mediante:

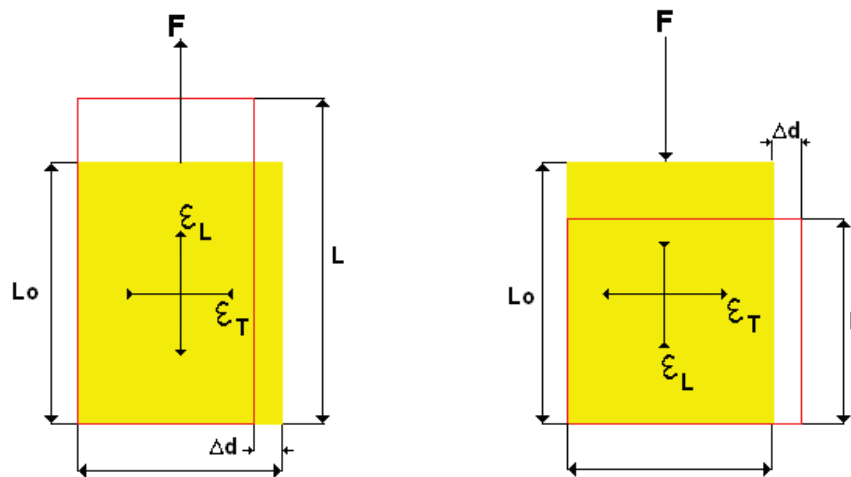
$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

**Ecuación 18**

## 2.5. Galga extensiométrica

La galga extensiométrica es uno de los sensores resistivos de uso más extendido para detectar micro desplazamientos en función de la deformación de hilos o cintas metálicas o semiconductoras. Es asociado a la detección de

deformaciones por tracción o compresión, junto a las celdas de carga. (Echeverría, 2014)



**Figura 8. Galga extensiométrica**

*Fuente (Diapositivas de Instrumentación mecánica, Ing. Luis Echeverría, 2014)*

### 2.5.1. Deformación

Se define como el cambio de longitud por unidad de longitud original del elemento.

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$

**Ecuación 19**

Y definimos el coeficiente de Poisson como la siguiente expresión:

$$\mu = \frac{\text{Deformación Unitaria Lateral}}{\text{Deformación Unitaria Axial}}$$

**Ecuación 20**

### 2.5.2. Resistencia y factor de galga

La resistencia de un elemento de longitud  $l$ , sección transversal  $A$  y resistividad  $\rho$  esta dada por:

$$R = \frac{\rho l}{A}$$

**Ecuación 21**

Es de suma importancia que el strain gauge sea apropiadamente montado sobre la pieza para que el esfuerzo sea transferido adecuadamente desde la pieza a través del adhesivo y el material de respaldo hasta la misma grilla metálica.

Un parámetro fundamental de los strain gauge es la sensibilidad al esfuerzo, expresado cuantitativamente como el factor de galga (GF). El factor de galga es definido como la relación de variación fraccional de resistencia eléctrica y la variación fraccional de longitud:

$$GF = \frac{\frac{\Delta R}{R}}{\frac{\Delta L}{L}} = \frac{\Delta R}{R \varepsilon}$$

**Ecuación 22**

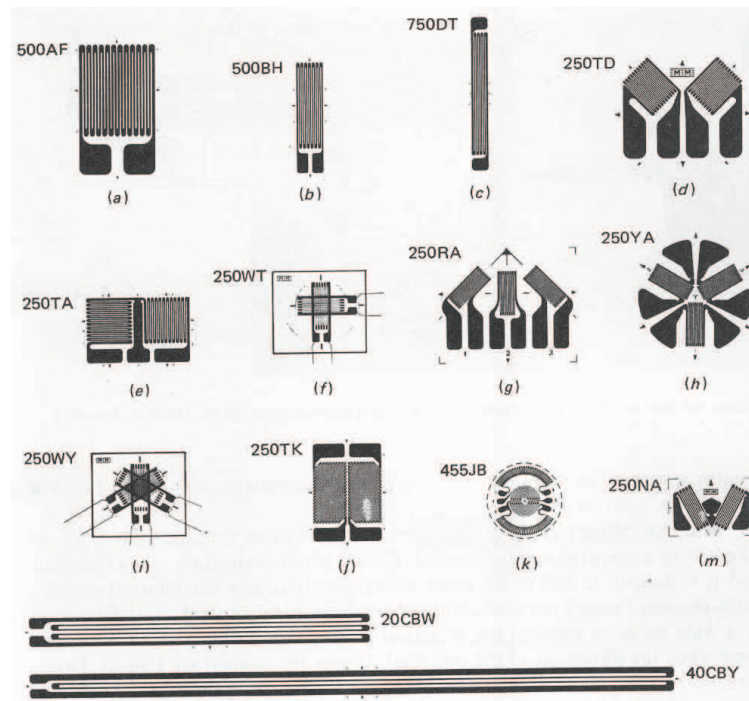
El factor de galga típico para un strain gauge metálico es de aproximadamente 2.

### 2.5.3. Tipos de galgas

Los materiales empleados para la fabricación de galgas extensiométricas son diversos conductores metálicos, como las aleaciones de constantan,

advance, karma, isoelastic, y también semiconductores como el silicio y el germanio. Las aleaciones metálicas escogidas tienen la ventaja de bajo coeficiente de temperatura. Las galgas pueden tener o no soporte propio, eligiéndose en su caso en función de la temperatura a la que se va a medir. (Pallas, 2001)

En la Figura 2.7 se muestran diversos tipos de galgas extensiométricas.



**Figura 9. Diversos tipos de galgas metálicas y semiconductoras**

*Fuente (Sensores y acondicionadores de señal, Ramon Pallas, 2001)*

En este caso se puede observar que se dispone de una gran variedad de configuraciones, adaptadas a diversos tipos de esfuerzos. Existen modelos para diafragmas, para medir torsiones, para determinar esfuerzos máximos y mínimos en sus direcciones (rosetas múltiples) etc.

#### 2.5.4. Característica de una galga extensiométrica

La dimensión de la grilla es sensible al esfuerzo de una galga, mientras que los codos y las almohadillas de soldadura no son considerables sensibles a los esfuerzos, todo esto debido a que poseen una gran sección transversal y a que tienen una baja resistencia eléctrica. Podemos encontrar galgas con longitudes que van desde los 0.2 mm hasta los 100 mm.

Para tener en cuenta, como regla general y en la medida de lo posible, la longitud de una galga no debe ser mayor a la dimensión de la causa del esfuerzo, para que dicha medición sea aceptable. Cuando la causa del esfuerzo es pequeña (del orden de los 13 mm.), según la regla general, se deberían utilizar galgas muy pequeñas y puesto que el uso de éstas trae consigo otra serie de problemas, se tendría que llegar a una relación de compromiso.

#### **2.5.5. Selección de una galga extensiométrica.**

Una selección racional y cuidadosa de las características y parámetros del strain gauge puede ser muy importante en lo que respecta a:

- La optimización de la performance del strain gauge para condiciones de operación y ambientales específicas.
- La obtención de una medida de esfuerzo confiable y preciso.
- Facilidad de instalación.
- Minimizar el costo de instalación del strain gauge.

##### **2.5.5.1. Parámetros del strain gauge:**

- Sensibilidad al esfuerzo de la aleación.
- Autocompensación de la temperatura.
- Material de respaldo (carrier).

- Resistencia de la grilla.
- Longitud de la galga.
- Patrón de galga.

#### **2.5.5.2. Parámetros a evaluar:**

Consiste en determinar una combinación particular de parámetros que sea lo más compatible con las condiciones ambientales y de operación, y al mismo tiempo, que mejor satisfaga la instalación y requerimientos.

Estos requerimientos pueden ser:

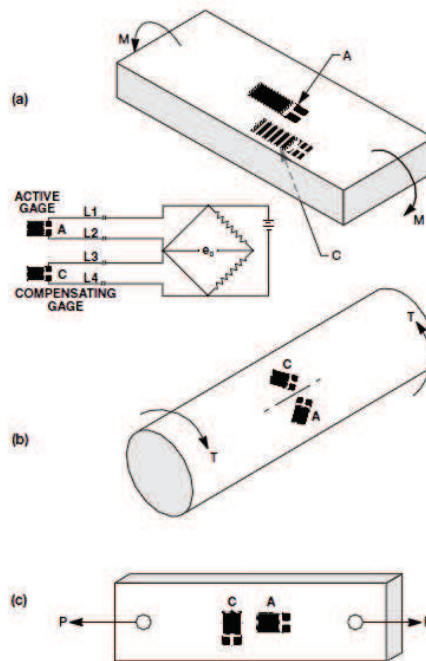
- Precisión.
- Durabilidad.
- Estabilidad.
- Temperatura.
- Facilidad de instalación.
- Elongación.
- Resistencia cíclica.
- Resistencia ambiental.

#### **2.5.6. Compensación de errores debido a la temperatura.**

Radica en emplear galgas inactivas ubicadas en el mismo puente de Wheatstone pero instaladas en un material similar a la pieza de ensayo pero sin que esté sometido a ningún tipo de deformación. (Micro-measurment , 2012)

A continuación se muestran algunos tipos de instalación de galgas inactivas:

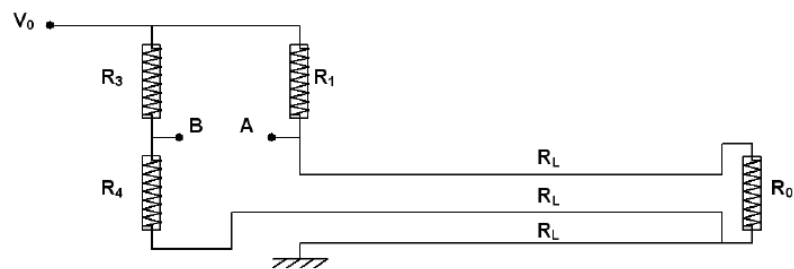




**Figura 10. Aplicación de galgas inactivas.**

*Fuente (Strain Gauge and Instruments, Micro-Measurements, 2012)*

**2.5.6.1. Circuito de galgas inactivas**



**Figura 11. Configuración de una galga inactiva**

*Fuente (Bandas extensiométricas, Francisco Gálvez, 2004)*

Para esta configuración viene dada por la siguiente formula:

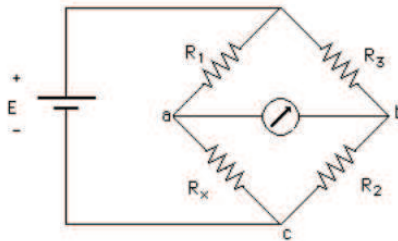
$$V_{AB} = \frac{(R_0 + \Delta R_\epsilon + \Delta R_T)R_3 - R_1(R_4 + \Delta R_T)}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} V_0$$

**Ecuación 23**

Donde se aprecia que se anulan los incrementos debidos a los cambios térmicos.

### 2.5.7. Puente Wheastone para galgas extensiométricas.

El puente de Wheastone se utiliza para convertir un cambio de resistencia en uno de voltaje.



**Figura 12. Puente de Wheastone**

Fuente (Paper, Medidas eléctricas, Gonzales/Schneeberger, 2011)

Las resistencias R1 y R3 son resistencias de precisión, R2 es una resistencia variable calibrada, Rx es la resistencia bajo medición y G es un galvanómetro de gran sensibilidad. (Gonzales & Schneeberger, 2011)

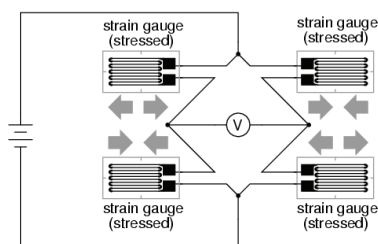
En condición de equilibrio siempre se cumple que:

$$R_x = \frac{R_1 R_2}{R_3}$$

### **Ecuación 24**

Las galgas extensiométricas se conectan a un circuito de puente de Wheatstone con una combinación de:

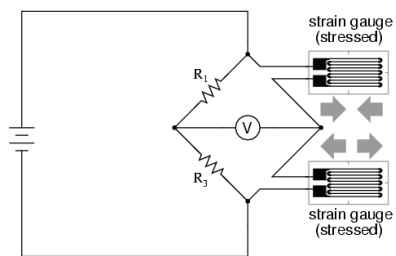
4 galgas (puente completo)



### Figura 13. Puente completo de galgas

Fuente (<http://www.allaboutcircuits.com>,2012)

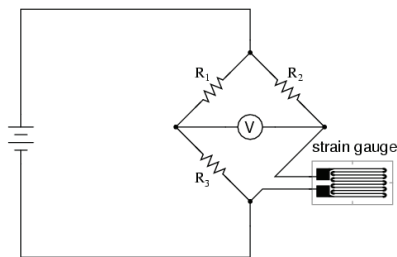
Dos galgas (medio puente)



### Figura 14. Medio puente de galgas

Fuente (<http://www.allaboutcircuits.com>,2012)

Una sola galga (cuarto de puente)



### Figura 15. Cuarto de puente de galgas

Fuente (<http://www.allaboutcircuits.com>,2012)

En los puentes de medio y cuarto son completados con resistencias de precisión.

#### 2.5.8. Preparación de la superficie.

Si la superficie de instalación no está en perfectas condiciones esto afectara en la medición de la galga, al no poder lograrse una perfecta adherencia de la

galga sobre la superficie o tener una superficie con alcalinidad no adecuada, este procedimiento se realiza a través de:

**Paso 1:**

Quitar toda la materia extraña (pintura, óxido, escoria, etc.) de la superficie del espécimen utilizando lijadora de disco, esmeril o lima. Para dejar la superficie lisa pero no muy pulida.

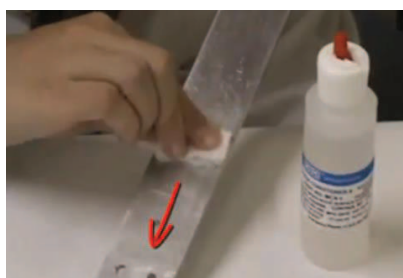


**Figura 16. Lijado de la superficie**

*Fuente (YouTube, Galgas extensiométricas, 2011)*

**Paso 2:**

Se limpia la superficie de grasas saturadas con un solvente como acetona o alcohol.



**Figura 17. Limpieza de la superficie lijada**

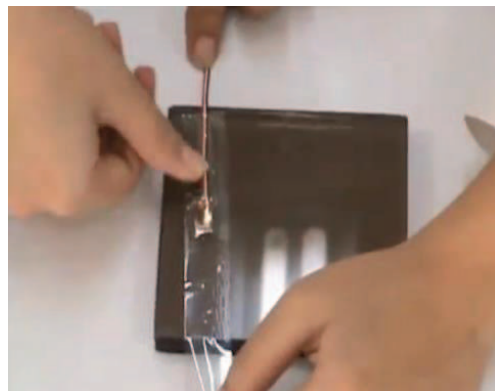
*Fuente (YouTube, Galgas extensiométricas, 2011)*

Después de los pasos anteriores se realiza el marcado de la o las direcciones de ubicación de la galga, y el neutralizado químico.

El marcado de la dirección de las galgas extensiométricas requiere de un estudio donde se determine el punto a evaluar, los planos de coordenadas principales y el tipo de esfuerzo mecánico (tracción o compresión) al que se va a someter la estructura.

### 2.5.9. Pegado e instalación de una galga

Colocar la galga cara arriba (lado brillante para arriba) en una superficie limpia utilizando alcohol o acetona. Aplicar cinta adhesivo sobre la galga, desprender cuidadosamente a una inclinación de  $30^\circ$  hacia el frente comenzando del lado contrario a las terminales de la galga y por último limpiar el reverso de la galga con un aplicador ligeramente humedecido con neutralizador.



**Figura 18. Preparación de la galga**

*Fuente (YouTube, Galgas extensiométricas, 2011)*

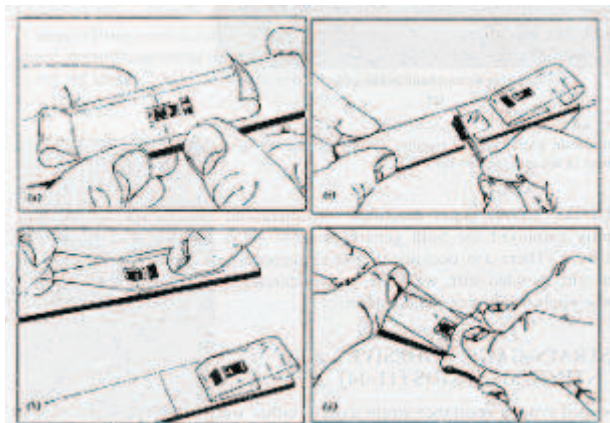
Colocar la galga en la posición ya marcada en el espécimen, auxiliándose de las guías de alineación, comenzando en un extremo de la cinta adhesiva.

Levantar el ensamble de la galga, con una inclinación de  $30^\circ$  hacia el frente comenzando del lado contrario a las terminales de la galga dejando el otro

extremo de la cinta pegada al espécimen. Aplicar una capa delgada de catalizador sobre el reverso de la galga y dejar secar.

Aplicar una gota de cemento al área de la galga sobre el espécimen, sosteniendo con una mano el extremo libre de la cinta, presionar el ensamble de la galga sobre el conjunto cinta - galga empezando por el extremo pegado de la cinta y usando un pedazo de papel desechable en un sólo sentido. Inmediatamente después, oprimir la galga firmemente para hacer contacto con la superficie usando el dedo pulgar.

Mantener la presión por 1 minuto. Esperar por lo menos dos minutos antes de quitar la cinta de la galga en forma tangente hacia atrás, comenzando del lado contrario a las terminales. Revisar con la pica que los extremos de la galga estén perfectamente pegados al espécimen. (Ruiz Rojas, 2005)

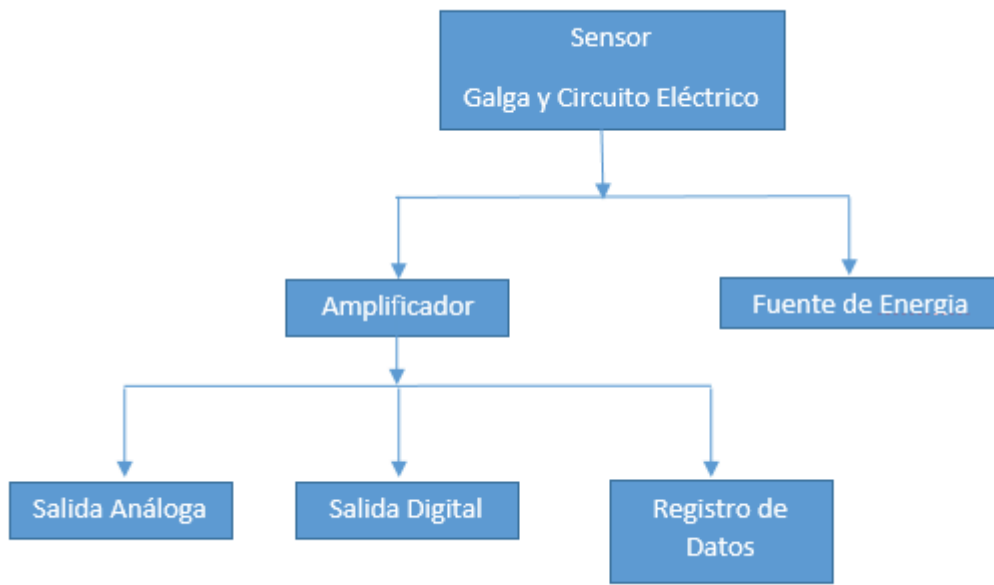


**Figura 19. Cementado de una galga extensiométrica**

*Fuente (Universidad Tecnológica de la Mixteca, Guillermo Ruiz, 2005)*

## **2.6. Componentes del sistema de adquisición de electrónica**

La galga cumple un papel crucial al crear la resistencia para su medición, sin embargo se necesita todo el sistema de adquisición para conseguir los datos y trabajar con ellos.



**Figura 20. Componentes del sistema de adquisición de una galga.**

## 2.7. Cálculo de deformaciones a través de la señal

Se debe tener en cuenta el factor de dilatación de las galgas o factor de galgas (GF), el cual se calcula como sigue:

$$GF = 1 + 2\nu + \frac{1}{e} \frac{\Delta\rho}{\rho}$$

Donde:

$\nu$  = Coeficiente de poisson

$e$  = Deformacion longitudinal

$\rho$  = Resistividad

Muchos materiales metales cuentan con una relación de poisson de 0.25 a 0.35, haciendo que el factor de galga fluctúe entre 1.5 y 5 dependiendo del cambio de resistividad.

Podemos expresar la deformación unitaria de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{\frac{\Delta R}{R}}{GF}$$

La deformación máxima medida por una galga, depende principalmente del esfuerzo de fluencia y del módulo de Elasticidad del material del cual están hechas; por lo tanto se puede hacer una relación entre la deformación en la superficie de estudio y la deformación máxima del material de la galga, para determinar la máxima deformación posible de medir:

$$\varepsilon = E * \sigma_{fl}$$

Donde:

$\varepsilon$  = Deformación del Material y de la galga.

$\sigma_{fl}$  = Esfuerzo de fluencia del Material.

$E$  = Modulo de Elasticidad.

## 2.8. Modelo CDM (Confiabilidad, Disponibilidad y Mantenibilidad)

Las palabras confiabilidad, disponibilidad y mantenibilidad, forman parte de la cotidianidad del mantenimiento. Si se analiza la definición moderna de mantenimiento, se verifica que la misión de este es “garantizar” la disponibilidad



de la función de los equipos e instalaciones, de tal modo que permita atender a un proceso de producción o de servicio con calidad, confiabilidad, seguridad, preservación del medio ambiente y del costo adecuado.

### **2.8.1. Confiabilidad**

La confiabilidad de un equipo es la probabilidad de que desempeñe satisfactoriamente las funciones para las que fue diseñado, durante el período de tiempo especificado y bajo las condiciones de operación dadas. La confiabilidad es una medida que resume cuantitativamente el perfil de funcionalidad de un elemento y ayuda en el momento de seleccionar un equipo entre varias alternativas.

#### **Función de confiabilidad**

La confiabilidad se define como la probabilidad  $Pr$  de que un componente funcione durante un periodo de tiempo  $t$ . esta función se puede expresar por una variable aleatoria continua  $T$  como el tiempo de falla del componente cuando  $T \geq 0$ . Se define por:

$$R(t) = Pr\{T \geq t\}$$

**Ecuación 25**

#### **Función de distribución de fallas acumuladas (No confiabilidad)**

Es la probabilidad de que un elemento no falle en el instante  $t$  o antes de  $t$ . Se define por:

$$F(t) = 1 - R(t) = Pr\{T < t\}$$

**Ecuación 26**

### **Función de densidad de probabilidad de fallas**

Esta función describe la forma de distribución de fallas y se emplea para estimar probabilidades de fallas.

Partiendo de la definición de la función de distribución de fallas acumuladas se obtiene la siguiente expresión:

$$F(t) = \int_0^t f(x)dx$$

Realizando los respectivos reemplazos se obtiene la función para estimar la confiabilidad de un equipo o sistema:

$$R(t) = 1 - F(t) = 1 - \int_0^t f(x)dx$$

**Ecuación 27**

### **Función de tasa de fallos**

Es la probabilidad de que un elemento que está funcionando en el instante  $t$  deje de funcionar.

La función de tasa de fallas  $\lambda(t)$  describe el comportamiento del número de fallas de una población por unidad de tiempo y se expresa así:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{1 - F(t)} = \frac{f(t)}{R(t)} = -\frac{d}{dt}(\ln R(t))$$

**Ecuación 28**

La función  $\lambda(t)$  es una característica única del variable tiempo para fallas de una población de componentes, equipos o sistemas.

### Tiempo medio para fallas (MTTF, siglas en ingles)

El tiempo medio a falla se define por:

$$MTTF = E(T) = \int_0^{\infty} tf(t)dt$$

**Ecuación 29**

El MTTF es el parámetro de interés en la selección del equipo y diseño de sistemas.

### Tiempo medio entre fallas (MTBF, siglas en Ingles)

Es la vida media del elemento y es la esperanza matemática del tiempo de funcionamiento hasta el fallo de un elemento cuya densidad de fallos es  $f(t)$ :  
(Melo Gonzales & Lara Hernández, 2009)

$$E(TBF) = MTBF = \int_0^{\infty} R(t)dt$$

**Ecuación 30**

### 2.8.2. Disponibilidad

La disponibilidad es una medida importante y útil en casos en que el usuario deba tomar decisiones para elegir un equipo entre varias alternativas. Para tomar una decisión objetiva con respecto a la adquisición del nuevo equipo, es necesario utilizar información que abarque todas las características relacionadas, entre ellas la disponibilidad, que es una medida que suministra una imagen más completa sobre el perfil de funcionalidad. La disponibilidad está basada únicamente en la distribución de fallas y la distribución de tiempo de reparación. (Mesa Granjales, Ortiz Sánchez, & Pinzón , 2006)

Esta puede ser usada como un parámetro para el diseño:

$$A = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR}$$

**Ecuación 31**

Donde A es la disponibilidad genérica, por su sigla en inglés.

### 2.8.3. Mantenibilidad

Se denomina mantenibilidad a la probabilidad de que un elemento, maquina o dispositivo, puedan regresar nuevamente a su estado de funcionamiento normal después de una avería, falla o interrupción productiva (funcional o de servicio), mediante una reparación que implica realizar acciones de mantenimiento, para eliminar las causas inmediatas que se generan la interrupción.

El tratamiento de la curva de mantenibilidad es similar al de la curva de confiabilidad; esta función se representa por  $M(t)$  e indica la probabilidad de que la función del sistema se recupere y el equipo se repare dentro de un tiempo definido  $t$  antes de un tiempo especificado total  $T$ . (García Garrido, 2010)

$$M(t) = P\{T \leq t\}$$

**Ecuación 32**

Dónde:

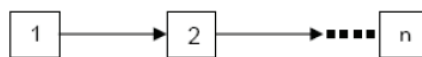
$M(t)$  Es la función de mantenibilidad o de reparación, la cual va aumentando en la medida que se incrementa el tiempo  $t$ .

#### 2.8.4. Diagrama de bloques de Confiabilidad

Ilustra la funcionalidad del sistema. En un diagrama de bloques se considera que cada elemento funciona o falla independientemente de los otros.

##### Sistema en serie

Si un sistema funciona si y solo si todos sus componentes funcionan, se dice que el sistema tiene una estructura en serie. Desde el punto de vista de confiabilidad, un sistema en serie es definido como aquel sistema en donde todos sus componentes deben operar para que el sistema en su totalidad opere. (Díaz Navarro, 2007)



**Figura 21. Estructura en serie**

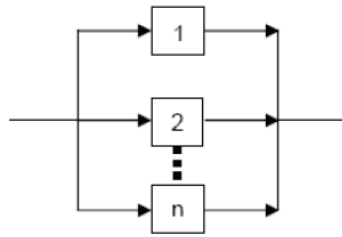
La confiabilidad en un sistema en serie viene dado por:

$$R_s = R(x_1) * R(x_2) \dots R(x_n)$$

**Ecuación 33**

##### Sistema en paralelo

Un sistema que funciona si al menos uno de sus componentes está funcionando se dice que tiene una estructura en paralelo. Desde el punto de vista de confiabilidad, un sistema en paralelo se define como aquel sistema en donde todos sus componentes deben fallar para que el sistema en su totalidad no opere. (Díaz Navarro, 2007)



**Figura 22. Estructura en paralelo**

La confiabilidad en un sistema en paralelo viene dado por:

$$R_s = 1 - [F(\bar{x}_1) * F(\bar{x}_2) \dots F(\bar{x}_n)]$$

**Ecuación 34**

### 2.8.5. Seguridad funcional

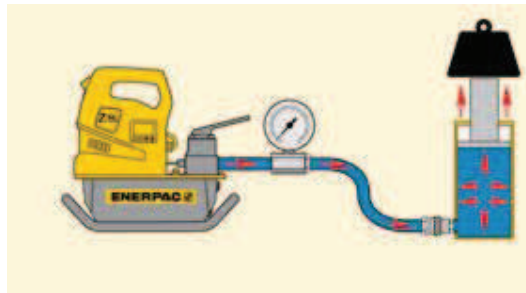
La seguridad funcional es la parte de la seguridad global que depende del funcionamiento correcto del proceso o equipo en respuesta a sus entradas. Esta cubre una amplia gama de dispositivos que son utilizados para crear sistemas de seguridad. Dispositivos tales como enclavamientos, cortinas de luz, relés de seguridad, PLC de seguridad, contactores de seguridad y variadores de seguridad se interconectan para formar un sistema de seguridad, el cual realiza una función específica con fines de seguridad. Esto es seguridad funcional. Por lo tanto, la seguridad funcional es muy importante para el control de peligros que surgen por el uso de máquinas sujetas a diferentes condiciones de operación.

La seguridad eléctrica, así como la protección ante incendios y radiológica, entre otros, no se engloban dentro de la seguridad funcional. (Automation, 2014)

### 2.9. Bombas hidráulicas manuales

### 2.9.1. Funcionamiento

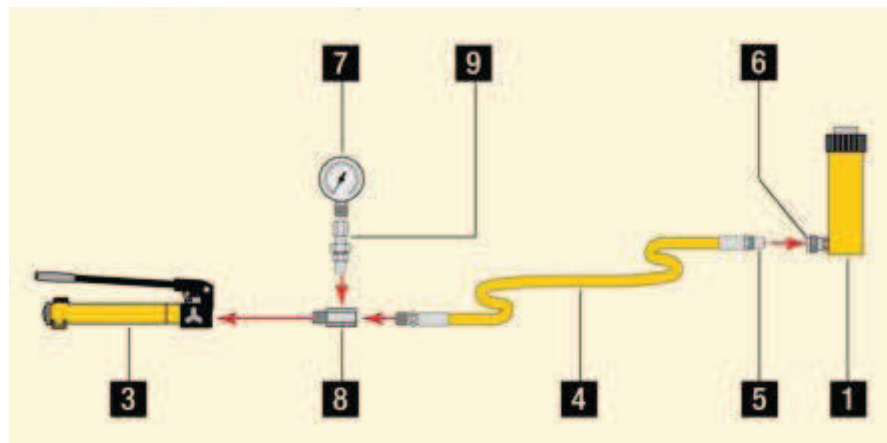
Debido a que el aceite hidráulico no es comprensible, nos permite transferir y multiplicar la fuerza utilizando una palanca como mecanismo de accionamiento del pistón para trasferir la fuerza mediante el conocido principio de pascal. (Tripod, 2007)



**Figura 23. Funcionamiento de una bomba manual.**

*Fuente (Catalogo de bombas livianas ENERPAC, 2013)*

### 2.9.2. Descripción de partes de una bomba manual



**Figura 24. Partes principales de una bomba manual hidráulica**

*Fuente (Catalogo de bombas livianas ENERPAC, 2013)*

#### 1.- Cilindro

Es al que se le va a aplicar la presión Interna.

**3.- Bomba manual**

Es la que genera el flujo del aceite hidráulico hacia el cilindro.

**4.- Manguera hidráulica**

Transporta el aceite hidráulico.

**5 y 6.- Acople macho y hembra respectivamente**

Sirve para una conexión rápida hacia los componentes del sistema.

**7.- Manómetro**

Muestra la presión a la que se encuentra sometido el cilindro.

**8.- Adaptador para manómetro**

Crea una fácil conexión al momento de realizar la instalación del manómetro.

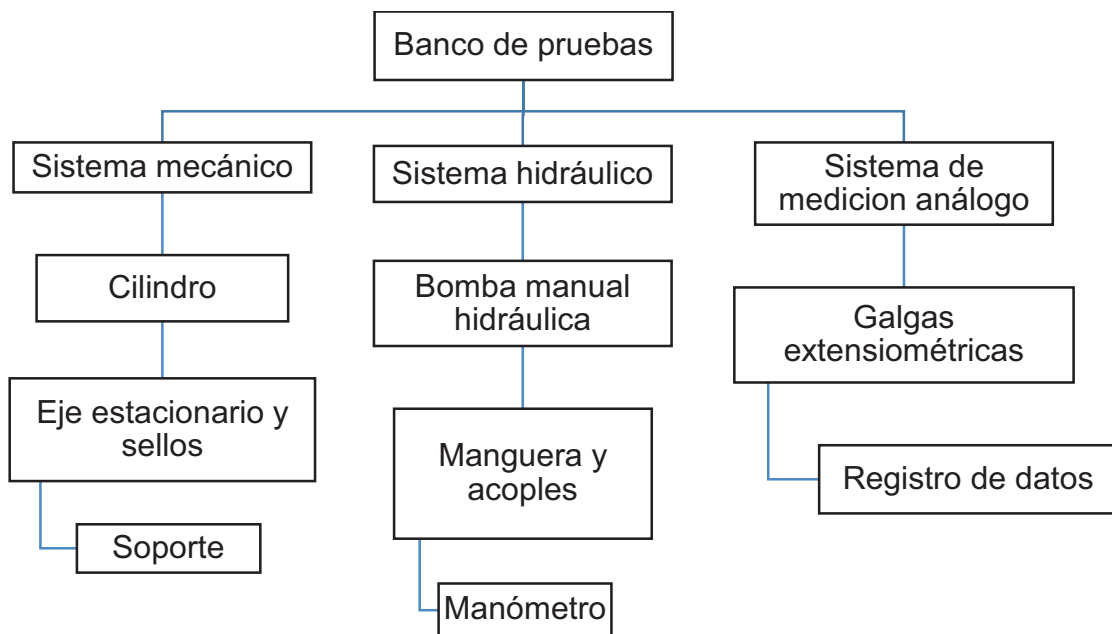
**9.- Conector giratorio**

Permite la alineación apropiada de las válvulas y / o medidores.

**CAPITULO 3****3. DISEÑO Y SELECCIÓN PARA EL BANCO DE PRUEBAS**



El equipo cuenta con los siguientes sistemas:



**Figura 25. Sistemas del banco de pruebas**

### 3.1. Dimensionamiento del sistema hidráulico

#### 3.1.1. Selección de la bomba manual.

La selección de la mejor alternativa se considerará entre los siguientes:

- Bomba manual hidráulica marca P.W, modelo P 59 L.
- Bomba manual hidráulica marca ENERPAC, modelo P-77

Para poder escoger la mejor alternativa de solución se la realizará en base a criterios de acuerdo a las necesidades del sistema, del laboratorio y factores económicos. A continuación se presentan en orden de importancia:

- Funcionalidad
- Disponibilidad de repuestos
- Control
- Rapidez de trabajo
- Mantenibilidad

– Costo

### Matriz para el análisis de valor: Bomba manual

Tabla N° 1.

### Matriz para el análisis de valor: Bomba manual

N°	Parámetros	1	2	3	4	5	6	n+1	S	WF
1	Funcionalidad		1	1	1	1	1	4,5	9,5	0,226
2	Disponibilidad de Rep.			1	1	1	1	4,5	8,5	0,202
3	Control				1	1	1	4,5	7,5	0,179
4	Rapidez de trabajo					1	1	4,5	6,5	0,155
5	Mantenibilidad						1	4,5	5,5	0,131
6	Costo							4,5	4,5	0,107
									42	1

### Matriz de decisión:

Tabla N° 2.

### Matriz de decisión: Bomba manual, ENERPAC - modelo P-77

N°	Parámetros	WF	1ra Alternativa		2ra Alternativa	
			RV	Pts.	RV	Pts.
			P.W, modelo P 59 L		ENERPAC, modelo P-77	
1	Funcionalidad	0,226	9	2,04	10	2,26
2	Disponibilidad de Rep.	0,202	8	1,62	10	2,02
3	Control	0,179	9	1,61	10	1,79
4	Rapidez de trabajo	0,155	9	1,39	10	1,55
5	Mantenibilidad	0,131	9	1,18	10	1,31
7	Costo	0,107	10	1,07	9	0,96
				8,90		9,89

Como se puede ver, la segunda opción es la más indicada: Adquirir la bomba hidráulica manual p-77.

### 3.1.2. Características principales de la bomba

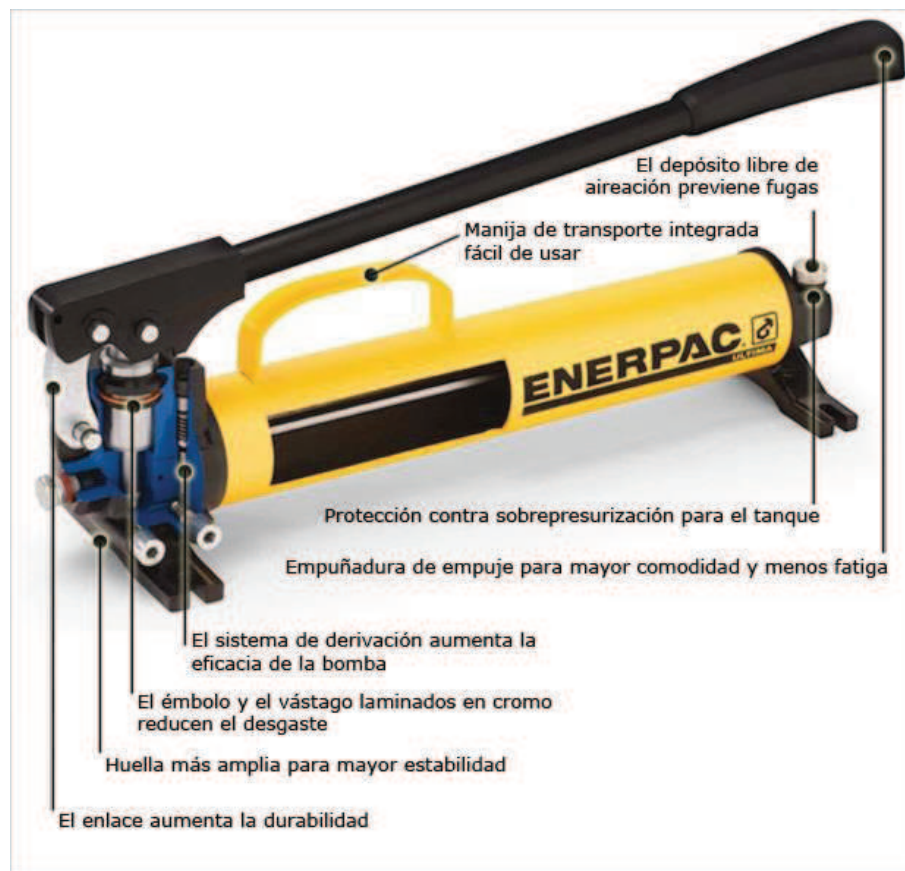


Figura 26. Descripción de bomba manual ENERPAC modelo: P-77

### 3.1.3. Selección de manguera hidráulica de alta presión

Se considera la siguiente manguera ya que es de fácil acceso y la de menor costo en el mercado ecuatoriano:

- Manguera Balflex 2SN – DN6

La selección de la manguera se basó en los siguientes criterios:

- Seguridad
- Flexibilidad
- Vida útil
- Presión máxima

- Costo

### Características de la manguera hidráulica:



**Figura 27. Manguera hidráulica de 5800psi**

- Para aplicaciones exigentes, con un factor de diseño de 4:1
- Presión máxima de servicio de 10,000 psi
- Dos capas de alambre de acero trenzado
- La envoltura exterior de poliuretano brinda máxima resistencia a la abrasión
- Presenta un bajo coeficiente de dilatación volumétrica cuando está bajo presión, que aumenta la eficiencia de todo el sistema

#### 3.1.3.1. Acoples para los extremos de la manguera

Acople de alto flujo de 3/8”:



**Figura 28. Acople hembra hidráulico 3/8”**

- Se recomienda su uso tanto para la bomba y el cilindro cuando lo permitan el espacio y la ubicación de las conexiones.

### 3.1.4. Medidor de presión – Manómetro



**Figura 29. Manómetro de 10 000 psi**

Características del manómetro:

- Calibrado con lectura en doble escala en psi y en kg/cm<sup>2</sup>
- Todas las piezas sensibles a la presión están selladas y amortiguadas con glicerina para prolongar su vida útil
- Incluyen disco de seguridad contra rupturas y membrana de igualación de presión
- Se recomienda el uso de válvulas de aguja o amortiguadores en las aplicaciones de ciclo frecuente

#### 3.1.4.1. Adaptador para manómetro



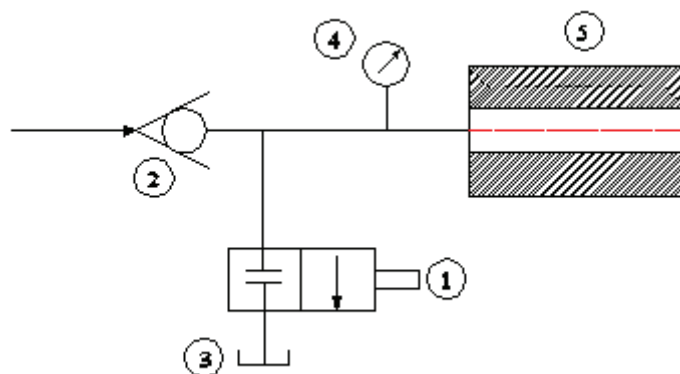
**Figura 30. Adaptador T para manómetro**

### Características:

- Para montar fácilmente un manómetro en su sistema
- Se atornilla el macho en la conexión en el cilindro; la hembra es compatible con una manguera o un acople; la tercera conexión es para conectar el manómetro.

### 3.1.5. Esquema hidráulico del sistema

Para elevar la presión la válvula 1, válvula de control de paso de dos vías, dos posiciones, está CERRADA, y la presión y el caudal de la bomba manual fluyen libremente a través de la válvula anti retorno 2 penetrando en el cilindro e incrementando su presión interna. Cuando la válvula 1 es abierta, el cilindro a través de la misma descarga al reservorio.



**Figura 31. Circuito hidráulico**

Dónde:

1. Válvula de control de 2 vías
2. Válvula unidireccional
3. Reservorio de aceite hidráulico
4. Manómetro

## 5. Cilindro de pared gruesa

### 3.2. Diseño del cilindro

#### 3.2.1. Material del cilindro

Debido a que se trata de un equipo didáctico en donde la deformación debe ser detectada por la galga extensiométrica pero dentro de la zona plástica del material, por este motivo se ha visto óptimo emplear como material el aluminio aleado ya que esta cumple con las sollicitaciones mecánicas, no se corroe con la humedad y posee una gran durabilidad a lo largo del tiempo.

**Tabla N° 3.**

#### Características Físicas del Material

Name	Aluminum	
General	Mass Density	2,71 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa

*Fuente (Autodesk Inventor, 2014)*

#### 3.2.2. Cálculo del espesor

Vamos a partir de un radio interno de 20 mm, un radio externo de 80 mm y una presión interna de 70 Mpa. Mediante el cálculo del factor de seguridad a lo largo de la pared del cilindro nos demostrara si es factible es el espesor que proponemos.

##### 3.2.2.1. Datos de diseño

**Tabla N° 4.**

#### Datos de diseño

Nombre del material	Aluminio aleado
Coefficiente de Poisson( $\mu$ )	0,33

<b>Radio interno (<math>r_i</math>)</b>	20 mm
<b>Radio externo (<math>r_o</math>)</b>	80 mm
<b>Módulo de elasticidad (E)</b>	71500 Mpa
<b>Límite de fluencia (<math>\sigma_{fl}</math>)</b>	280 Mpa
<b>Presión interna</b>	70 Mpa

Fuente (Catalogo Iván Bohman, 2013)

### 3.2.2.2. Esfuerzos radial y tangencial en la pared

Estos resultados se obtuvieron aplicando las deformaciones y esfuerzos para cilindros de pared gruesa, tomando al radio en intervalos de 5mm, obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla N° 5.

#### Resultados para las deformaciones y factor de seguridad en el espesor del cilindro

r(mm)	$\sigma_r$ (Mpa)	$\sigma_\theta$ (Mpa)	$\varepsilon_r$	$\varepsilon_\theta$	$\sigma'$	n
20	-70.00	79.33	-1.35E-03	1.43E-03	149.48	1.81
25	-43.12	52.45	-8.45E-04	9.33E-04	95.80	2.82
30	-28.52	37.85	-5.74E-04	6.61E-04	66.70	4.05
35	-19.71	29.05	-4.10E-04	4.97E-04	49.21	5.49
40	-14.00	23.33	-3.03E-04	3.91E-04	37.91	7.12
45	-10.08	19.42	-2.31E-04	3.18E-04	30.23	8.93
50	-7.28	16.61	-1.78E-04	2.66E-04	24.79	10.89
55	-5.21	14.54	-1.40E-04	2.27E-04	20.82	12.97
60	-3.63	12.96	-1.11E-04	1.98E-04	17.86	15.12
65	-2.40	11.74	-8.78E-05	1.75E-04	15.60	17.30
70	-1.43	10.76	-6.97E-05	1.57E-04	13.86	19.48
75	-0.64	9.98	-5.50E-05	1.42E-04	12.50	21.59
80	0.00	9.33	-4.31E-05	1.31E-04	11.43	23.62

Estos Factores de seguridad nos dan un indicativo que este espesor determinado es correcto ya que nos permitiría con facilidad diseñara la junta que se pretende para este cilindro.

### 3.2.2.3. Ejemplos de cálculo para los esfuerzos radial y tangencial

Se hará para un radio  $r = 35$  mm

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

Para el esfuerzo radial



$$\sigma_r = \frac{20^2 * 70}{80^2 - 20^2} \left( 1 - \frac{80^2}{35^2} \right)$$

$$\sigma_r = -19,714 \text{ Mpa}$$

Para el esfuerzo Tangencial:

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

$$\sigma_\theta = \frac{20^2 * 70}{80^2 - 20^2} \left( 1 + \frac{80^2}{35^2} \right)$$

$$\sigma_\theta = 29,048 \text{ Mpa}$$

Deformación Tangencial:

Deformación radial:

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

$$\varepsilon_r = \frac{1}{71500} (-19,71 - 0,33 * 29,05)$$

$$\varepsilon_r = -4,096 \times 10^{-4}$$

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

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{71500} (29,05 - 0,33 * (-19,714))$$

$$\varepsilon_\theta = 4,973 \times 10^{-4}$$

Esfuerzo de Von Mises:

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

$$\sigma_r = \sigma_2$$

$$\sigma_\theta = \sigma_1$$

$$\sigma_3 = 0$$

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

$$\sigma' = \left[ \frac{(29,048 + 19,714)^2 + (-19,714)^2 + (29,048)^2}{2} \right]^{1/2}$$

$$\sigma' = 49,21 \text{ Mpa}$$

El factor de seguridad viene dado de la siguiente manera:

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

$$n = \frac{270}{49,21}$$

$$n = 5,49$$

### 3.2.3. Diseño de un tipo junta para la unir las dos secciones del cilindro

Esta junta debe cumplir con requisitos muy indispensables tales como:

- Brindar la disposición para mantenimientos del sistema
- La junta debe ser sellada para que no exista ninguna fuga de aceite hidráulico
- Debe brindar facilidad en la colocación de los strain gauge.

#### 3.2.3.1. Establecimiento de la junta

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

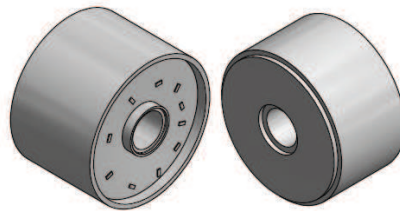


Figura 32. Propuesta de junta

#### 3.2.3.2. Análisis de la junta

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

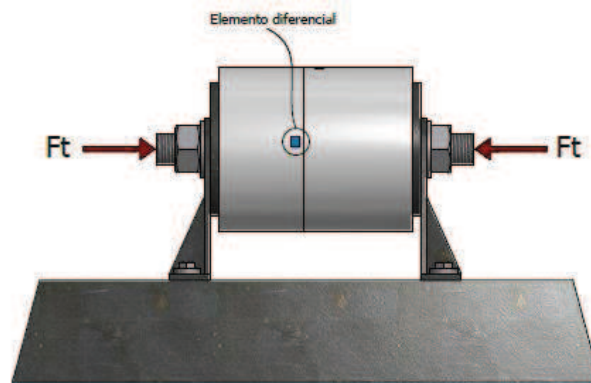


Figura 33. Fuerza axial en el cilindro.

Esfuerzos en el elemento diferencial:

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

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

$$\sigma_x = -\frac{Ft}{A}$$

Figura 34. Estado de esfuerzos principales

Para el esfuerzo de compresión en cualquier punto del cilindro:

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

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

Este valor es tomado de la siguiente tabla:

**Tabla N° 6.**

**Pares de apriete para tornillos métricos**

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

Fuente (Pares de aprietes, [www.lamaneta.com](http://www.lamaneta.com))

La fuerza de carga se obtiene de la siguiente fórmula:

$$T = k * Ft * d$$

Despejando Ft:

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

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

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

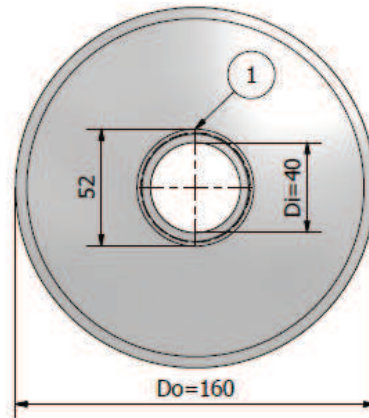
Encontramos el esfuerzo de compresión:

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

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

$$\sigma_x = -14.41 \text{ Mpa}$$

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



**Figura 35. Sección con un punto crítico.**

*Fuente (Propio)*

Para el ítem 1:  $r = 26 \text{ mm}$

Para el esfuerzo radial:

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

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

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

Para el esfuerzo Tangencial:

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

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

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

Esfuerzo de Von Mises:

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

$$\sigma_r = \sigma_2$$

$$\sigma_\theta = \sigma_1$$

$$\sigma_3 = \sigma_x$$

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

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

El factor de seguridad viene dado de la siguiente manera:

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

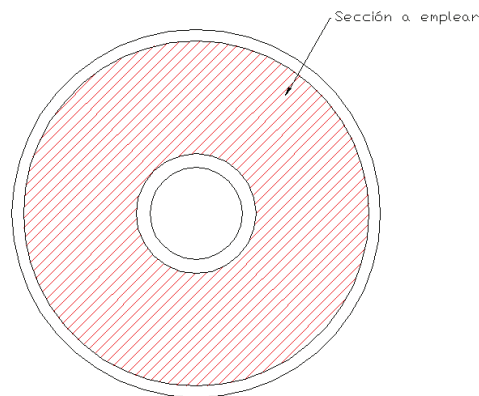
$$n = \frac{270}{78,86}$$

$$n = 3,42$$

Para la presión interna de 70 Mpa y la junta establecida, el esfuerzo calculado en el punto crítico nos lleva a determinar un factor de seguridad bastante alto. Entonces con estos cálculos establecemos que la junta propuesta es óptima para este banco de pruebas ya que a esta presión el cilindro sigue estando dentro de la zona elástica.

### **3.2.4. Sección a emplear para la disposición de las galgas extensiométricas**

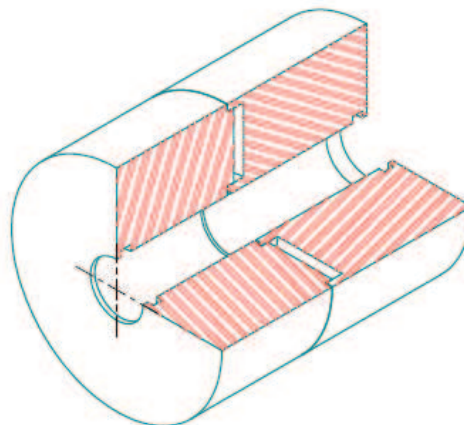
La sección a utilizarse será la que se muestra a continuación:



**Figura 36. Sección a emplear**

El sombreado rojo muestra la pared en donde se coloca los strain gauge y determinara el comportamiento de deformaciones unitarias y de esfuerzos.

### **3.2.5. Simulación de la junta propuesta.**



**Figura 37. Junta a simular**

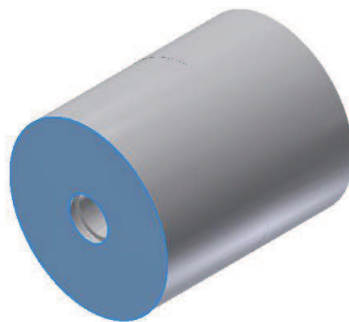
El software que se va a emplear para la simulación es el Autodesk Inventor 2014.

Como primer paso establecemos el material de la junta extraído de la librería del programa:

Name	Aluminum 7075	
General	Mass Density	2.81 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	145 MPa
	Ultimate Tensile Strength	276 MPa
Stress	Young's Modulus	71.7 GPa
	Poisson's Ratio	0.33 ul
	Shear Modulus	26.9549 GPa
Part Name(s)	Cil hembra mod1 Cil macho mod1 anillo press	

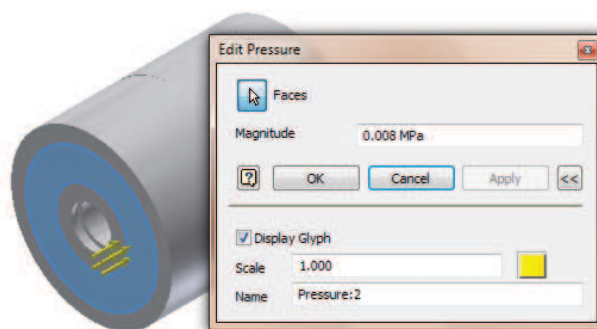
**Figura 38. Propiedades de aluminio 7075**

Definimos una restricción de empotramiento en un solo lado de la junta, así como se muestra:



**Figura 39. Restricción de empotramiento**

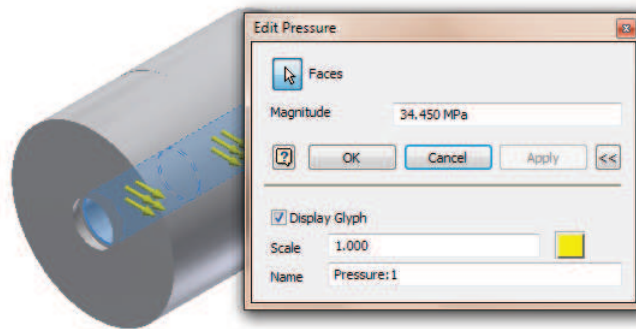
Aplicamos una presión de en el área donde se va a generar dedico al ajuste de las tuercas.



**Figura 40. Presión debido al ajuste de tuercas**

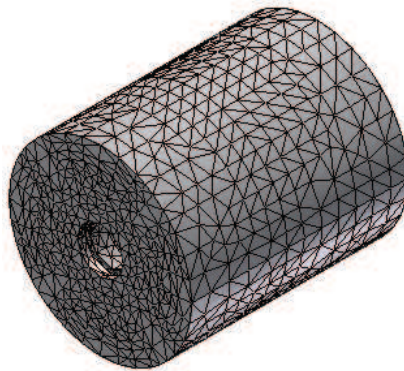
Para la presión interna de la junta se va a emplear 5000 psi como máximo, entonces definimos esta magnitud en el software.





**Figura 41. Presión interna en la junta**

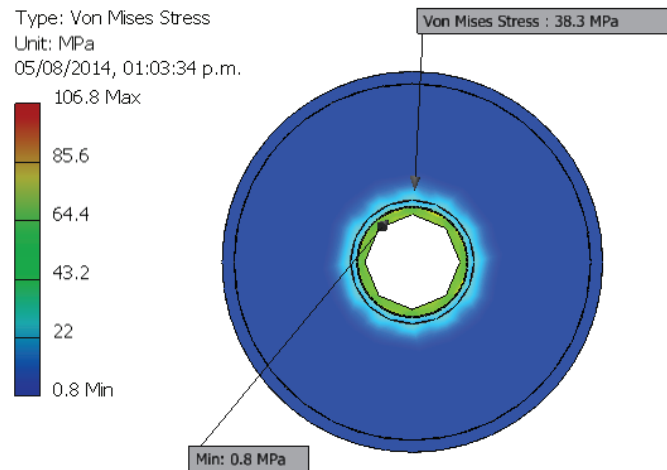
Se genera el mallado en el elemento



**Figura 42. Mallado de la junta**

### **3.2.5.1. Resultados obtenidos de la simulación de la junta del cilindro**

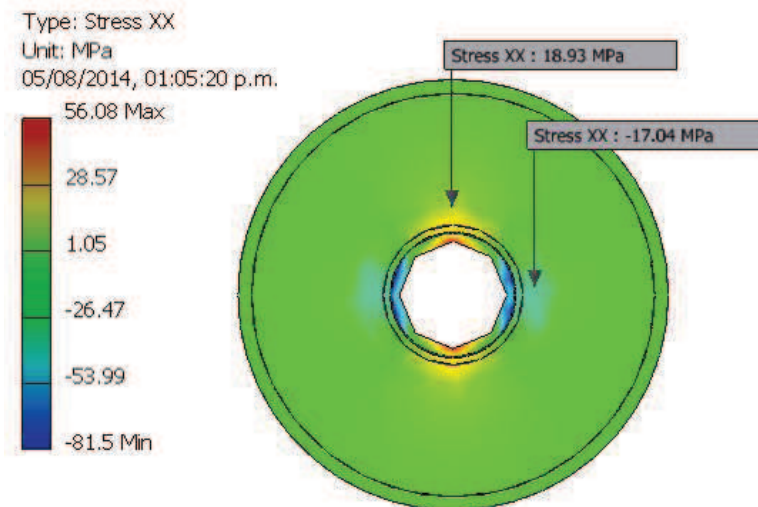
**Esfuerzos de von Mises obtenidos en la junta**



**Figura 43. Esfuerzos Obtenidos en la junta**

*Fuente (Autodesk Inventor, 2014)*

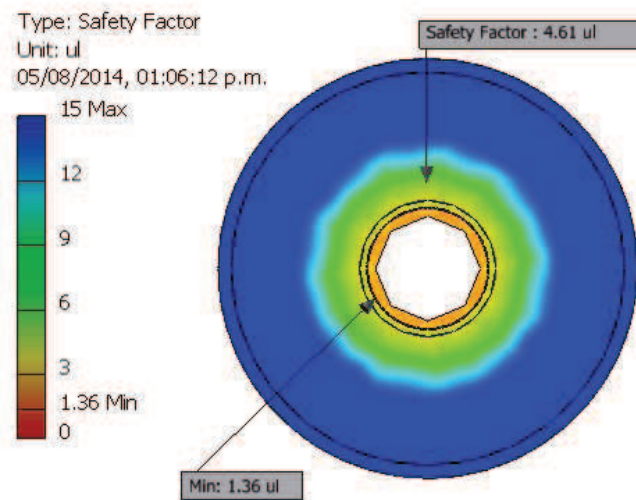
### Esfuerzos tangenciales radiales en la junta



**Figura 44. Esfuerzos radiales y tangenciales en la junta**

*Fuente (Autodesk Inventor, 2014)*

### Factor de seguridad en la junta



**Figura 45. Factor de seguridad en la junta**

*Fuente (Autodesk Inventor, 2014)*

### 3.3. Diseño del eje

Tiene como misión anular la tensión axial y también sirve como medio para el suministro de aceite para incrementar la presión en el cilindro mediante la bomba manual.

#### 3.3.1. Selección del material para el eje

Para seleccionar el material del eje se considerara las siguientes opciones:

- Eje acero SAE 1018,  $\varnothing = 1 \frac{3}{4}$  pulg
- Eje acero inoxidable,  $\varnothing = 1 \frac{3}{4}$  pulg

A continuación se presentan en orden de importancia:

- Resistencia mecánica
- Ciclo de trabajo
- Mecanizado
- Resistencia a la corrosión
- Costo

### Matriz para el análisis de valor: Eje

Tabla N° 7.

### Matriz para el análisis de valor: Eje

N°	Parámetro	1	2	3	4	5	n+1	S	WF
1	Resistencia mecánica		1	1	1	1	2	6	0,3
2	Ciclo de trabajo			1	1	1	2	5	0,25
3	Mecanizado				1	1	2	4	0,2
4	Resistencia a la corrosión					1	2	3	0,15
5	Costo						2	2	0,1
								20	1

### Matriz de decisión: Eje

Tabla N° 8.

### Matriz de decisión: Eje

N°	Parámetro	WF	1ra Alternativa			2ra Alternativa	
			SAE 1018, $\phi=1 \frac{3}{4}$			RV	Pts.
1	Resistencia mecánica	0,3	8	2,4	10	3	
2	Ciclo de trabajo	0,25	10	2,5	10	2,5	
3	Mecanizado	0,2	10	2	7	1,4	
4	Resistencia a la corrosión	0,15	8	1,2	10	1,5	
5	Costo	0,1	10	1	5	0,5	
				<b>9,1</b>		<b>8,9</b>	

La primera opción es la más indicada: Acero SAE 1018.

### 3.3.2. Propiedades del material a emplear para el eje

Debido a la durabilidad que debe presentar el equipo se va a emplear acero SAE 1018 ya que este posee una alta ductilidad, resistencia y presenta un acabado de superficie estético.

### Propiedades del material

Tabla N° 9.

### Propiedades mecánicas del Acero SAE 1018

TIPO DE PROCESO Y ACABADO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN			LÍMITE DE FLUENCIA			ALARGAMIENTO EN 2" %	REDUCCIÓN DE ÁREA %	DUREZA BRINELL	RELACIÓN DE MAQUINABILIDAD 1212 EF = 100%
	MPa (kgf/mm <sup>2</sup> )	Ksi		MPa (kgf/mm <sup>2</sup> )	Ksi					
CALIENTE Y MAQUINADO	400	41	58	220	22	32	25	50	116	70
ESTIRADO EN FRÍO	440	45	64	370	38	54	15	40	126	

Fuente (<http://www.repind.com.mx>)

### 3.3.3. Dimensionamiento del eje

Las dimensiones se establecen de acuerdo a las medidas del cilindro y también en cuanto a los requerimientos mecánicos solicitados para este equipo.

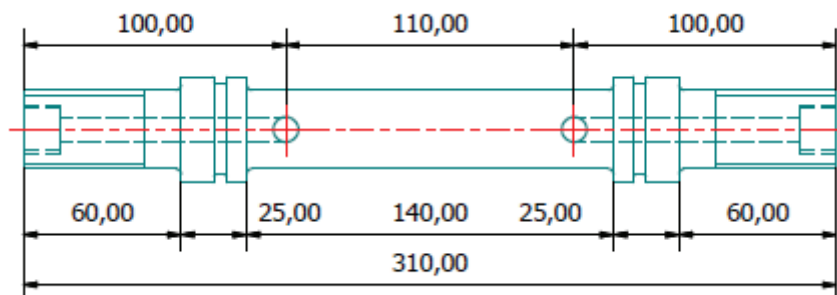
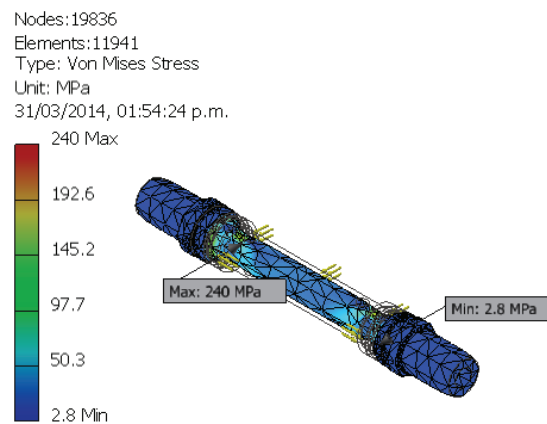


Figura 46. Dimensiones del eje.

### 3.3.4. Simulación del eje sometido a presión

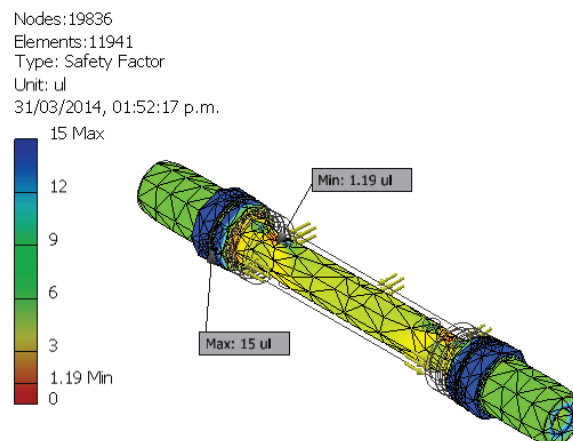
## Esfuerzos de von-Mises en el eje



**Figura 47. Esfuerzo de von-Mises del eje.**

*Fuente (Autodesk Inventor, 2014)*

## Factor de seguridad



**Figura 48. Factor de seguridad en el eje.**

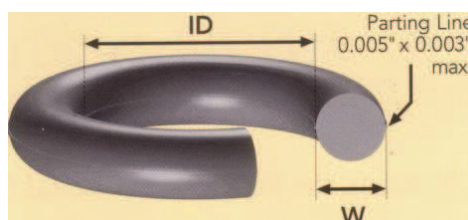
*Fuente (Autodesk Inventor, 2014)*

Las medidas planteadas para este eje son factibles ya que el factor de seguridad crítico es de aproximadamente 1,19.

### 3.3.4.1. Selección de o-rings para el eje

Un O-Ring es el elemento más accesible y eficaz para prevenir la fuga de fluidos bajo distintas condiciones de servicio.

Dimensiones de los o-ring de acuerdo a la norma ISO 3601



**Figura 49. Esquema del o-ring**

*Fuente (Catalogo de O-rings ISO, 2012)*

**Tabla N° 10.**

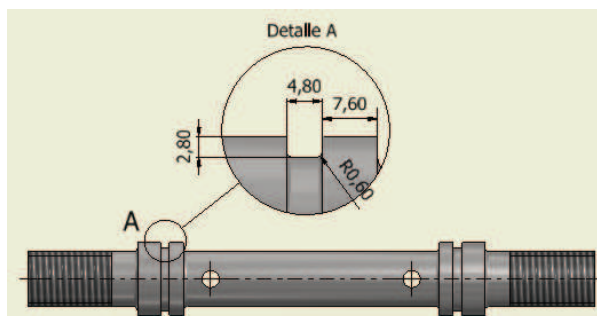
**Dimensiones de los o-ring empleados**

Dimensiones de los o-ring usados			
Denominación	ID (mm)	W (mm)	Ubicación
<b>C0325</b>	32,50	3,55	Eje
<b>D 0400</b>	40,00	3,55	Cilindro
<b>C0412</b>	41,20	3,55	Cilindro

**3.3.4.1.1. Dimensionamiento del alojamiento: Norma ISO 3601**

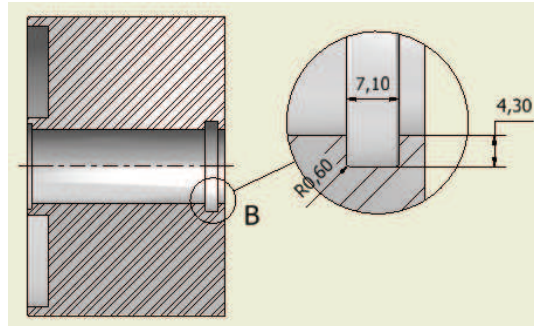
La acción de sellado del O-Ring se materializa mediante la deformación de su sección "W", obtenida a través de un correcto diseño de su alojamiento.

Las dimensiones de las dos ranuras en el eje son las siguientes:



**Figura 50. Alojamiento de o-ring – eje**

Las dimensiones de la ranura en los cilindros macho y hembra son las siguientes:

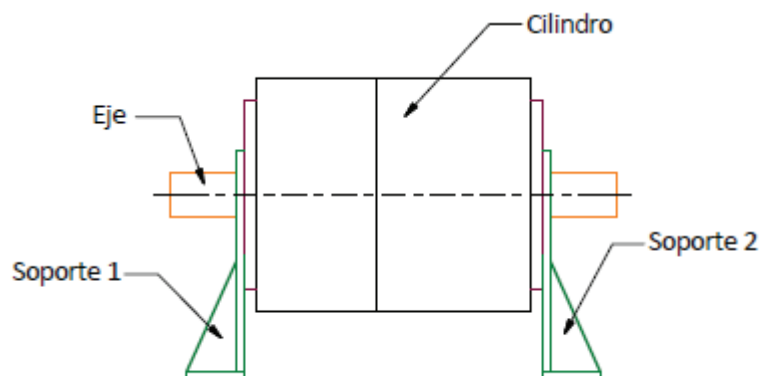


**Figura 51. Alojamiento de o-ring – cilindro**

En alojamientos existentes, el ancho debe garantizar una deformación de la sección "W", no inferior a 0.25 mm en valor absoluto. La terminación superficial del alojamiento debe ser de 32  $\mu$ inches para superficies estáticas.

### 3.4. Diseño del soporte del cilindro

La estructura a la cual va estar soportado el cilindro y el eje es en los soportes 1 y 2 que se muestran en la figura:



**Figura 52. Soportes del cilindro**

*Fuente (Propio)*



### 3.4.1. Selección del material a emplear en la estructura

El acero recomendado para este tipo de soportes es el ASTM – A 36 en plancha de espesor 8 mm, debido a que el costo es muy bajo, es de fácil acceso en el mercado y presenta gran durabilidad si es que a la superficie de la estructura se la cubre con pintura anticorrosiva.

### 3.4.2. Cargas asignadas al soporte

Masa del cilindro:

$$m_c = \rho * \frac{\pi}{4} * [\phi_o^2 - \phi_i^2] * L$$

$$m_c = 2700 \frac{Kg}{m^3} * \frac{\pi}{4} * [0,160^2 - 0,030^2] * 0,190m$$

$$m_c = 9,95 Kg$$

Masa del eje estático:

$$Volumen = 2,4145x10^{-4} m^3$$

$$m_e = \rho * Volumen$$

$$m_e = 2700 \frac{Kg}{m^3} * 2,4145x10^{-4} m^3$$

$$m_e = 0,6543 Kg$$

Masa total del equipo:

$$m_T = m_c + m_e$$

$$m_T = 9,95 + 0,6543$$

$$m_T = 10,60 Kg$$

Peso del cilindro y eje:

$$Wt = m_T * 9,81 m/s^2$$

$$Wt = 10,61Kg * 9,81 m/s^2$$

$$Wt = 104,084 N$$

### 3.4.3. Análisis de los soportes

Se puede determinar que los soportes presentan dos cargas: el peso del cilindro y eje.

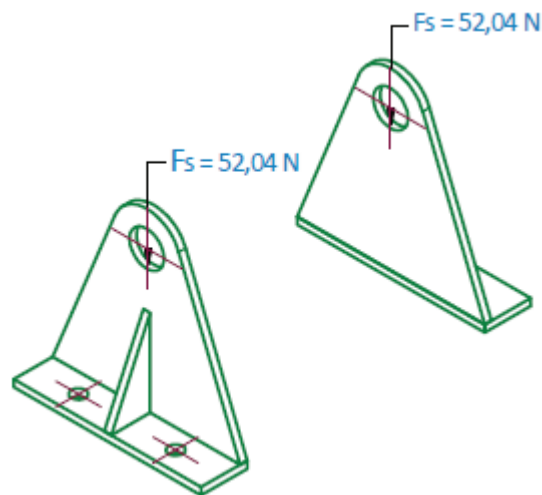


Figura 53. Cargas para los soportes

### 3.4.4. Carga máxima recomendada en los soportes.

La fuerza que va a soportar cada soporte es la mitad del peso total del cilindro y el eje.

$$F_s = \frac{Wt}{2} = \frac{104,084 \text{ N}}{2}$$

$$F_s = 52,04$$

Como carga máxima queda establecido que puede ser cualquier fuerza mayor a la establecida siempre y cuando esta no rebase el límite de fluencia del material (248 Mpa).

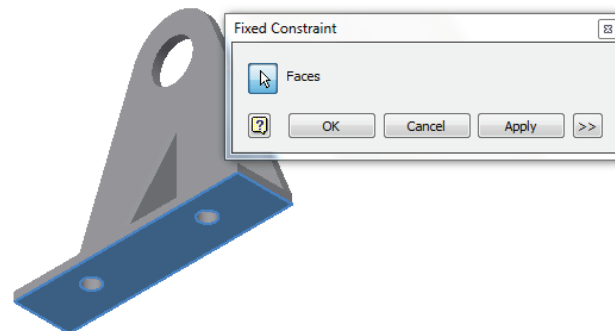
### 3.4.5. Simulación de los soportes

Se define el material a emplear

Name	Steel ASTM A36	
General	Mass Density	7,84905 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	248,225 MPa
	Ultimate Tensile Strength	399,9 MPa
Stress	Young's Modulus	199,959 GPa
	Poisson's Ratio	0,3 ul
	Shear Modulus	76,9073 GPa

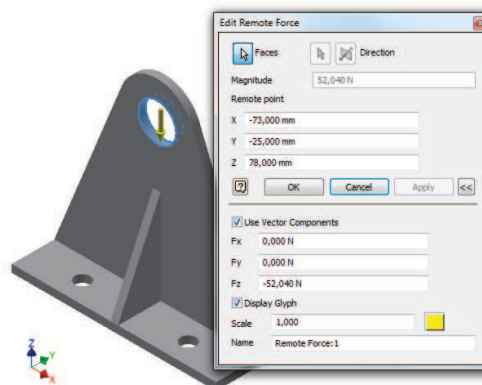
**Figura 54. Propiedades del acero A 36**

Fijamos la base del soporte



**Figura 55. Fijacion para el soporte**

Se introduce la carga de 52,04 N mediante la opcion de "Remote Force"

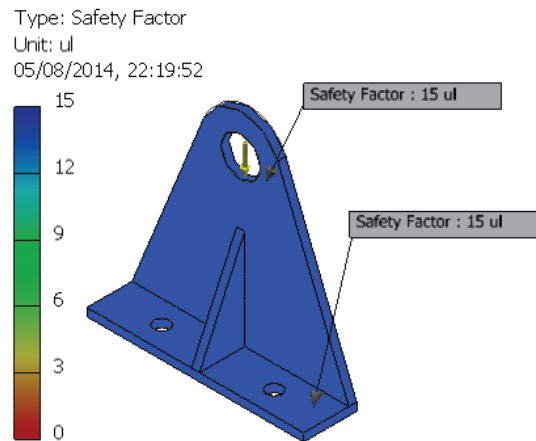


**Figura 56. Carga de 52,04 N para el soporte**

Se realiza el mallado automático que el software establece y se realiza la simulación.

## Resultados obtenidos de la simulación del soporte

El factor de seguridad es el que determina si es factible utilizar este soporte



**Figura 57. Factor de seguridad del soporte**

Por lo tanto es factible emplear este soporte para el equipo ya que posee un factor de seguridad de 15.

### 3.5. Diseño por confiabilidad, disponibilidad y mantenibilidad de principales elementos del banco

Los elementos principales del banco de pruebas son: la bomba manual, el eje y el cilindro. Para estos se realizará el respectivo análisis para un periodo de 10 años.

Para cada periodo de mediciones que se realicen con el equipo tardara un tiempo promedio de 30 minutos. Se estima que por cada semestre 12 grupos de estudiantes realizarán mediciones en el equipo. Por lo tanto el tiempo de operación para 10 años será:

$$\text{Tiempo de operacion} = 12 \frac{\text{grupos}}{\text{semestre}} * 20 \text{ semestres} * \frac{1}{2} \frac{h}{\text{grupo}}$$

$$\text{Tiempo de operacion} = 120 \text{ horas}$$

### Confiabilidad para el eje:

El eje posee o-ring los cuales a cierto periodo de funcionamiento requieren que se los reemplacen para así no perder la hermeticidad en la junta del cilindro. Es por ello que se estima que va a existir 3 fallos durante el periodo de 120 horas.

Razón de fallo por hora:

$$\lambda = \frac{\text{Numero de fallos}}{\text{Tiempo total de operacion}} = \frac{3}{120}$$

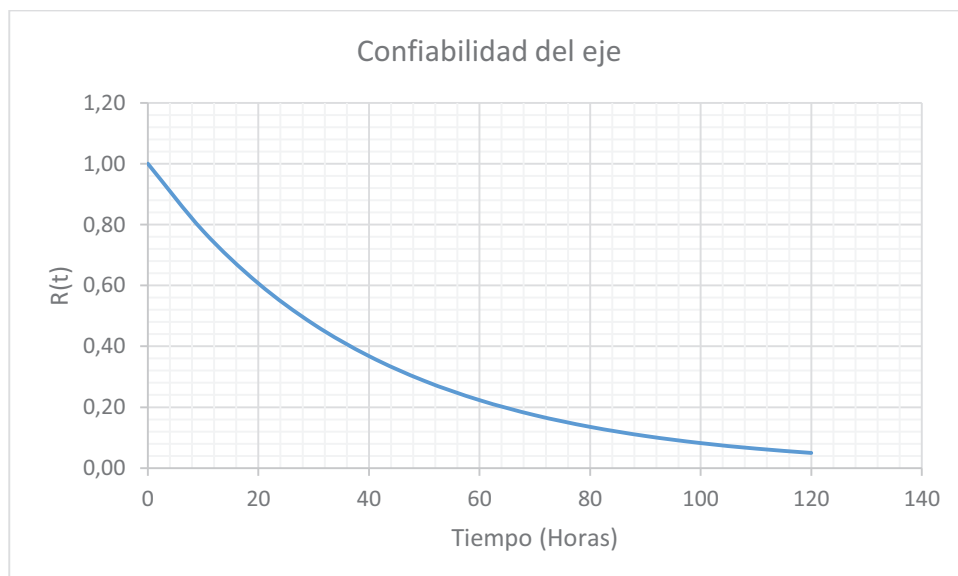
El MTBF es:

$$MTBF = \frac{1}{\lambda} = \frac{1}{\frac{3}{120}}$$

$$MTBF = 40 \text{ horas}$$

La función de confiabilidad para el eje es:

$$R(t) = e^{\frac{-t}{40}}$$



### Figura 58. Distribución de confiabilidad en el eje

#### Disponibilidad inherente del eje:

$$A_i = \frac{MTTF}{MTTF + MTTR}$$

El MTTR se estima que será de una 1 hora

$$A_i = \frac{40}{40 + 1}$$

$$A_i = 0.976$$

#### Confiabilidad para el cilindro:

Este elemento está compuesto por los strain gauge los cuales a cierto tiempo de funcionamiento empiezan a presentar inestabilidad en la señal, es por esto que se asume que el número fallos sea 4, es decir:

Razón de fallo por hora:

$$\lambda = \frac{\text{Numero de fallos}}{\text{Tiempo total de operacion}} = \frac{4}{120}$$

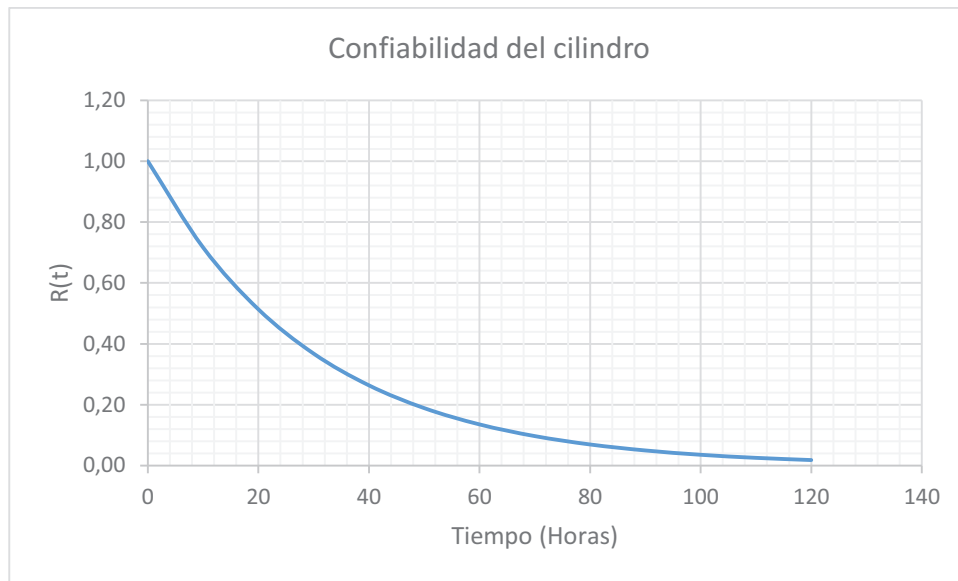
El MTBF es:

$$MTBF = \frac{1}{\lambda} = \frac{1}{\frac{4}{120}}$$

$$MTBF = 30 \text{ horas}$$

La función de confiabilidad para el eje es:

$$R(t) = e^{\frac{-t}{MTBF}}$$



**Figura 59. Distribución de confiabilidad en el cilindro**

La confiabilidad del cilindro para 10 horas es:

$$R(t) = e^{\frac{-10}{30}}$$

$$R(t) = 0,716$$

**Disponibilidad inherente para el cilindro:**

El MTTR se estima que será de 2 horas:

$$A_i = \frac{30}{30 + 2}$$

$$A_i = 0,938$$

**Confiabilidad para la bomba manual**

La bomba está diseñada para soportar largos ciclos de trabajo ya que es robusta y presenta un buen rendimiento a momento de operarla. Pero necesita que se le realice sus respectivos mantenimientos correctivos cada año al menos. Es por esto que durante las 120 horas de funcionamiento se considerará una falla al menos, quedando su confiabilidad de esta manera:

Razón de fallo por hora:

$$\lambda = \frac{\text{Numero de fallos}}{\text{Tiempo total de operacion}} = \frac{1}{120}$$

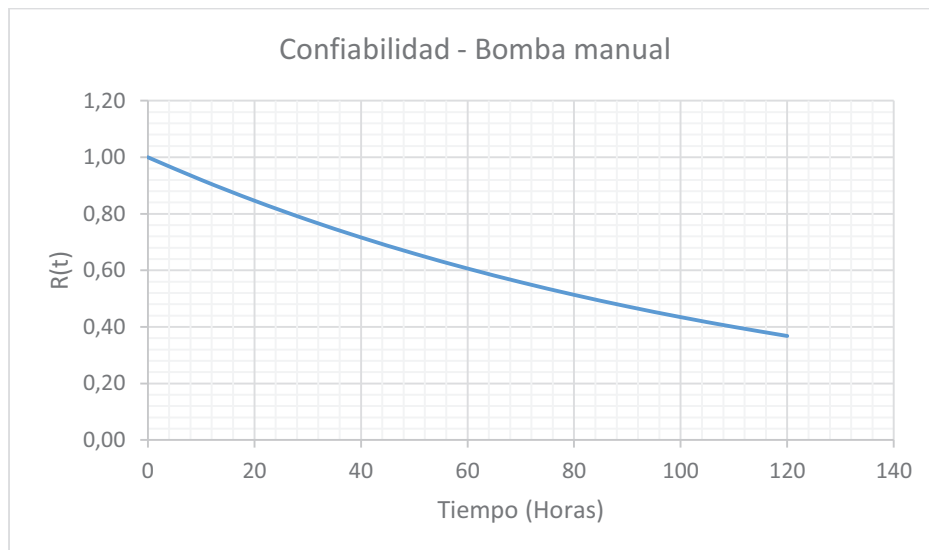
El MTBF es:

$$MTBF = \frac{1}{\lambda} = \frac{1}{\frac{1}{120}}$$

$$MTBF = 120 \text{ horas}$$

La función de confiabilidad para la bomba es:

$$R(t) = e^{\frac{-t}{120}}$$



**Figura 60. Distribución de confiabilidad en la bomba manual**

**Disponibilidad inherente para la bomba manual:**

El MTTR se estima que será de 4 horas:

$$A_i = \frac{120}{120 + 4}$$

$$A_i = 0.967$$



Los tres elementos mecánicos descritos anteriormente por medio de la confiabilidad se encuentra trabajando conjuntamente, es decir estos sistemas se encuentran ubicados en serie.



**Figura 61. Diagrama de bloque en serie para el sistema**

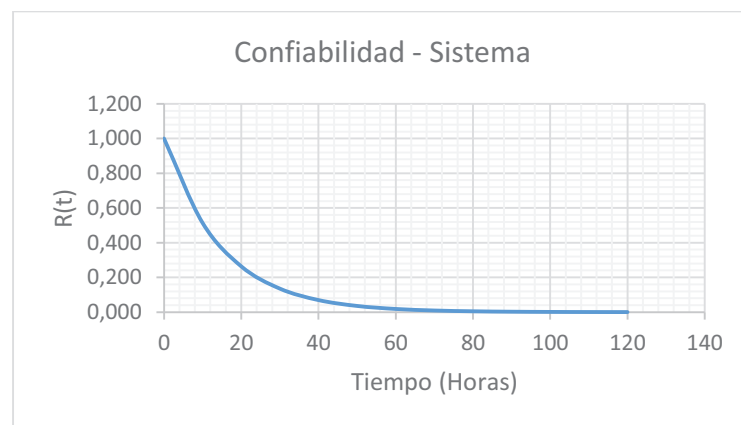
La confiabilidad de todo el sistema es la siguiente:

$$R_s = R(\text{Bomba}) * R(\text{Eje}) * R(\text{Cilindro})$$

$$R_s = e^{\frac{-t}{120}} * e^{\frac{-t}{40}} * e^{\frac{-t}{30}}$$

$$R_s = e^{\frac{-t}{15}}$$

La función de confiabilidad para todo el sistema es la siguiente:



**Figura 62. Distribución de confiabilidad en la bomba manual**

Esto quiere decir que la probabilidad de que el sistema se mantenga funcionando correctamente para 120 horas es 51,38%.

### 3.6. Sistema de medición análogo /electrónico

#### 3.6.1. Selección de las galgas extensiométricas

La selección de la mejor alternativa se considerará los siguientes tipos de galgas encontradas en el mercado:

- SGD-1.5/120- LY11
- SGD-3/120- LY13
- SGD-5/350- LY11

A continuación se presentan en orden de importancia de acuerdo al criterio de acuerdo al sistema:

- Dimensiones
- Sensibilidad
- Facilidad de montaje
- Durabilidad

#### Matriz para el análisis de valor: Galga extensiométrica

Tabla N° 11.

#### Matriz para el análisis de valor: Galga extensiométrica

N°	Parámetros	1	2	3	4	5	n+1	S	WF
1	Dimensión		0,5	1	1	1	1	4,5	0,321
2	Sensibilidad	0,5		1	1	1	1	4,5	0,321
3	Facilidad de instalación				1	1	1	3	0,214
4	Durabilidad						1	1	0,071
5	Costo						1	1	0,071
							Total	14	1

#### Matriz de decisión: Galga extensiométrica

Tabla N° 12.

#### Matriz de decisión: Galga extensiométrica

	1ra Alternativa	2da Alternativa	3ra Alternativa
--	-----------------	-----------------	-----------------

N°	Parámetros	WF	SGD-1.5/120-LY11			SGD-3/120-LY13		SGD-5/350-LY11	
			RV	Pts.		RV	Pts.	RV	Pts.
1	Dimensión	0,321	8	2,57	10	3,21	7	2,25	
2	Sensibilidad	0,321	8	2,57	9	2,89	9	2,89	
3	Facilidad de instalación	0,214	8	1,71	9	1,93	7	1,50	
4	Durabilidad	0,071	8	0,57	9	0,64	8	0,57	
5	Costo	0,071	8	0,57	9	0,64	7	0,50	
				8,00		9,32		7,71	

Como se puede ver, la segunda opción es la más indicada: se trata de la galga extensiométrica SGD-3/120-LY13 de marca Omega.

### 3.6.2. Especificaciones técnicas de la galga extensiométrica

Se va a medir deformaciones longitudinales, radiales y tangenciales, por lo tanto estas solo tiene un sentido, es decir posee deformación uniaxial.

Características y especificaciones técnicas de la galga:

**Tabla N° 13.**

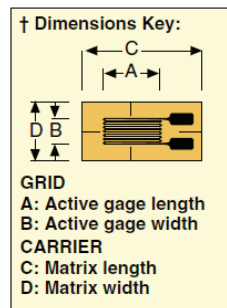
#### Datos de la galga extensiométrica

<b>Marca</b>	<b>OMEGA</b>
<b>Modelo</b>	SGD-3/120-LY13
<b>Resistencia</b>	120 Ohmios
<b>Factor de galga</b>	2.02
<b>Tolerancia</b>	± 0,35%

*Fuente (Cátalo de galgas extensiométricas, Omega)*

#### 3.6.2.1. Dimensiones de la galga

Existe una gran variedad de medidas de galgas. Estas medidas vienen dadas por el siguiente esquema:





**Figura 63. Esquema de dimensiones de una galga**

*Fuente (Cátalo de galgas extensiométricas, Omega)*

En la siguiente figura se muestra las dimensiones de la galga en donde se encuentra el modelo de galga SGD-3/120 – LY13 que se va a emplear:

To Order Visit [omega.com/sgd\\_linear1-axis](http://omega.com/sgd_linear1-axis) for Pricing and Details



	MODEL NO.	NOM. RESISTANCE (Ω)	DIMENSIONS mm (Inch) <sup>†</sup>				MAX V* (Vrms)	TERMINATION	TEMP COMP	TERM PAD
			GRID		CARRIER					
			A	B	C	D				
Shown actual size 7.80 mm  Leads not shown	SGD-3/120-LY11	120					4	Ribbon Leads	ST	BTP-3
	SGD-3/120-LY13	120	3.00 (0.118)	1.50 (0.059)	7.80 (0.307)	3.80 (0.150)	5.5	Ribbon Leads	AL	
	SGD-3/120-LY41	120	Linear pattern, grid width narrow 120 Ω				4	Solder Pads	ST	
	SGD-3/120-LY43	120					5.5	Solder Pads	AL	

**Figura 64. Detalles y dimensiones de galgas**

*Fuente (Cátalo de galgas extensiométricas, Omega)*

### 3.6.3. Alcance de medición de la galga

La galga posee una resistencia de 120 ohmios, con esta podemos determinar la máxima deformación que puede medir el sensor:

$$\delta R = R * \varepsilon * GF$$

$$\varepsilon = \frac{\delta R}{R * GF} = \frac{120}{120 * 2}$$

$$\varepsilon = 0,5 \frac{m}{m}$$

Por la ley de Hooke podemos establecer el esfuerzo máximo que mide la galga:

$$\sigma = \varepsilon * E$$

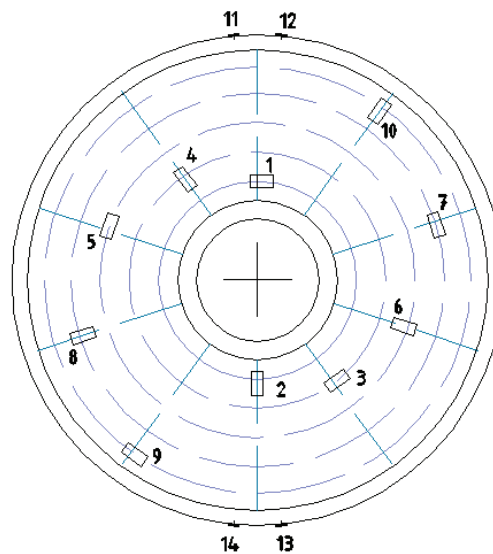
$$\sigma = 0,5 \frac{m}{m} * 71500 \text{ Mpa}$$

$$\sigma = 35750 \text{ Mpa}$$

Para nuestro equipo existe un esfuerzo máximo tangencial de 80 Mpa, por lo tanto la galga seleccionada es la indicada para medir las deformaciones en la sección del cilindro.

### 3.6.4. Posicionamiento de las galgas extensiométricas

Se desea tener una amplia gama de datos en donde se pueda conocer el comportamiento de las deformaciones a lo largo de la pared del cilindro y para esto se ubicara a las galgas a distintos radios.



**Figura 65. Disposición de las galgas extensiométricas**

A continuación se mostrará una tabla indicando el radio y el tipo de galga que se ha dispuesto:

**Tabla N° 14.**

**Posición de las galgas extensiométricas**

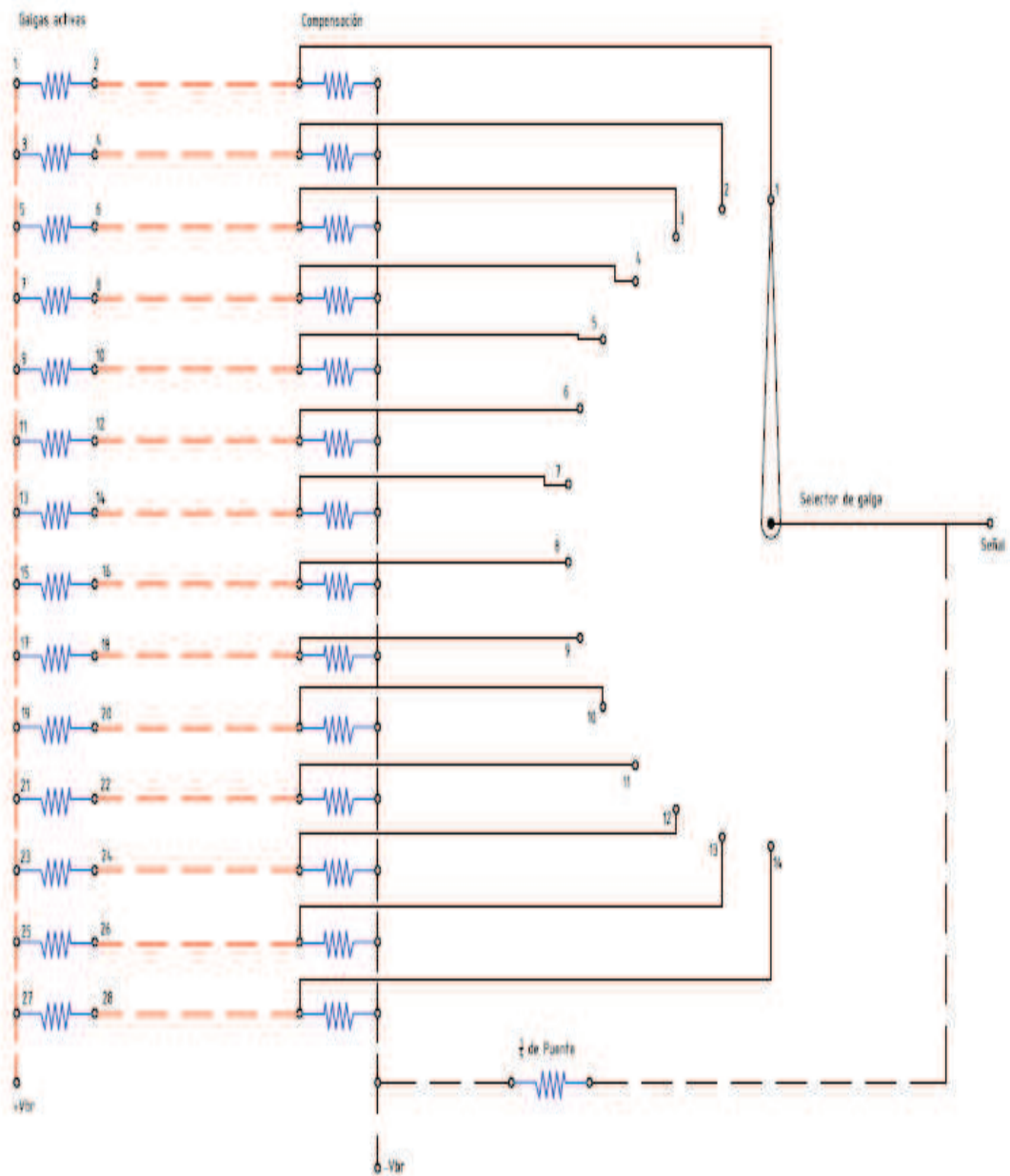
Numero de galga	Radio (mm)	Tipo
1	32	Tangencial
2	32	Radial
3	42	Tangencial
4	42	Radial
5	51	Tangencial
6	51	Radial
7	61	Tangencial
8	61	Radial
9	70	Tangencial
10	70	Radial
11	80	Longitudinal
12	80	Circunferencial
13	80	Longitudinal
14	80	Circunferencial

### 3.6.5. Conexiones para la medición de deformaciones unitarias

Esta conexión tiene un puente de 1/4 y este posee resistor para completación, que puede ser usado para cada una de las galgas activas. Para este caso solo se conecta el socket del lado izquierdo del selector TQ – E 18 y se conecta el resistor de alta estabilidad en el socket marcado 1/4 BRIDGE en la parte frontal del selector. Dicho resistor debe ser del mismo valor nominal de resistencia de las galgas activas.



Figura 66. Selector TQ-E18



**Figura 67. Diagrama eléctrico de las galgas**

*Fuente (Propio)*

Una vez conectado el socket al selector E-18, se conectan los cables de conexión con el medidor de deformaciones E-10 desde el output del selector como se muestra a continuación:



**Figura 68. Conexión al equipo E-10**

Se conecta el resistor en el selector de galgas



**Figura 69. Conexión del resistor**

Una vez hecho todas las conexiones los componentes deben quedar de esta manera:



**Figura 70. Esquema de conexión para el medidor E-1**



## **CAPITULO 4**

### **4. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DEL EQUIPO**

#### **4.1. Introducción**

Una vez ya determinado el análisis, diseño y selección de los materiales que constituyen el equipo; se procede con la construcción de cada una de las piezas mecánicas. Tomando en cuenta el uso de materiales y elementos constitutivos que se encuentren en el mercado de nuestro país.

#### **4.2. Construcción del equipo**

Haciendo uso de los respectivos planos de conjunto y detalle realizados bajo normas técnicas de dibujo mecánico para que sean fácil de interpretar y que ha además contienen toda la ingeniería de detalle necesaria para realizar una construcción y ensamble técnico con éxito, entonces se procede a la construcción de las partes del equipo.

La gran parte de piezas del equipo se las obtiene por procesos de maquinado con arranque de viruta; en donde se emplean maquinas - herramientas e instrumentos de buena precisión.

##### **4.2.1. Requerimientos para la construcción**

Los requerimientos necesarios para la construcción de este equipo son los siguientes:

##### **4.2.1.1. Máquinas y equipos**

- 1) Torno horizontal
- 2) Prensa manual
- 3) Amoladora

4) Soldadora mediante electrodo revestido

5) Taladro

#### **4.2.1.2. Herramientas e instrumentos de medición**

- Brocas
- Cuchillas de carburo de tungsteno
- Llaves
- Granete
- Útiles de torno
- Compas
- Comparador de reloj
- Calibrador pie de rey
- Micrómetros
- Goniómetro
- Flexómetro

#### **4.2.1.3. Materia prima**

- Eje de acero de transmisión SAE 1018  $\varnothing 1\frac{3}{4}$  "x320mm
- Eje de aluminio  $\varnothing 160$ x220mm
- Plancha de acero ASTM-A36 400x500mm

#### **4.2.1.4. Quincallería**

- Pernos de cabeza hexagonal
- Arandelas planas
- O-rings
- Galgas extensiométricas SGD-3/120 – LY13

### 4.3. Diagramas de operaciones

La operación objeto del cursograma sinóptico es el "Montaje del equipo de cilindro de pared gruesa", a continuación se describirá el listado de cada una de las operaciones e inspecciones que hacen parte del proceso, así como del tiempo empleado para la ejecución de cada una de las operaciones:

#### Operaciones requeridas en el eje:

Operación 1: Cilindrar el eje hasta diam. 40 mm (0.2 h)

Operación 2: Refrentar caras laterales (0.167 h)

Operación 3: Ranurar (0.5 h)

Inspección 1: Verificar dimensiones y acabado

Operación 4: Taladrado en forma longitudinal al eje diam. 9.52 mm (0.5 h)

Operación 5: Roscado M30x3.5 (0.33 h)

Operación 6: Ranurado para o-rings (0.5 h)

Operación 7: Roscado 3/8 NPT (0.67 h)

Inspección 2: Inspección de taladrado y roscado

#### Operaciones requeridas para el cilindro hembra

Operación 8: Cilindrar diam. 160 mm (0.33 h)

Operación 9: Refrentar (0.33 h)

Operación 10: Mandrinado diam. 40 mm (0.83 h)

Operación 11: Ranurado (0.67 h)

Inspección 3: Verificar dimensiones y acabado

#### Operaciones requeridas para el cilindro macho

Operación 12: Cilindrar diam. 160 mm (0.33 h)

Operación 13: Refrentado (0.67 h)

Operación 14: Ranurado interior para o-rings (0.67 h)

Inspección 4: Verificar dimensiones y acabados

Operación 15: Mandrinado diámetro interior 40 mm (0.833)

Operación 16: Ranaurado (0.5 h)

Operaciones requeridas para los soportes

Operación 17: Trazado, corte por plasma y eliminación de aristas vivas (1 h)

Operación 18: Rectificado del agujero diam. 30 mm en el torno (0.75 h)

Operación 19: Taladrar agujero diam. 12 mm (1.33 h)

Operación 20: Soldadura del rigidizador (0.5 h)

Operación 21: Pintar el soporte (0.5 h)

Inspección 5: Verificar el resultado final

Operaciones requeridas para las placas laterales

Operación 22: Trazado, corte de la placa circular con plasma (0.33 h)

Operación 23: Eliminación de rebabas vivas en el torno mediante cilindrado (0.33 h)

Operación 24: Colocar placas laterales en el cilindro y posteriormente los soportes con las arandelas y las tuercas. (0.20 h)

Inspección 6: Verificación de medidas y acabados

Operaciones requeridas para la base del cilindro

Operación 25: Trazado y corte en la madera (materia prima) (0.33 h)

Operación 26: Cepillado de la madera (0.45 h)

Operación 27: Unión de las tablas que conformaran el tablero mediante pegamento de Cola blanca (4 h)

Operación 28: Unión de todas las piezas de madera mediante clavos de acero (0.20 h)

Operación 29: Lijado de toda la base (0.5 h)

Operación 30: Pintado (0.5 h)

Inspección 7: Verificación de medidas y acabados

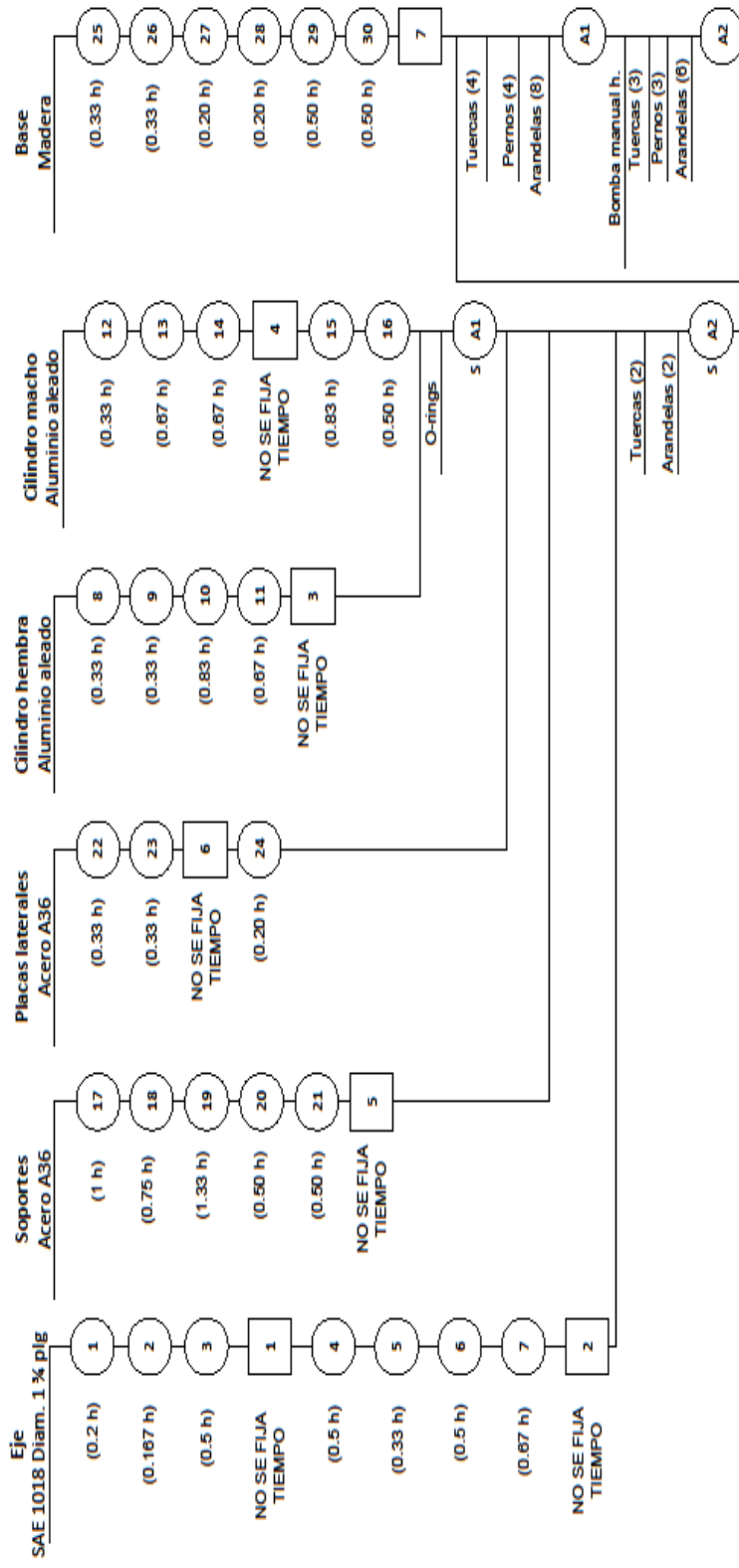


Figura 71. Diagrama de operaciones para el equipo

#### **4.4. Hoja de procesos**

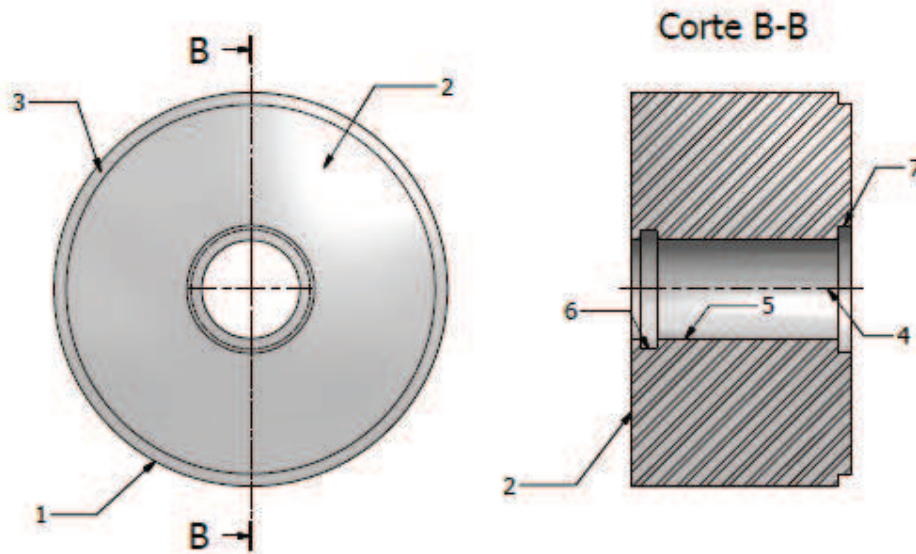
Para fabricar el equipo se tiene una guía de procedimientos que se las conoce como hoja de procesos para el maquinado de los elementos. Estos en conjunto con los planos de construcción facilitan el proceso de fabricación y son de gran ayuda para la persona que está fabricando el elemento mecánico.

A continuación se presentan las hojas de procesos para la construcción de los diferentes elementos constitutivos que conforman el equipo para medición de deformaciones unitarias en un cilindro.

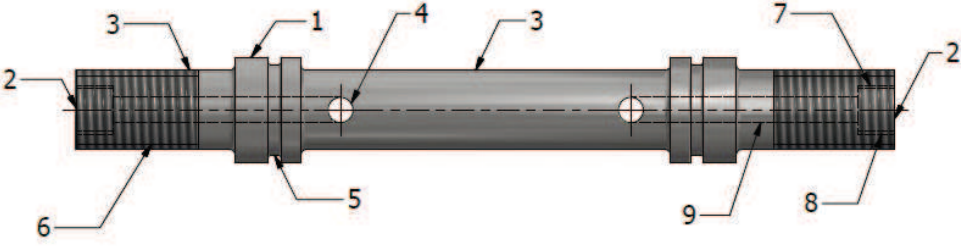
CILINDRO DE PARED GRUESA PARA ANALISIS DE ESFUERZOS	ELEMENTO:  CILINDRO HEMBRA	N° DE PLANO:	CANTIDAD DE PIEZAS:  1	MATERIAL:  ALUMINIO	
Superficie	Operación	Velocid. (RPM)	N° pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)
1	Cilindrado $\varnothing 160\text{ mm}$	182	2	1	20
2	Refrentado	600	2	1	20
3	Taladrado $\varnothing 25\text{ mm}$	732	5	106	15
4	Fresado	732	3	11	20
5	Mandrinado	182	1	1	10
6	Cavidad o-ring	732	4	4.30	12
7	Ranurado	732	6	2	15



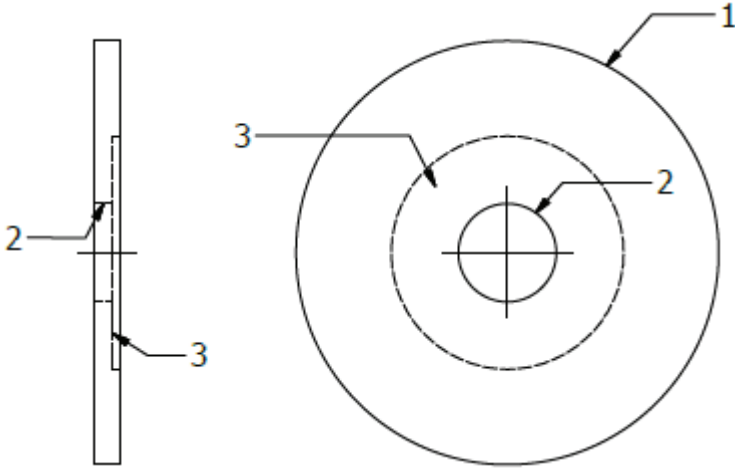
<b>CILINDRO DE PARED GRUESA PARA ANALISIS DE ESFUERZOS</b>	<b>ELEMENTO:</b>  CILINDRO MACHO	<b>N° DE PLANO:</b>	<b>CANTIDAD DE PIEZAS:</b>  1	<b>MATERIAL:</b>  ALUMINIO
--	--	---------------------	-------------------------------------	----------------------------------



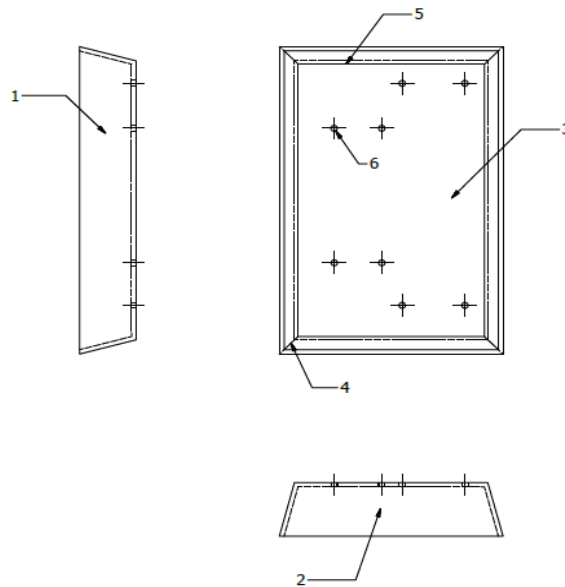
Superficie	Operación	Velocid. (RPM)	N° de pasadas	Profundidad (mm)	Tiempo (min)
1	Cilindrado $\varnothing 160 \text{ mm}$	182	2	1	12
2	Refrentado	600	2	1	8
3	Ranurado	182	5	1	15
4	Taladrado $\varnothing 25 \text{ mm}$	732	3	89	20
5	Mandrinado	182	1	1	10
6	Cavidad o-ring	732	4	1	12
7	Ranurado	732	6	1	15

CILINDRO DE PARED GRUESA PARA ANALISIS DE ESFUERZOS	ELEMENTO: EJE	N° DE PLANO:	CANTIDAD DE PIEZAS: 1	MATERIAL: ACERO SAE 1018	
					
Superficie	Operación	Velocidad (RPM)	N° pasadas	Profundidad (mm)	T (min)
1	Cilindrado $\varnothing 40\text{ mm}$	533	4	0.25	12
2	Refrentado	600	2	0.25	10
3	Ranurado $\varnothing 30\text{ mm}$	533	20	0.25	20
4	Taladrado $\varnothing 9.52\text{ mm}$	2133	1	30	20
5	Cavidad o-ring	533	12	0.25	20
6	Roscado M30x3.5	533	9	0.25	18
7	Taladrado $\varnothing 18\text{ mm}$	1066	1	14	12
8	Roscado 3/8 NPT	1066	6	0.25	15

CILINDRO DE PARED GRUESA PARA ANALISIS DE ESFUERZOS	ELEMENTO:  SOPORTE	N° DE PLANO:	CANTIDAD DE PIEZAS:  2	MATERIAL:  ACERO A 36	
Superficie	Operación	Velocidad (RPM)	N° pasadas	Profundidad (mm)	T (min)
1	Trazado, corte y eliminación de aristas vivas		1		20
2	Taladrado $\varnothing 30\text{ mm}$	533	1	6	8
3	Corte tronzadora	2000	1	6	10
4	Corte placa con plasma		1	6	12
5	Taladrado $\varnothing 12\text{ mm}$	1700	1	6	8
6	Soldadura del rigidizador		1	5	12
7	Soldadura en la base		1	5	7

CILINDRO DE PARED GRUESA PARA ANALISIS DE ESFUERZOS	ELEMENTO: PLACA LATERAL	N° DE PLANO:	CANTIDAD DE PIEZAS: 2	MATERIAL: ACERO A 36	
					
Superficie	Operación	V (RPM)	N° pasadas	Profundidad (mm)	T (min)
1	Trazado, corte de perfil y eliminación de aristas vivas $\varnothing 130 \text{ mm}$		1	8	20
2	Taladrado $\varnothing 30 \text{ mm}$	533	1	8	12
3	Ranurado $\varnothing 72 \text{ mm}$	700	8	0.25	25

<b>CILINDRO DE PARED GRUESA PARA ANALISIS DE ESFUERZOS</b>	<b>ELEMENTO:</b>  BASE	<b>N° DE PLANO:</b>	<b>CANTIDAD DE PIEZAS:</b>  1	<b>MATERIAL:</b>  MADERA
--	------------------------------	---------------------	-------------------------------------	--------------------------------



Superficie	Operación	V (RPM)	N° pasadas	Profundidad (mm)	T (min)
1,2,3	Trazado, corte y eliminación de aristas vivas madera		1	6	15
4,5	Unión de las planchas cortadas		1	3	12
6	Medición, trazado y perforaciones pasantes	1700	1	6	40

#### 4.5. Etapas de construcción del equipo

La construcción se efectúa bajo el siguiente orden:

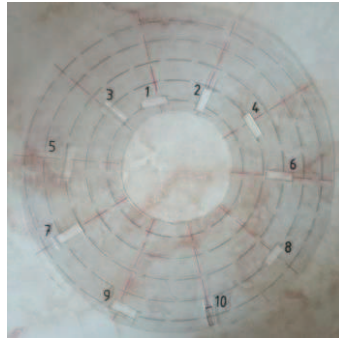
Tabla N° 15.

#### Etapas de construcción del equipo

Etapa	Actividad	Responsable
Preparación	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Material</li> <li>– Planos</li> <li>– Herramientas</li> <li>– Operador</li> </ul>	Marco Bravo Metal mecánica
Maquinado	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Cilindrado</li> <li>– Fresado</li> <li>– Taladrado</li> <li>– Control de calidad</li> </ul>	Contrato a terceros
Ensamblaje y montaje	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Cilindros</li> <li>– Eje</li> <li>– Galgas extensiométricas</li> <li>– Placas laterales</li> <li>– Soportes</li> <li>– Pernos, turcas y arandelas</li> <li>– Base</li> <li>– Bomba manual</li> </ul>	Marco Bravo
Pruebas y puesta a punto del equipo	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Bombeo de aceite</li> <li>– Comprobar que no exista caída de presión</li> <li>– Toma de datos</li> </ul>	Marco Bravo Jefe de laboratorio de LMM
Cierre de proyecto	Entrega de tesis	Jefe de laboratorio

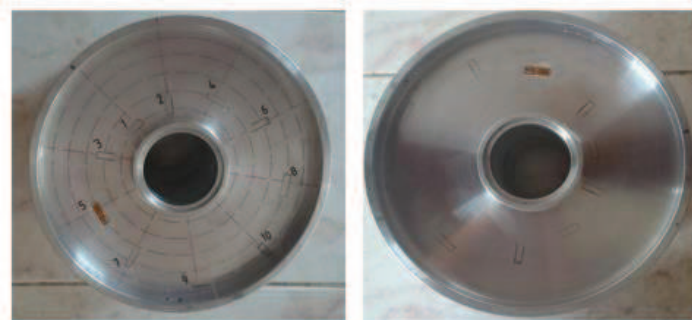
#### 4.6. Pegado de galgas extensiométricas

- 1) Sacamos la ubicación de las galgas mediante una impresión en papel de acetato con el fin de tener un molde.



**Figura 72. Molde para señalado**

2) Colocamos el molde en la sección del cilindro y trazamos las marcas.



**Figura 73. Trazo de marcas**

3) Ubicamos la galga sobre una superficie totalmente pulida y le colocamos cinta transparente.



**Figura 74. Preparacion de la galga**

4) Ponemos pegamento Loctite Súper Bonder en la marca donde se va a colocar la galga.



**Figura 75. Colocación de pegamento**

- 5) Se coloca la galga que se encuentra en la cinta adhesiva sobre el pegamento realizando un posicionamiento correcto en las marcas de la galga.
- 6) Soldamos con alambre de cobre todas las galgas con el fin de tener espacio dentro de la cámara y reparamos cemento epóxico transparente para cubrir todas las galgas.



**Figura 76. Pegado de galgas**

#### **4.7. Ensamblaje y montaje del equipo**

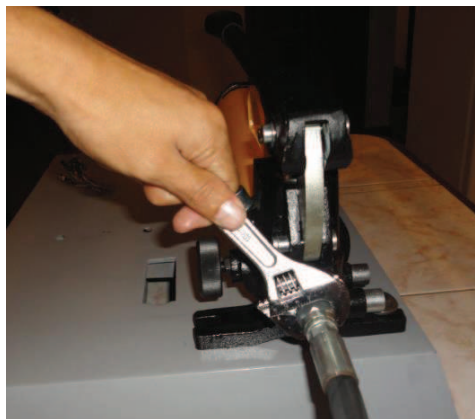
- 1) Anclaje de la bomba manual en la bancada.





**Figura 77. Anclaje de la bomba manual**

- 2) Colocación del acople macho NPT 3/8"x1/4" en el orificio de salida de la bomba y colocación de la manguera hidráulica Balflex 5800 psi.



**Figura 78. Colocacion de la mangera**

- 3) Mediante el cilindro hembra con el macho y se procede a unir la junta teniendo presente la marca de color blanco que se encuentran en cada cilindro.



**Figura 79. Unión de los 2 cilindros**

- 4) Colocación en el eje los o-ring, un acople macho NPT 9/16"x1/4" y un perno de 3/8" en el otro lado del eje.



**Figura 80. Eje estático**

- 5) Se coloca todos lo o-ring en el cilindro para proceder a colocar el eje.



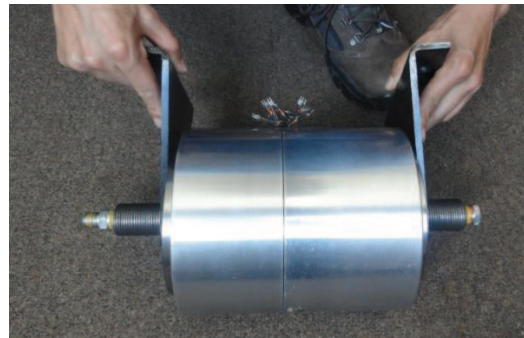
**Figura 81. Colocación del eje en el cilindro**

- 6) Los dos diafragmas se proceden a ubicar en los extremos de eje.



**Figura 82. Colocación de diafragmas**

7) Los soportes se ubican de igual forma en el eje.



**Figura 83. Ubicación del soporte**

8) Ubicación de arandelas y tuercas mediante el apriete necesario para cerrar herméticamente la junta.



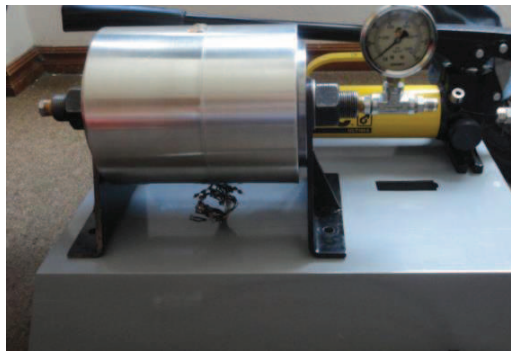
**Figura 84. Ajuste de tuercas laterales**

9) Adaptación del manómetro en el acople macho del eje NPT 9/16"x1/4"



**Figura 85. Acople del manómetro**

10) Posicionamiento del cilindro en la bancada



**Figura 86. Ubicación del cilindro**

11) Colocación de la manguera desde la bomba al adaptador de manómetro.



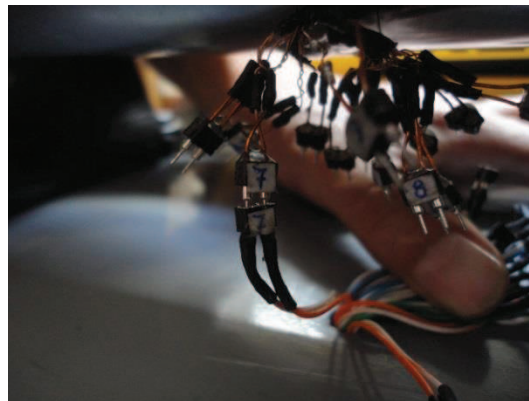
**Figura 87. Colocación de la manguera en el cilindro**

12) Anclaje del cilindro a la bancada mediante pernos de sujeción.



**Figura 88. Anclaje del cilindro**

13) En la parte inferior del cilindro una vez ya ensamblado se encuentran unos terminales en donde se muestra la numeración de cada galga, estos deben unirse con los terminales que salen del socket que se encuentra a la salida de la bancada y que también se encuentran enumerados.



**Figura 89. Colocación de terminales de las galgas**

## CAPITULO 5

### 5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Las pruebas de funcionamiento son muy importantes para analizar, verificar, comprobar y validar el estado completo del equipo de cilindro de pared gruesa.

Es necesario que se encienda el medidor de deformaciones ya que este es el que recepta todas las señales enviadas por las galgas extensiométricas, hecho de esta manera se puede garantizar el buen funcionamiento del sistema.

#### 5.1. Análisis del protocolo de pruebas

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

- Equipo medidor analógico: TQM E – 10
- Equipo medidor electrónico Omega DMD - 21 ( 1 canal)
- Equipo medidor electrónico Omega DMD - 22 (10 canales)

El procedimiento para la toma de datos se sigue los siguientes pasos:

- Conectar los cables del selector de galgas al equipo de medición de deformación unitaria
- Conectar el resistor en el selector de galgas
- Poner en cero las galgas
- Cerrar la válvula de descarga de la bomba y bombeamos presión a diferentes valores
- Tomar los valores de deformaciones unitarias que se presentan en el medidor

Tabla N° 16.

Datos de deformación unitaria a  $P_i = 1000$  PSI

Radio	Numero de galga	Tipo	Deformación unitaria Equipo E-10	Deformación unitaria Equipo DM-21	Deformación unitaria Equipo DM-22
32	1	Tangencial	6,45E-05	7,53E-05	7,43E-05
	2	Radial	-7,63E-05	-9,23E-05	-9,68E-05
42	3	Tangencial	4,33E-05	4,78E-05	4,55E-05
	4	Radial	-3,58E-05	-3,95E-05	-4,63E-05
51	5	Tangencial	2,70E-05	3,00E-05	3,05E-05
	6	Radial	-2,33E-05	-2,40E-05	-2,28E-05
61	7	Tangencial	2,03E-05	2,10E-05	2,08E-05
	8	Radial	-1,38E-05	-1,50E-05	-1,38E-05
69	9	Tangencial	1,78E-05	1,93E-05	1,90E-05
	10	Radial	-1,73E-05	-1,65E-05	-1,48E-05
80	11	Longitudinal	3,75E-06	2,50E-06	1,75E-06
	12	Circunferencial	8,75E-06	1,30E-05	1,35E-05
80	13	Longitudinal	1,00E-06	1,75E-06	1,00E-06
	14	Circunferencial	9,75E-06	1,23E-05	1,35E-05

Tabla N° 17.

Datos de deformación unitaria a  $P_i = 2000$  PSI

Radio	Numero de galga	Tipo	Deformación unitaria Equipo E-10	Deformación unitaria Equipo DM-21	Deformación unitaria Equipo DM-22
32	1	Tangencial	1,33E-04	1,53E-04	1,48E-04
	2	Radial	-1,51E-04	-1,98E-04	-2,01E-04
42	3	Tangencial	9,15E-05	1,03E-04	9,90E-05
	4	Radial	-7,48E-05	-7,85E-05	-7,75E-05
51	5	Tangencial	5,75E-05	6,10E-05	6,03E-05
	6	Radial	-4,50E-05	-5,03E-05	-4,93E-05
61	7	Tangencial	4,48E-05	4,65E-05	4,45E-05
	8	Radial	-2,80E-05	-2,93E-05	-2,85E-05
69	9	Tangencial	3,70E-05	3,98E-05	4,00E-05
	10	Radial	-3,75E-05	-3,70E-05	-3,50E-05
80	11	Longitudinal	1,03E-05	8,00E-06	7,50E-06
	12	Circunferencial	2,33E-05	2,84E-05	2,85E-05
80	13	Longitudinal	1,00E-06	5,50E-06	7,00E-06
	14	Circunferencial	2,73E-05	2,65E-05	2,83E-05

Tabla N° 18.

Datos de deformación unitaria a  $P_i = 3000$  PSI

Radio	Numero de galga	Tipo	Deformación unitaria Equipo E-10	Deformación unitaria Equipo DM-21	Deformación unitaria Equipo DM-22
32	1	Tangencial	2,03E-04	2,26E-04	2,22E-04
	2	Radial	-2,80E-04	-3,05E-04	-3,07E-04
42	3	Tangencial	1,27E-04	1,55E-04	1,51E-04
	4	Radial	-1,05E-04	-1,16E-04	-1,16E-04
51	5	Tangencial	8,88E-05	9,10E-05	9,13E-05
	6	Radial	-6,93E-05	-7,48E-05	-7,48E-05
61	7	Tangencial	7,00E-05	7,10E-05	6,93E-05
	8	Radial	-4,20E-05	-4,40E-05	-4,33E-05
69	9	Tangencial	5,43E-05	6,00E-05	6,05E-05
	10	Radial	-4,73E-05	-5,05E-05	-4,80E-05
80	11	Longitudinal	1,48E-05	1,40E-05	1,30E-05
	12	Circunferencial	3,98E-05	4,38E-05	4,43E-05
80	13	Longitudinal	1,48E-05	1,55E-05	1,63E-05
	14	Circunferencial	4,05E-05	4,23E-05	4,38E-05

Tabla N° 19.

Datos de deformación unitaria a  $P_i = 4000$  PSI

Radio	Numero de galga	Tipo	Deformación unitaria Equipo E-10	Deformación unitaria Equipo DM-21	Deformación unitaria Equipo DM-22
32	1	Tangencial	3,20E-04	3,01E-04	2,96E-04
	2	Radial	-3,75E-04	-3,95E-04	-3,97E-04
42	3	Tangencial	1,70E-04	2,04E-04	2,01E-04
	4	Radial	-1,37E-04	-1,52E-04	-1,52E-04
51	5	Tangencial	1,08E-04	1,24E-04	1,23E-04
	6	Radial	-8,88E-05	-9,65E-05	-9,68E-05
61	7	Tangencial	9,40E-05	9,65E-05	4,55E-05
	8	Radial	-5,80E-05	-5,88E-05	-5,78E-05
69	9	Tangencial	7,33E-05	8,08E-05	8,10E-05
	10	Radial	-5,75E-05	-6,20E-05	-5,85E-05
80	11	Longitudinal	2,03E-05	1,93E-05	1,83E-05
	12	Circunferencial	5,28E-05	5,95E-05	6,03E-05
80	13	Longitudinal	1,40E-05	1,40E-05	1,45E-05
	14	Circunferencial	5,88E-05	5,83E-05	6,03E-05



Tabla N° 20.

**Datos de deformación unitaria a  $P_i = 5000$  PSI**

Radio	Numero de galga	Tipo	Deformación unitaria Equipo E-10	Deformación unitaria Equipo DM-21	Deformación unitaria Equipo DM-22
32	1	Tangencial	4,00E-04	3,77E-04	3,70E-04
	2	Radial	-4,55E-04	-4,69E-04	-4,73E-04
42	3	Tangencial	2,12E-04	2,49E-04	2,46E-04
	4	Radial	-1,66E-04	-1,85E-04	-1,86E-04
51	5	Tangencial	1,36E-04	1,57E-04	1,57E-04
	6	Radial	-1,05E-04	-1,19E-04	-1,18E-04
61	7	Tangencial	1,06E-04	1,23E-04	1,21E-04
	8	Radial	-7,13E-05	-7,40E-05	-7,25E-05
69	9	Tangencial	8,98E-05	1,00E-04	1,01E-04
	10	Radial	-6,93E-05	-7,40E-05	-7,10E-05
80	11	Longitudinal	2,25E-05	2,30E-05	2,15E-05
	12	Circunferencial	6,95E-05	7,48E-05	7,53E-05
80	13	Longitudinal	1,20E-05	9,25E-06	1,03E-05
	14	Circunferencial	7,28E-05	7,35E-05	7,58E-05

**5.2. Análisis de resultados**

Todas las galgas extensiométricas presentan una gran estabilidad en la señal por lo que los valores obtenidos en los tres equipos de medición presentan poca variación y sirven para el cálculo de los esfuerzos prácticos.

Como se analizó en la teoría se pudo comprobar que el ajuste de las tuercas laterales del equipo no influye en gran manera en las deformaciones, pero también se comprobó que si influye en las deformaciones los concentradores de esfuerzos existentes en la junta.

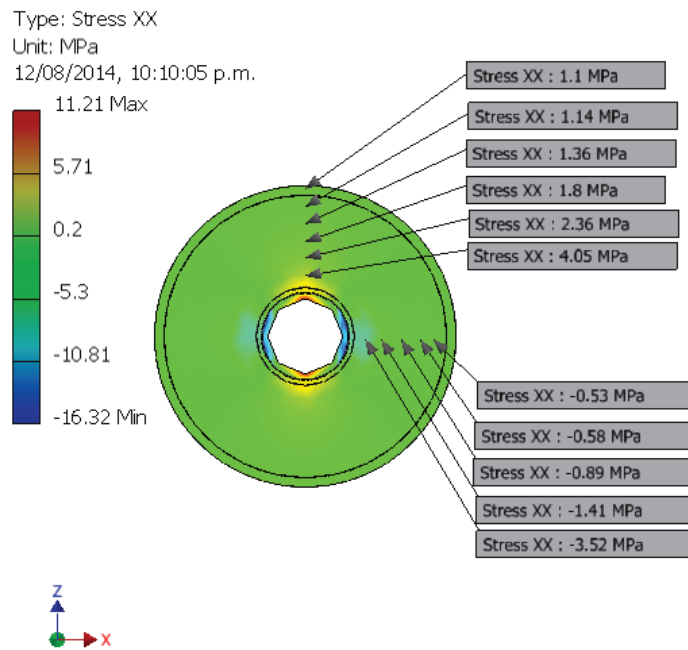
**5.3. Validación de resultados**

Los patrones de comparación serán: los esfuerzos simulados y los esfuerzos teóricos calculados.

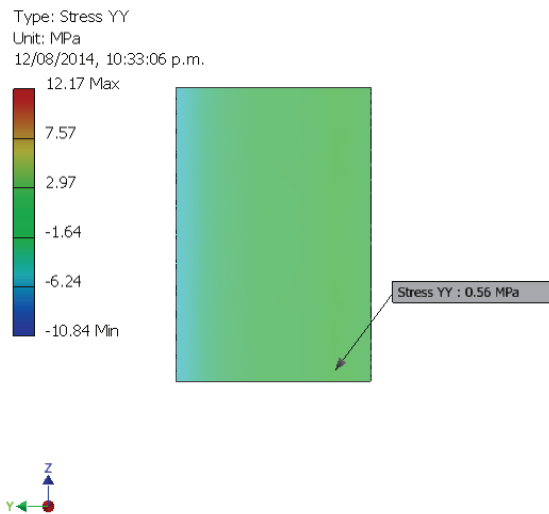
**Esfuerzos obtenidos de la simulación:**

La sección de la junta simulada muestra los esfuerzos radiales y tangenciales y estos resultados serán usados para comparar con los esfuerzos prácticos.

**P=1000psi**

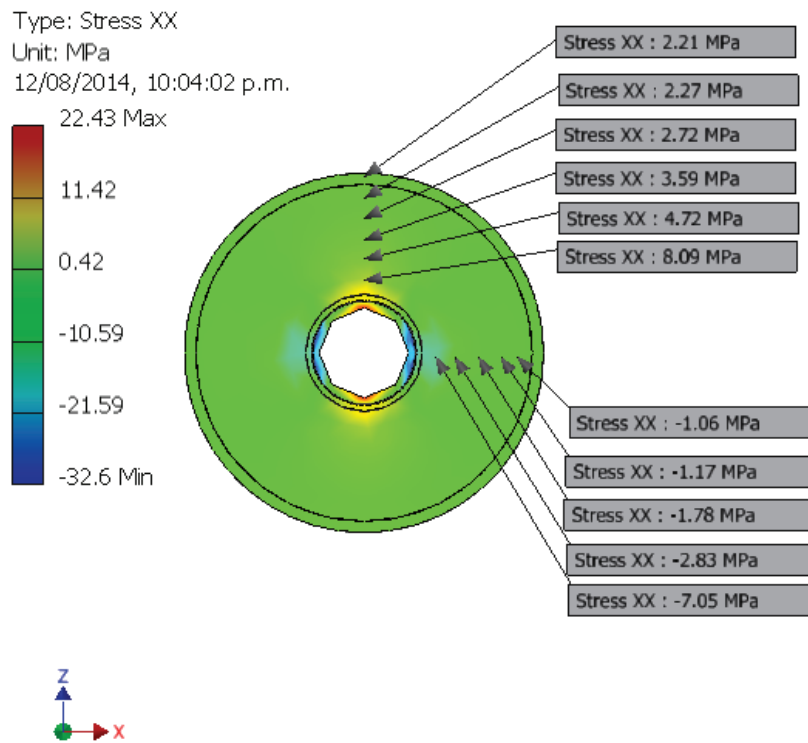


**Figura 90. Esfuerzos radiales y tangenciales a Pi=1000psi**

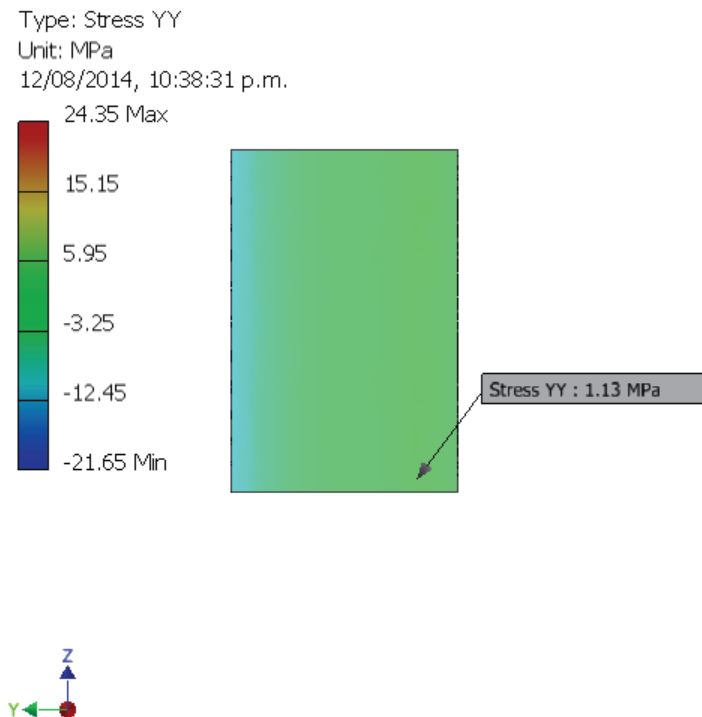


**Figura 91. Esfuerzo longitudinal Pi=1000psi**

**P=2000psi**



**Figura 92. Esfuerzos radiales y tangenciales a  $P_i=2000\text{psi}$**



**Figura 93. Esfuerzo longitudinal  $P_i=2000\text{psi}$**

P=3000psi

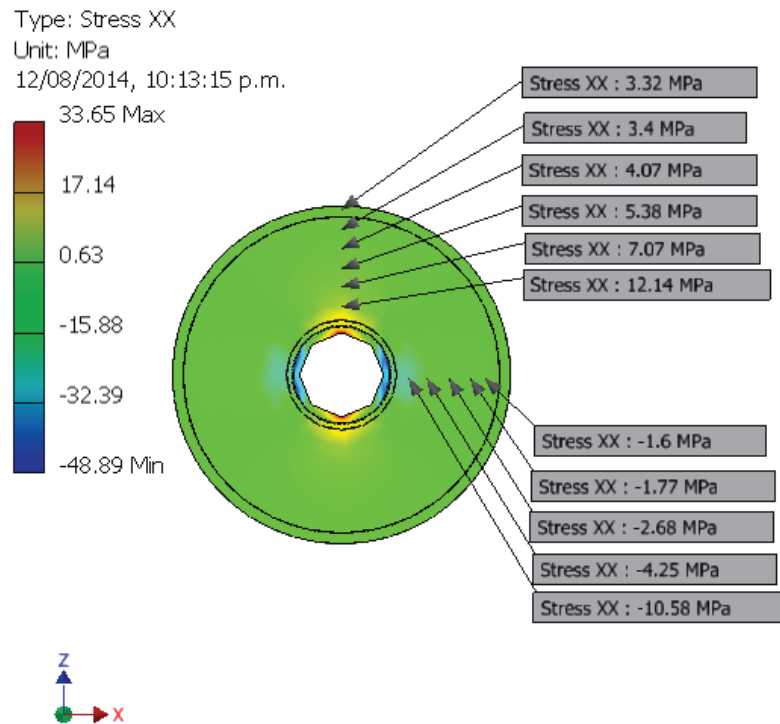


Figura 94. Esfuerzos radiales y tangenciales a  $P_i=3000\text{psi}$

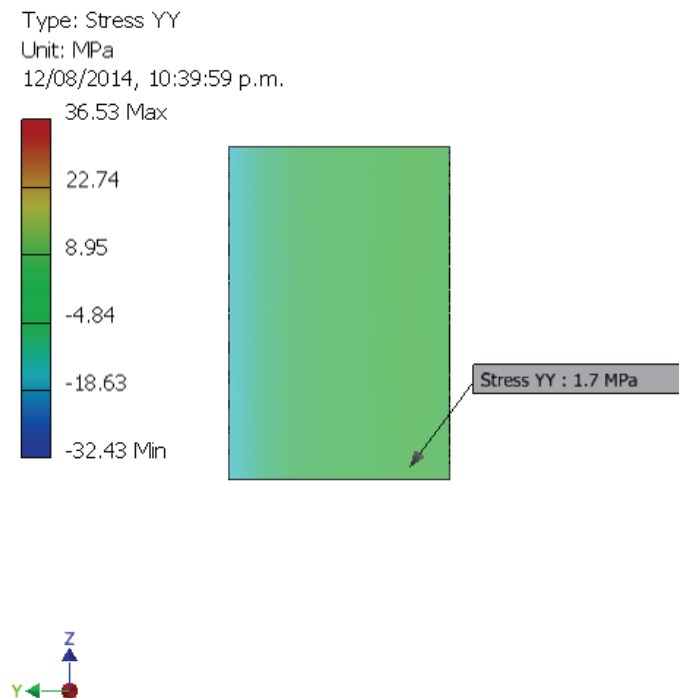
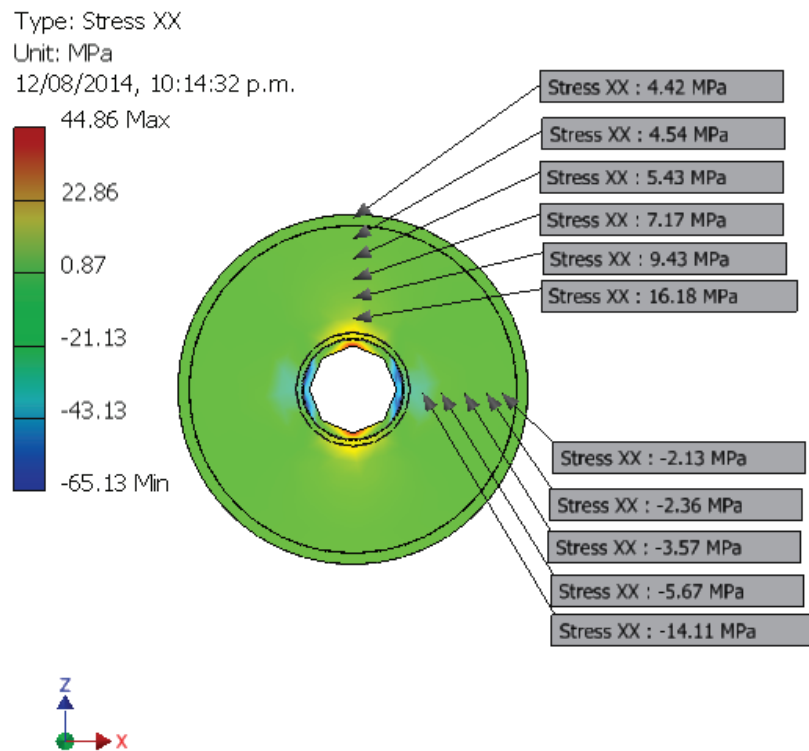
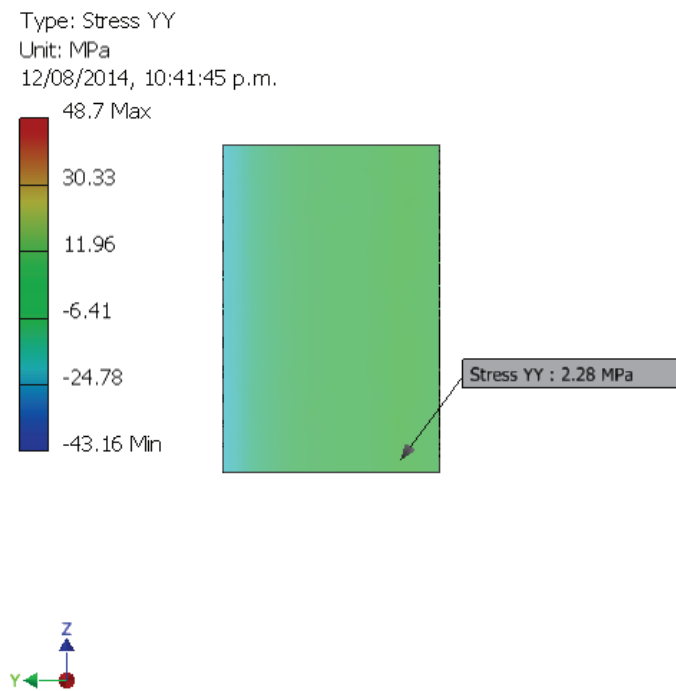


Figura 95. Esfuerzo longitudinal  $P_i=3000\text{psi}$

**P=4000psi**

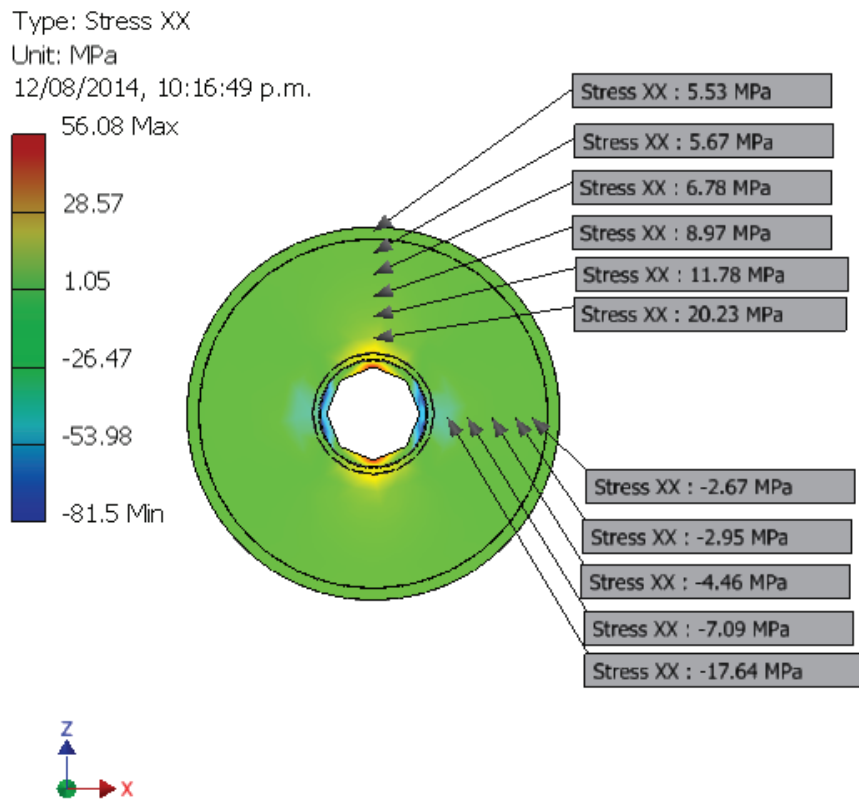


**Figura 96. Esfuerzos radiales y tangenciales a Pi=4000psi**

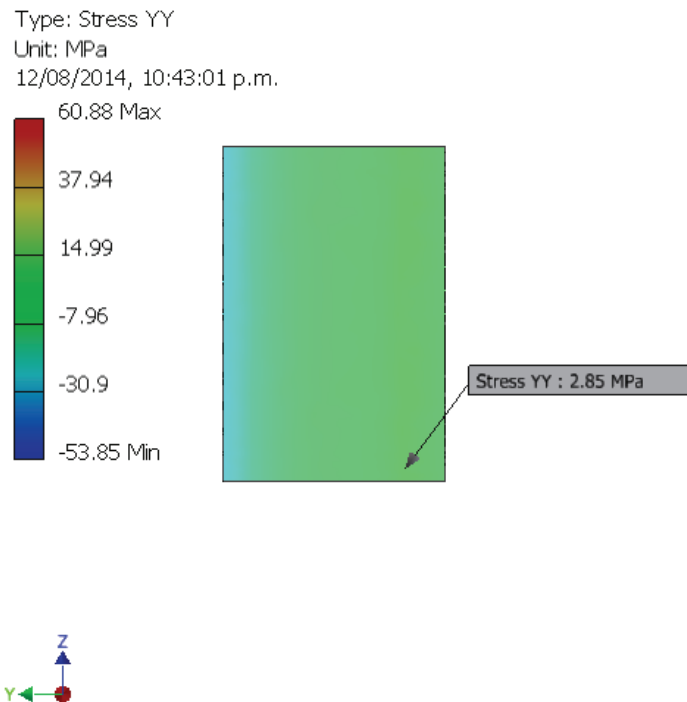


**Figura 97. Esfuerzo longitudinal Pi=4000psi**

**P=5000psi**



**Figura 98. Esfuerzos radiales y tangenciales a Pi=5000psi**



**Figura 99. Esfuerzo longitudinal Pi=5000psi**

## Comparación de esfuerzos prácticos con teóricos, esfuerzos obtenidos de la simulación y error porcentual

Tabla N° 21.

### Comparación de esfuerzos Pi = 1000 PSI

Radio	N° galga	Tipo	$\sigma$ teórico [Mpa]	$\sigma$ simulado [Mpa]	$\sigma$ práctico Equipo E-10 [Mpa]	% error E-10 teórico	% error simulado E-10	$\sigma$ práctico DM-21 [Mpa]	% error DM-21 teórico	% error simulado DM-21	$\sigma$ práctico DM-22 [Mpa]	% error DM-22 teórico	% error simulado DM-22
<b>32</b>	1	T	3,33	4,05	3,16	5%	22%	3,60	-8%	11%	3,40	-2%	16%
	2	R	-2,41	-3,52	-4,41	-83%	-25%	-5,41	-124%	-54%	-5,80	-140%	-65%
<b>42</b>	3	T	2,13	2,36	2,52	-19%	-7%	2,79	-31%	-18%	2,43	-14%	-3%
	4	R	-1,21	-1,41	-1,72	-43%	-22%	-1,91	-58%	-35%	-2,51	-107%	-78%
<b>51</b>	5	T	1,59	1,80	1,55	3%	14%	1,77	-11%	2%	1,84	-16%	-2%
	6	R	-0,67	-0,89	-1,15	-71%	-29%	-1,13	-69%	-27%	-1,02	-52%	-14%
<b>61</b>	7	T	1,25	1,36	1,26	-1%	7%	1,29	-3%	5%	1,30	-4%	4%
	8	R	-0,33	-0,58	-0,57	-71%	2%	-0,65	-96%	-12%	-0,55	-67%	5%
<b>69</b>	9	T	1,08	1,14	0,97	10%	15%	1,11	-3%	3%	1,13	-5%	1%
	10	R	-0,16	-0,53	-0,91	-478%	-72%	-0,81	-415%	-54%	-0,68	-330%	-28%
<b>80</b>	11	L	0,4597	0,56	0,41	12%	27%	0,27	41%	52%	0,19	59%	66%
	12	C	0,919	1,11	0,70	24%	37%	1,04	-13%	6%	1,08	-18%	2%
<b>80</b>	13	L	0,4597	0,56	0,11	76%	81%	0,19	59%	66%	0,11	76%	81%
	14	C	0,919	1,11	0,78	15%	30%	0,98	-7%	11%	1,08	-18%	2%

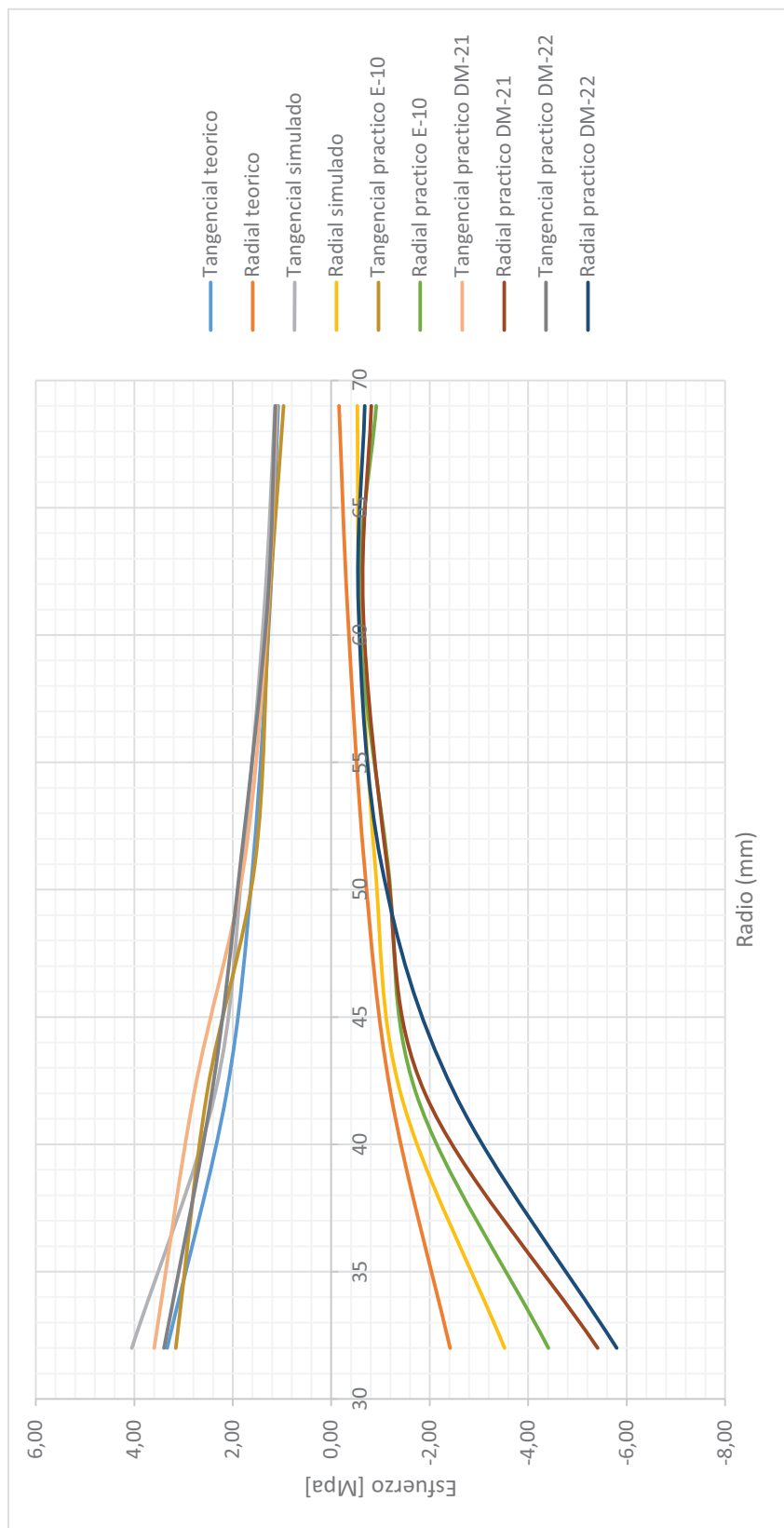


Figura 100. Distribución de esfuerzos a  $P_i=1000\text{psi}$



Tabla N° 22.

## Comparación de esfuerzos Pi = 2000 PSI

Radio	N° galga	Tipo	$\sigma$ teórico [Mpa]	$\sigma$ simulado [Mpa]	$\sigma$ práctico Equipo E-10 [Mpa]	%error E-10 teórico	%error simulado E-10	$\sigma$ práctico DM-21 [Mpa]	%error DM-21 teórico	%error simulado DM-21	$\sigma$ práctico DM-22 [Mpa]	%error DM-22 teórico	%error simulado DM-22
<b>32</b>	1	T	6,66	7,05	6,71	-1%	5%	6,99	-5%	1%	6,58	1%	7%
	2	R	-4,83	-7,05	-8,55	-77%	-21%	-11,85	-146%	-68%	-12,18	-152%	-73%
<b>42</b>	3	T	4,25	4,72	5,36	-26%	-14%	6,15	-44%	-30%	5,89	-38%	-25%
	4	R	-2,42	-2,83	-3,58	-48%	-26%	-3,58	-48%	-27%	-3,60	-49%	-27%
<b>51</b>	5	T	3,18	3,59	3,42	-8%	5%	3,56	-12%	1%	3,53	-11%	2%
	6	R	-1,34	-1,78	-2,09	-56%	-17%	-2,42	-80%	-36%	-2,36	-75%	-32%
<b>61</b>	7	T	2,50	2,72	2,85	-14%	-5%	2,96	-18%	-9%	2,82	-13%	-4%
	8	R	-0,66	-1,17	-1,06	-60%	9%	-1,12	-69%	5%	-1,11	-67%	5%
<b>69</b>	9	T	2,16	2,27	1,98	8%	13%	2,21	-3%	3%	2,28	-6%	-1%
	10	R	-0,32	-1,06	-2,03	-541%	-91%	-1,92	-506%	-81%	-1,75	-453%	-65%
<b>80</b>	11	L	0,9193	1,13	1,11	-21%	2%	0,87	6%	23%	0,81	12%	28%
	12	C	1,839	2,21	1,87	-1%	16%	2,27	-24%	-3%	2,29	-24%	-3%
<b>80</b>	13	L	0,9193	1,13	0,11	88%	90%	0,60	35%	47%	0,76	18%	33%
	14	C	1,839	2,21	2,19	-19%	1%	2,13	-16%	4%	2,27	-23%	-3%

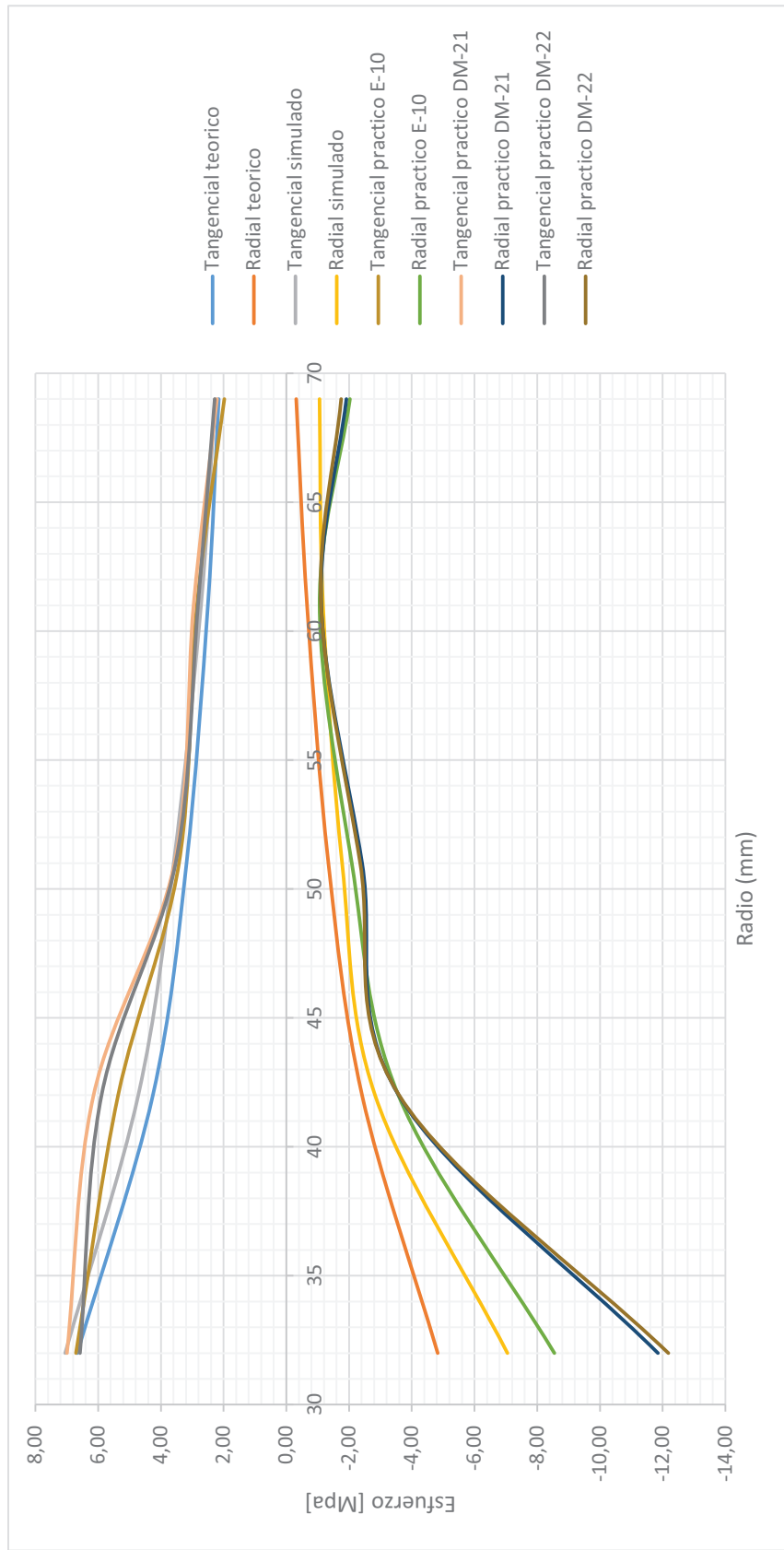


Figura 101. Distribución de esfuerzos a  $P_i=2000\text{psi}$

Tabla N° 23.

Comparación de esfuerzos  $P_i = 3000$  PSI

Radio	N° galga	Tipo	$\sigma$ teórico [Mpa]	$\sigma$ simulado [Mpa]	$\sigma$ práctico Equipo E-10 [Mpa]	% error E-10 teórico	% error simulado E-10	$\sigma$ práctico DM-21 [Mpa]	% error DM-21 teórico	% error simulado DM-21	$\sigma$ práctico DM-22 [Mpa]	% error DM-22 teórico	% error simulado DM-22
<b>32</b>	1	T	10,00	12,14	8,87	11%	27%	10,06	-1%	17%	9,71	3%	20%
	2	R	-7,24	-10,58	-17,09	-136%	-62%	-18,49	-155%	-75%	-18,73	-159%	-77%
<b>42</b>	3	T	6,38	7,07	7,41	-16%	-5%	9,35	-46%	-32%	9,08	-42%	-28%
	4	R	-3,62	-4,25	-5,06	-40%	-19%	-5,21	-44%	-23%	-5,26	-45%	-24%
<b>51</b>	5	T	4,77	5,38	5,29	-11%	2%	5,32	-12%	1%	5,34	-12%	1%
	6	R	-2,01	-2,68	-3,21	-59%	-20%	-3,59	-78%	-34%	-3,58	-78%	-34%
<b>61</b>	7	T	3,75	4,07	4,50	-20%	-11%	4,53	-21%	-11%	4,41	-18%	-8%
	8	R	-0,99	-1,77	-1,52	-53%	14%	-1,65	-66%	7%	-1,64	-65%	8%
<b>69</b>	9	T	3,23	3,4	3,10	4%	9%	3,48	-8%	-2%	3,58	-11%	-5%
	10	R	-0,47	-1,6	-2,35	-396%	-47%	-2,46	-419%	-54%	-2,25	-374%	-41%
<b>80</b>	11	L	1,38	1,7	1,60	-16%	6%	1,52	-10%	11%	1,41	-2%	17%
	12	C	2,76	3,32	3,19	-16%	4%	3,51	-27%	-6%	3,55	-29%	-7%
<b>80</b>	13	L	1,38	1,7	1,60	-16%	6%	1,68	-22%	1%	1,76	-28%	-4%
	14	C	2,76	3,32	3,25	-18%	2%	3,39	-23%	-2%	3,51	-27%	-6%

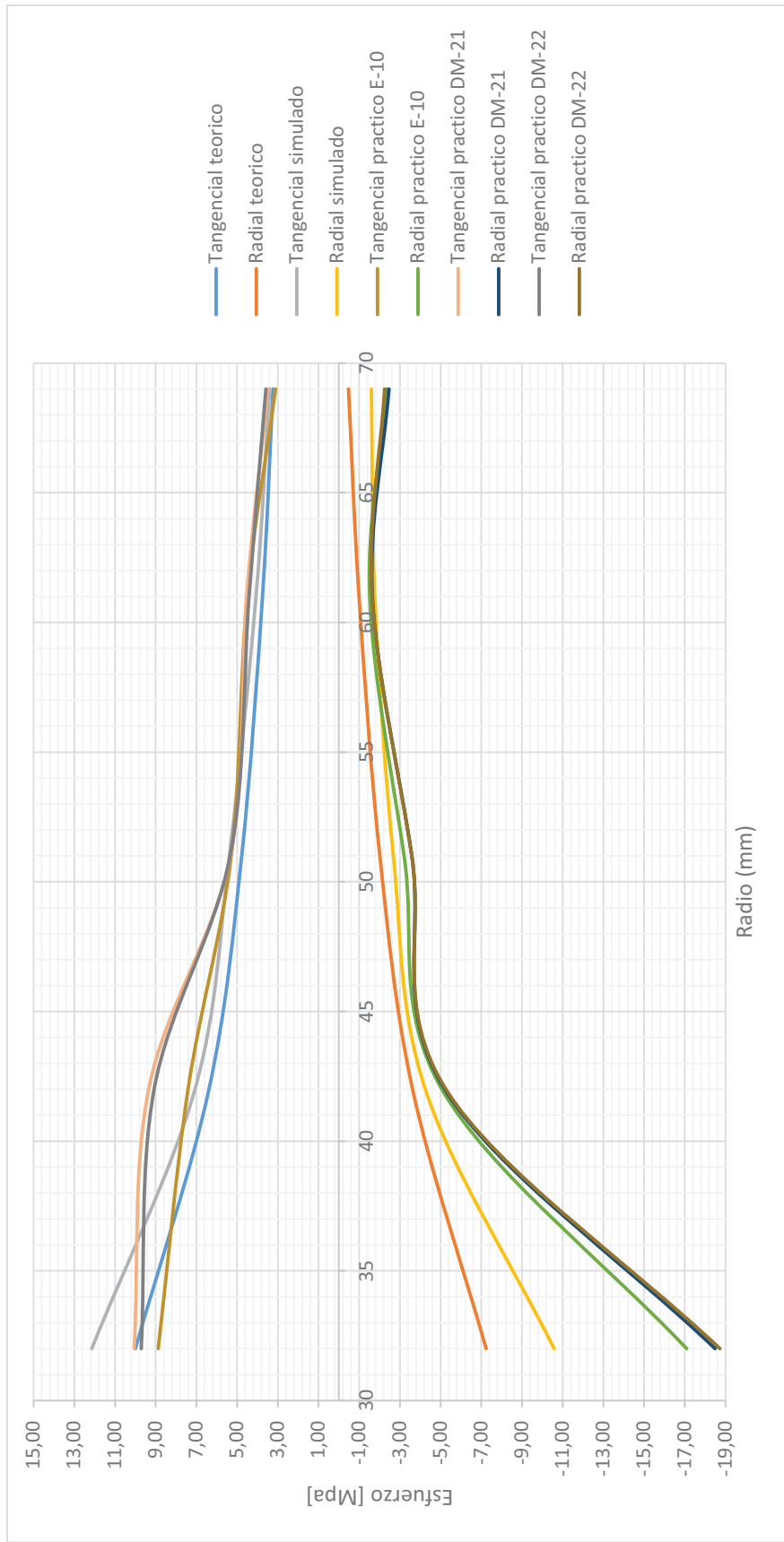


Figura 102. Distribución de esfuerzos a  $P_i=3000\text{psi}$

Tabla N° 24.

Comparación de esfuerzos  $P_i = 4000$  PSI

Radio	N° galga	Tipo	$\sigma$ teórico [Mpa]	$\sigma$ simulado [Mpa]	$\sigma$ Equipo E-10 [Mpa]	% error E-10 teórico	% error simulado E-10	$\sigma$ práctico DM-21 [Mpa]	% error DM-21 teórico	% error simulado DM-21	$\sigma$ práctico DM-22 [Mpa]	% error DM-22 teórico	% error simulado DM-22
<b>32</b>	1	T	13,33	16,18	15,75	-18%	3%	13,65	-2%	16%	13,26	1%	18%
	2	R	-9,65	-14,11	-21,62	-124%	-53%	-23,74	-146%	-68%	-24,01	-149%	-70%
<b>42</b>	3	T	8,51	9,43	9,99	-17%	-6%	12,34	-45%	-31%	12,08	-42%	-28%
	4	R	-4,83	-5,67	-6,50	-34%	-15%	-6,81	-41%	-20%	-6,88	-42%	-21%
<b>51</b>	5	T	6,36	7,17	6,28	1%	12%	7,37	-16%	-3%	7,33	-15%	-2%
	6	R	-2,69	-3,57	-4,27	-59%	-20%	-4,47	-66%	-25%	-4,50	-68%	-26%
<b>61</b>	7	T	5,00	5,43	6,01	-20%	-11%	6,19	-24%	-14%	6,21	-24%	-14%
	8	R	-1,32	-2,36	-2,16	-64%	8%	-2,16	-63%	9%	-2,08	-57%	12%
<b>69</b>	9	T	4,31	4,54	4,35	-1%	4%	4,84	-12%	-7%	4,95	-15%	-9%
	10	R	-0,63	-2,13	-2,67	-322%	-26%	-2,84	-348%	-33%	-2,55	-303%	-20%
<b>80</b>	11	L	1,8386	2,28	2,19	-19%	4%	2,09	-13%	9%	1,98	-8%	13%
	12	C	3,677	4,42	4,23	-15%	4%	4,77	-30%	-8%	4,83	-31%	-9%
<b>80</b>	13	L	1,8386	2,28	1,52	18%	33%	1,52	18%	33%	1,57	15%	31%
	14	C	3,677	4,42	4,71	-28%	-7%	4,67	-27%	-6%	4,83	-31%	-9%

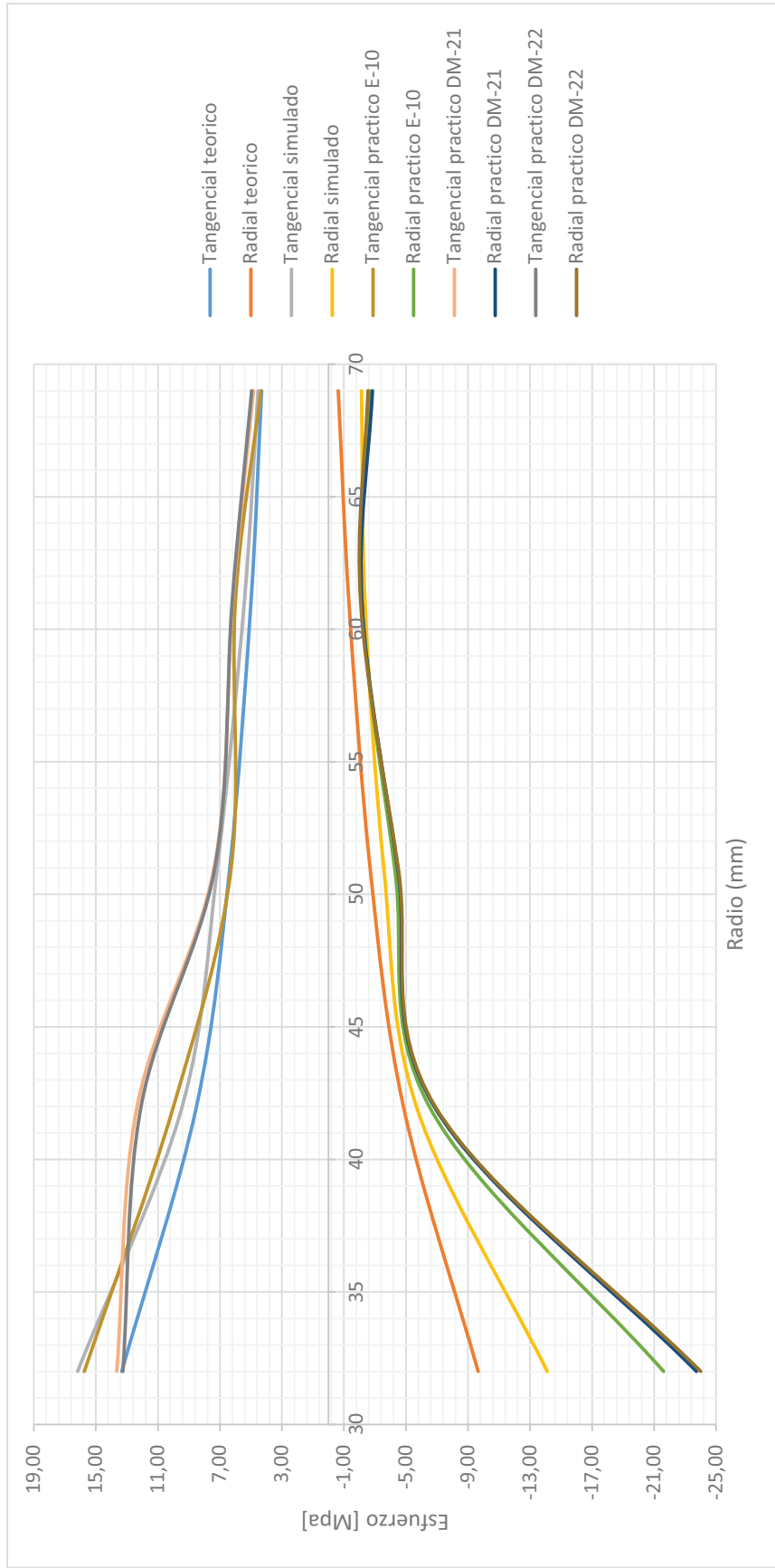


Figura 103. Distribución de esfuerzos a  $P_i=4000\text{psi}$

Tabla N° 25.

Comparación de esfuerzos  $P_i = 5000$  PSI

Radio	N° galga	Tipo	$\sigma$ teórico [Mpa]	$\sigma$ simulado [Mpa]	$\sigma$ práctico Equipo E-10 [Mpa]	% error E-10 teórico	% error simulado E-10	$\sigma$ práctico DM-21 [Mpa]	% error DM-21 teórico	% error simulado DM-21	$\sigma$ práctico DM-22 [Mpa]	% error DM-22 teórico	% error simulado DM-22
<b>32</b>	1	T	16,66	20,13	20,05	-20%	0%	17,81	-7%	12%	17,16	-3%	15%
	2	R	-12,07	-17,64	-25,92	-115%	-47%	-27,66	-129%	-57%	-28,16	-133%	-60%
<b>42</b>	3	T	10,64	11,78	12,60	-18%	-7%	15,07	-42%	-28%	14,84	-40%	-26%
	4	R	-6,04	-7,09	-7,69	-27%	-8%	-8,27	-37%	-17%	-8,38	-39%	-18%
<b>51</b>	5	T	7,95	8,97	8,11	-2%	10%	9,46	-19%	-5%	9,43	-19%	-5%
	6	R	-3,36	-4,46	-4,85	-44%	-9%	-5,40	-61%	-21%	-5,32	-59%	-19%
<b>61</b>	7	T	6,25	6,78	6,62	-6%	2%	7,87	-26%	-16%	7,79	-25%	-15%
	8	R	-1,65	-2,95	-2,91	-76%	1%	-2,69	-63%	9%	-2,61	-58%	11%
<b>69</b>	9	T	5,39	5,67	5,37	0%	5%	6,08	-13%	-7%	6,24	-16%	-10%
	10	R	-0,79	-2,67	-3,18	-302%	-19%	-3,28	-315%	-23%	-3,02	-281%	-13%
<b>80</b>	11	L	2,2983	2,85	2,44	-6%	14%	2,49	-8%	13%	2,33	-1%	18%
	12	C	4,597	5,53	5,58	-21%	-1%	6,00	-30%	-8%	6,04	-31%	-9%
<b>80</b>	13	L	2,2983	2,85	1,30	43%	54%	1,00	56%	65%	1,11	52%	61%
	14	C	4,597	5,53	5,84	-27%	-6%	5,90	-28%	-7%	6,08	-32%	-10%

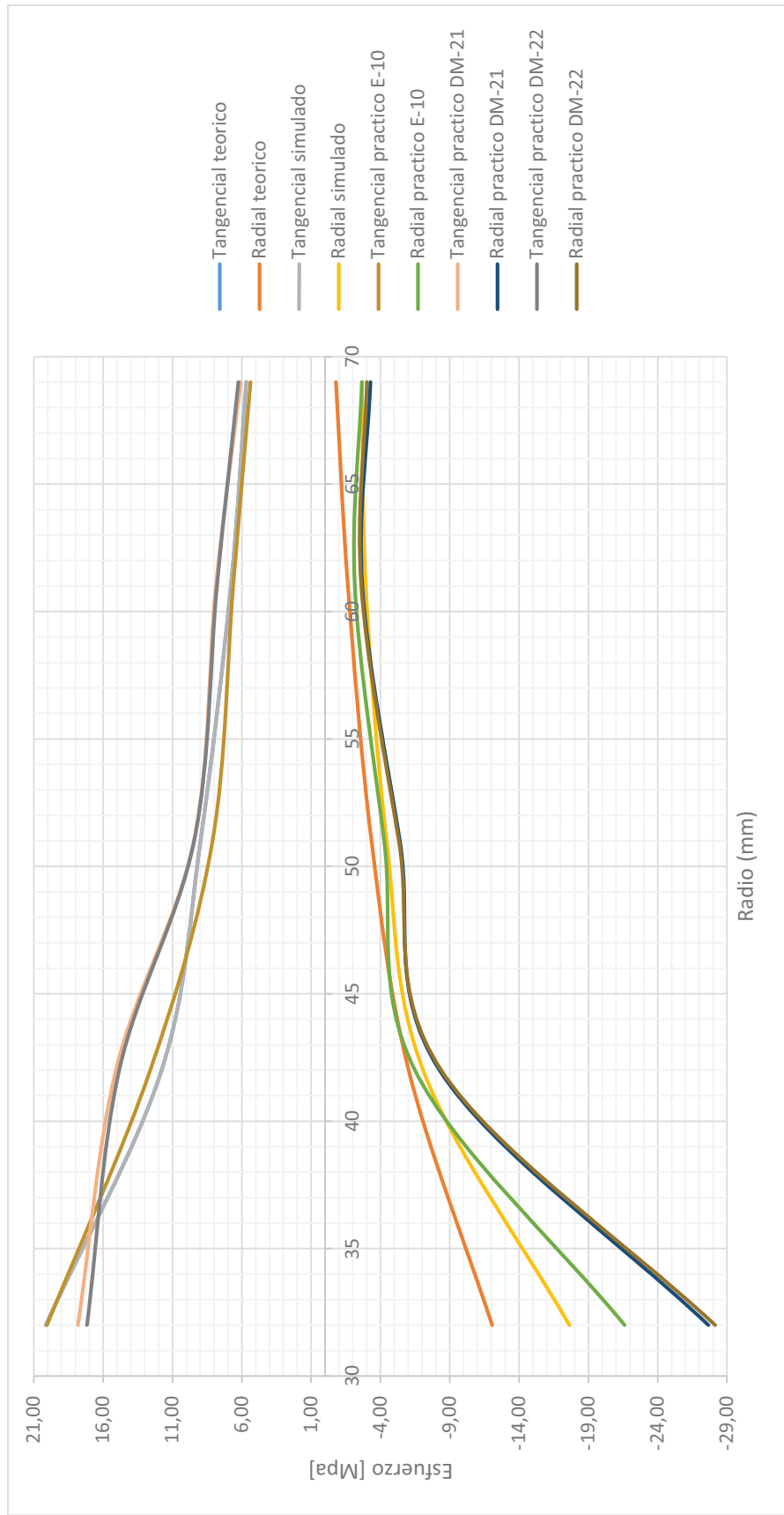


Figura 104. Distribución de esfuerzos a  $P_i=5000\text{psi}$



## CAPITULO 6

### 6. ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO DEL PROYECTO

En este capítulo se describe detalladamente los costos de diseño y construcción del equipo de cilindro de pared gruesa para el análisis de esfuerzos, para lo cual se toma los rubros en el mercado de Quito para el año 2014, los mismos que se desglosan de la siguiente manera:

- Análisis de costos directos
- Análisis de costos indirectos
- Costo total del equipo
- Análisis financiero

#### 6.1. Análisis de costos directos

Los costos directos o de contribución son aquellos que se han realizado en función de poner en marcha el proyecto.

##### 6.1.1. Mano de obra directa

**Tabla N° 26.**

##### **Mano de obra directa**

Diseño	
Nombre	Total
Marco Bravo Águila	500
<b>Total</b>	<b>500</b>

## 6.1.2. Costos de adquisición de materiales

Tabla N° 27.

### Costos adquisición de materiales

ORD	Cant.	Descripción	V. Unitario [USD]	Total [USD]
1	1	Bomba hidráulica manual P-77	471,49	471,49
2	1	Adaptador para manómetro GA-3 Macho 3/8 NPT	7,21	7,21
3	1	Manguera hidráulica 5850 psi	6,63	6,63
4	1	Manómetro G-2535-L de glicerina 2 1/2"	115,6	115,60
5	1	Eje de acero SAE 1018	11,88	11,88
6	1	Eje de aluminio prodax dia. 160x210 mm	380,80	380,80
7	16	Arandelas M10	0,20	3,20
8	8	Perno M10x45	0,60	4,80
9	2	O-ring Dia.=40 mm	0,80	1,60
10	2	O-ring Dia.=32.5 mm	0,50	1,00
11	1	O-ring Dia.=38.7 mm	0,50	0,50
12	2	Neplo JIG - NPT 9/16*1/4	2,08	4,16
13	3	Neplo macho NPT 3/8x1/4	1,80	5,40
14	1	Plancha A36 1220x2440 mm, e=6 mm	67,4	67,40
15	2	Placas circulares dia. 130 mm, e=8 mm	14	28,00
16	2	Tuerca DIN 93-M30	0,35	0,70
17	2	Arandela DIN 125-M30	0,25	0,50
18	1	Juego de galgas extensiométricas ( 6 pares) Omega SGD-3/120-LY13	45,00	45,00
19	2	Amplificador de instrumentación INA 125	15,00	30,00
			<b>Total</b>	<b>1185,87</b>

### 6.1.3. Costos de construcción

Los rubros de fabricación dependen fundamentalmente del tipo proceso que se utiliza en la construcción, por cuanto dichos rubros son primordialmente en el diseño.

En este punto se toma en cuenta los siguientes parámetros:

Mano de obra calificada

Costos de hora máquina herramienta

**Tabla N° 28.**

#### Costos de construcción

Maquinaria	Costo/hora USD	Número de horas	Subtotal
Torno	8,00	20,00	160,00
Taladrado	5,00	5,00	25,00
Otros	4,00	15,00	60,00
		<b>Total</b>	<b>245,00</b>

## 6.2. Análisis de costos indirectos

Los costos indirectos, son gastos que no influyen directamente en el costo del proyecto.

### 6.2.1. Remuneración a profesionales y responsable del proyecto

**Tabla N° 29.**

#### Remuneración a profesionales y responsable del proyecto

Nombre	Cargos	Tiempo-horas	Valor H (USD)	Costo total (USD)
Ing. José Pérez	Director	30	15	450
Ing. Juan Díaz	Codirector	30	15	450
Ing. Francisco Navas	Laboratorista LMM	30	10	300
			<b>Total</b>	<b>1200</b>

### 6.2.2. Suministros y servicios

Tabla N° 30.

## Costos misceláneos

<b>MISCELÁNEOS - VARIOS</b>	
<b>Descripción</b>	<b>Costo total [USD]</b>
Útiles de oficina	50
Servicios básicos(Agua, teléfono, electricidad, otros)	60
Transporte	30
Internet	20
Impresiones	100
Copias	15
<b>Total</b>	<b>275</b>

## 6.3. Costo total del equipo

Tabla N° 31.

## Costo total del equipo.

<b>Designación</b>	<b>Subtotal</b>
<b>1. Costos directos</b>	<b>1930,87</b>
Mano de obra directa	500
Costo de adquisición de materiales	1185,87
Costos de procesos de manufactura	245,00
<b>2. Costos indirectos</b>	<b>1475</b>
Suministro y servicios	275
Remuneración a personales y responsable del proyecto	1200
<b>3. Imprevistos (5% de 1 y 2)</b>	<b>170,29</b>
<b>Total</b>	<b>3576,16</b>

**Nota:** El financiamiento del presente proyecto fue cubierto en totalidad por los ejecutores de la tesis de grado, excepto en los rubros de honorarios a profesionales.

## 6.4. Análisis financiero

### 6.4.1. Cálculo del VAN y el TIR

Para evaluar si el presente proyecto es rentable, se realizó el análisis de la tasa interna de retorno (TIR) y el valor actual neto (VAN).

Para los cálculos del ingreso que recibirá el laboratorio de resistencia de materiales de la Carrera de Ciencia de la Energía y Mecánica por el uso del equipo de pared gruesa se considera una vida útil de 10 años. El valor de ingreso se calcula por las prácticas que realizan los estudiantes de la carrera obteniendo el siguiente resultado:

$$\begin{aligned} \text{Ingreso} = & 38,50 \frac{\text{USD}}{\text{crédito}} * 1 \frac{\text{crédito}}{\text{periodo}} * \frac{1 \text{ periodo}}{20 \text{ semanas}} * \frac{4 \text{ semanas} - \text{uso}}{\text{alumno}} \\ & * 80 \frac{\text{alumnos}}{\text{semestre}} * 2 \frac{\text{semestre}}{\text{año}} \end{aligned}$$

$$\text{Ingreso} = 1232 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$$

El valor de \$38,50 es subsidiado

La fórmula para calcular el VAN se muestra a continuación:

$$\text{VAN} = -\text{Inversión} + \frac{\text{FNC } 1}{(1+i)^1} + \frac{\text{FNC } 2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{\text{FNC}}{(1+i)^n}$$

**Ecuación 35**

Dónde: FNC es el flujo neto de caja, e i es igual a la tasa mínima aceptable de rendimiento (TMAR).

Cálculo del TMAR:

$$\text{TMAR} = i + f$$

**Ecuación 36**

El premio al riesgo tomado en el proyecto se considera el 2% debido a que el riesgo se limita a que no exista estudiantes en la carrera lo cual es improbable y la inflación es del 3.11%, entonces el valor del TMAR es del 5.11%

Dónde: FNC es el flujo neto de caja y VS es el valor de salvamento.

$$Inversión = \frac{FNC\ 1}{(1+i)^1} + \frac{FNC\ 2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{FNCn + VS}{(1+i)^n}$$

### **Ecuación 37**

El costo al término del proyecto fue: \$3941,46, por lo tanto la depreciación a 10 años se estima en un valor de \$394,15.



Para decidir si un proyecto se acepta o se rechaza según el criterio del VAN es el siguiente. Si el VAN es mayor que cero se acepta el proyecto, para el caso del proyecto de grado el valor del VAN es mucho mayor ( $4175,00 > 0$ ), es decir, que genera un rendimiento mayor al costo de financiamiento del proyecto, por lo cual es conveniente ejecutar el proyecto. Además el TIR es mayor que el TMAR ( $24\% > 5.11\%$ ) por lo tanto se acepta el proyecto como ejecutable por ser muy rentable.

#### 6.4.2. Análisis Beneficio - Costo(a partir del VAN y el TIR)

$$R_{C/B} = \frac{\text{Ingresos}}{\text{Gastos}}$$

**Ecuación 38**

$$R_{C/B} = \frac{10766,71}{3576,16 + 3015,55}$$

$$R_{C/B} = 1,63$$

#### 6.4.3. Evaluación Costo-Beneficio realizado

Los parámetros de la lista de factibilidad se califican entre 0 y 10 y una vez calificados los criterios de factibilidad se debe obtener el índice de mérito relativo (IMR) del proyecto mediante la siguiente expresión:

$$IMR = \frac{\sum(\text{Ponderación de criterio de factibilidad} * \text{calificación})}{\sum(\text{Ponderación de criterio de factibilidad} * 10)}$$

**Ecuación 39**

$$IMR = \frac{\sum Total 1}{\sum Total 2}$$



#### 6.4.4. Parámetros de calificación de factibilidad

##### 6.4.4.1. Criterios de factibilidad técnica

- Puntaje máximo: 10
- Ponderación criterio de factibilidad: 8

Tabla N° 33.

#### Análisis de factibilidad técnica

Criterios técnicos	Calificación	Ponderación de criterio de factibilidad	Total 1	Total 2
1. Probabilidad de éxito técnico	9	7	63	70
2. Propiedad industrial	8	7	56	70
3. Posible desarrollo futuro	9	8	72	80
4. Efectos medio ambiente	10	8	80	80
5. Tiempo desarrollado	9	7	63	70
		$\Sigma =$	334	370
		<b>IMR</b>		<b>0,90</b>

Según el análisis del cuantitativo del IMR se verifica la posibilidad técnica de la realización del proyecto se obtuvo un IMR= 90%.

##### 6.4.4.2. Criterios financieros

- Puntaje máximo: 10
- Ponderación criterio de factibilidad: 8

Tabla N° 34.

**Análisis de criterios financieros**

Criterios financieros	Calificación	Ponderación de criterio de factibilidad	Total 1	Total 2
1. Costos I+D	10	8	80	80
2. Inversión de fabricación	8	8	64	80
3. Inversión del proyecto comercialización	1	8	8	80
4. Flujo de caja	0	8	0	80
5. TIR	6	8	48	80
		$\Sigma =$	200	400
		<b>IMR</b>		<b>0,50</b>

La inversión realizada para el desarrollo del proyecto se ve beneficiada por un índice bajo de la inversión realizada en la fabricación de accesorios y en la investigación para cumplir con el propósito fijado.

Para que un proyecto sea viable debe tener un índice de mérito relativo superior al 20%, y los resultados de la tabla anterior muestran un IMR de 50%, por lo que se comprueba su viabilidad.

**6.4.4.3. Criterios de investigación**

- Puntaje máximo: 10
- Ponderación Criterio de Factibilidad: 8

Tabla N° 35.

**Análisis de criterios de investigación**

Criterio de investigación	Calificación	Ponderación de criterio de factibilidad	Total 1	Total 2
1. Instalaciones y laboratorio	10	8	80	80
2. Tradición de innovación	9	8	72	80
3. Equipo innovador	9	8	72	80
		$\Sigma =$	224	240
		<b>IMR</b>		<b>0,93</b>

El valor del índice de mérito relativo (IMR) que se muestra en la tabla para criterios de investigación es del 93%, debido a que la realización del proyecto utilizó diversas fuentes actualizadas de estudio de programas y comunicación de señales. El proyecto nuevamente resulta viable para su ejecución.

**6.4.4.4. Criterios institucionales**

- Puntaje máximo: 10
- Ponderación Criterio de Factibilidad: 8

Tabla N° 36.

**Criterios institucionales**

Criterios institucionales	Calificación	Ponderación de criterio de factibilidad	Total 1	Total 2
1. Historial empresarial	9	8	72	80
2. Actitud de colaboración de innovación	8	8	64	80
3. Actitud frente al riesgo	9	8	72	80
4. Clima laboral	9	8	72	80
		$\Sigma =$	280	320
		<b>IMR</b>		<b>0,88</b>

## CAPITULO 7

### 7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1. CONCLUSIONES

- El equipo es seguro en cuanto a su operación debido a que posee factores de seguridad altos y también los elementos principales que lo conforman fueron diseñados bajo el modelo de disponibilidad y confiabilidad.
- El patrón para comparación o validación de los esfuerzos prácticos calculados a través de las deformaciones unitarias medidas es la simulación ya que ésta se acerca más a la realidad en cuanto al comportamiento de los esfuerzos a lo largo de la pared del cilindro.
- Los esfuerzos teóricos calculados con las fórmulas de cilindro de pared gruesa presentan errores mayores al 5%, esto se debe a que estas fórmulas son consideradas como ideales y más no los efectos que se producen debido al diseño de la junta.
- Existen concentradores de tensión en la pared debido a que la junta debe ser desmontable y esto ocasiona una elevación en los esfuerzos radiales que se encuentran muy cercanos al concentrador de esfuerzos, provocando errores altos comparados con los esfuerzos teóricos.
- Se comprobó la estabilidad de los strain gauge mediante la utilización de tres equipos de medición: TQ E-10, Omega DMD -21 y Omega DMD -22. Se pudo comprobar que los resultados de las deformaciones unitarias fueron precisas en los tres equipos mencionados anteriormente.
- Se comprobó mediante medición y simulación, que el ajuste por parte de las tuercas laterales del eje no ejercen en gran manera influencia en los

esfuerzos obtenidos mediante la aplicación de presión interna por medio de la bomba hidráulica manual.

- El promedio del IMR de todos los criterios para la evaluación de la relación costo – beneficio es de 0,80 lo que significa que el proyecto es viable.

## **7.2. RECOMENDACIONES**

- Cuando se vaya a realizar un cambio de cualquier galga se debe emplear un molde hecho en papel acetato con la posición exacta de la galga para evitar errores en la posición.
- No sobre cargar al cilindro con una presión que no exceda a la presión máxima de trabajo que se encuentra manifestada (7000 psi), ya que esto puede generar daños en los oring-s y por consecuencia existirá una fuga de aceite lo que no permitirá que los datos sea precisos.
- Al momento de elevar la presión en el cilindro, revise que la válvula de descarga este bien cerrada para que no existan caídas de presión bruscas y se puedan con facilidad tomar una lectura estable en el medidor de deformación.
- Usar aceite de baja viscosidad en los elementos mecánicos que conforman el equipo para evitar oxidación y deterioro del equipo.

## BIBLIOGRAFIA

- (2008). En H. Bernard J, *Elemntos de Maquinas* (págs. 393-394). Mexico: McGraw-Hill.
- Automation, R. (2014). *Introducción a la seguridad funcional de los sistemas de control*. Obtenido de <http://www.ab.com/es/epub/catalogs/3377539/5866177/3378076/7555769/Qu-es-la-seguridad-funcional.html>
- Bentley, J. (2005). *Principles of measurement systems*. London: Pearson Education.
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Madrid: McGRAW-HILL.
- card. (2000). *electronica*. uio: pricell.
- Correa, J. (2007). *Wordpress*. Obtenido de <http://juliocorrea.files.wordpress.com/2007/09/recipientes-y-tubos.pdf>
- Díaz Navarro, J. (2007). *Tecnicas de mantenimiento industrial*. New York: Alfaomega.
- Echevería, L. (2014). *Instrumentación mecánica*. Sangolqui: s/n.
- ENERPAC. (2013). Bombas hidraulicas manuales. *Catalogo de Bombas*, 94-96.
- Feodosiev, V. (2009). *Resistencia de materiales*. New Yprk: Alfa Omega.
- García Garrido, S. (2010). *Organizacion y gestion integral del mantenimiento*. España: Diaz de Santos.
- Gonzales , M., & Schneeberger, M. (2011). *Strain Gauge*. Obtenido de <http://es.scribd.com/doc/213877848/Strain-Gauge1>
- Leal Ascencio , R. (2012). *Implatación de galgas extensiométricas*. Obtenido de <http://www.desi.iteso.mx/elec/instru/galgas.pdf>
- Melo Gonzales, R., & Lara Hernández, F. (2009). Estimación de la confiabilidad-disponibilidad-mantenibilidad. *Tecnología,Ciencia y Educación*, 94-95.
- Mesa Granjales, D., Ortiz Sánchez, Y., & Pinzón , M. (2006). LA CONFIABILIDAD, LA DISPONIBILIDAD Y LA MANTENIBILIDAD, DISCIPLINAS. *Scientia et Technica Año XII*, 157-159.
- Micro-measurment . (11 de Julio de 2012). *Micro-measurment*. Obtenido de [www.micro-measurements.com](http://www.micro-measurements.com)
- Mott, R. (2013). *Diseño de elementos de maquinas*. Menco: Pearson Educación.

- Pallas, R. (2001). *Sensores y acondicionadores de señal*. Canada: Marcombo.
- Patanella, A., Actis, M., & Durruty, J. (2012). Estructuras III. *Tubos de pared gruesa*, 1-4.
- Ruiz Rojas, G. (2005). *Diseño, construcción y caracterización de un sensor para medir carga*. Oaxaca.
- Saldarriaga, J. E., & Cordova Bustamante, A. (2013). *Kikiversity*. Obtenido de [http://es.wikiversity.org/wiki/ProgramacionIngenieriaMecanicaUPB:Grupo\\_06](http://es.wikiversity.org/wiki/ProgramacionIngenieriaMecanicaUPB:Grupo_06)
- Timoshenko, S. (2010). *Resistencia de materiales*. Mc Gill.
- Tosone, H., & Anca, A. (2009). Estabilidad II. *Tubos de pared gruesa*, 6-9.
- Tripod. (2007). *Principio de pascal*. Obtenido de <http://esimerobotica.tripod.com/pascal.htm>
- Wikipedia. (21 de Marzo de 2012). *Galgas extensiométricas*. Obtenido de [http://es.wikipedia.org/wiki/Galga\\_extensiom%C3%A9trica](http://es.wikipedia.org/wiki/Galga_extensiom%C3%A9trica)

# **ANEXOS**



**“A” PLANOS DE DETALLE Y  
CONSTRUCCION**

**“B” MANUAL DE OPERACIÓN Y  
MANTENIMIENTO**

**“C” REGISTRO DE DATOS Y  
DIAGRAMAS DEL PERIODO DE  
PRUEBAS**

**“D” GUÍA PARA PRÁCTICAS EN EL  
LABORATORIO**