



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE BUENOS AIRES

Diseño, desarrollo y puesta en funcionamiento de recipiente a presión de pared gruesa

Tesis realizada por

**Paucar Fernando
Yapur Nicolás**

en cumplimiento parcial de los requisitos
para la obtención del título de

Ingeniería Mecánica

© diciembre 2023

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Objetivo	1
1.2. Marco teórico.....	1
1.2.1. Plane strain (estado plano de deformaciones).....	1
1.2.2. Plane stress (estado plano de tensiones)	2
1.2.3. Generalized plane stress (recipiente con tapas).....	2
1.3. Búsqueda bibliográfica.....	3
1.4. Definición de requisitos	4
2. Desarrollo	6
2.1. Diseño mecánico	6
2.1.1. Conjunto del cilindro y tapones	7
2.1.2. Bomba	10
2.1.3. Uniones Roscadas	12
2.1.4. Sellos hidráulicos.....	14
2.1.5. Sellos de polipropileno.....	14
2.1.6. Circuito hidráulico	15
2.1.6.1. Fluido Hidráulico	16
2.1.7. Lista de materiales	17
2.1.8. Ensamble mecánico del recipiente.....	18
2.2. Desarrollo del circuito electrónico	18
2.2.1. Galgas extensométricas	18
2.2.2. Puente de Wheatstone (3 hilos).....	20
2.2.3. Puntos de medición y adquisición de datos	20
2.2.4. Adquisidor de datos	21
2.2.5. Diagrama de conexiones de las galgas extensométricas	22
2.2.6. Interfaz CATMAN.....	24
2.3. Fabricación.....	24
3. Propuesta didáctica	25
4. Validación del diseño	26
4.1. Pruebas Hidráulicas.....	26
4.2. Pruebas Electrónicas	26
4.3. Mediciones.....	27
4.4. Comparación con modelos teóricos.....	28
5. Conclusión	29
5.1. Propuestas de mejoras a futuro	30

Bibliografía	31
Anexo	32
Costo del proyecto	32
Inconveniente con la compra del redondo de aluminio.....	32
Modelo de elementos finitos: cilindro de aluminio	33
Modelo de elementos finitos: conjunto de tapón, placa y varillas roscadas.....	34
Modelo de elementos finitos: bomba	35

Índice de figuras

Figura 1 Recipiente de pared gruesa	1
Figura 2 Tubo sometido a presión	1
Figura 3 Tensiones en la tapa	2
Figura 4 Producto desarrollado por Gunt Hamburg	3
Figura 5 Producto desarrollado por Tecquipment	4
Figura 6 Diseño propuesto para el recipiente a presión	6
Figura 7 Diseño propuesto para la bomba.....	7
Figura 8 Vista en corte del diseño	7
Figura 9 Tensiones de Von Mises en el cilindro	8
Figura 10 Tensiones de Von Mises del conjunto sin el cilindro	9
Figura 11 Diseño de la bomba.....	10
Figura 12 Modulo de Bulk en función de la presión.....	11
Figura 13 Tensiones de Von Mises en la bomba	12
Figura 14 Gráfico de extrusión en función de dureza, presión y espacio diametral.	14
Figura 15 Montaje de sellos de polipropileno	15
Figura 16 Vista frontal del circuito hidráulico	15
Figura 17 Vista explotada del circuito hidráulico	16
Figura 18 Ensamble mecánico del recipiente a presión	18
Figura 19 Galga HBM seleccionada	18
Figura 20 Instalación de galgas extensométricas.....	19
Figura 21 Galga con pads para soldadura	20
Figura 22 Cuarto de puente	20
Figura 23 Disposición de galgas en el tubo	20
Figura 24 Posición de galgas en el cilindro	21
Figura 25 Adquisidor de datos QuantumX.....	21
Figura 26 MX1615B Transductores disponibles	22
Figura 27 Conectores push-in - QuantumX.....	22
Figura 28 Diagrama de conexión de cables	22
Figura 29 Código de colores para las conexiones	23
Figura 30 Conexión del cable de 6 hilos al conector de 8 pines	23
Figura 31 CATMAN - Interfaz grafica	24
Figura 32 Análisis de sensibilidad para un radio $r=35$ mm	29
Figura 33 Cono de tensiones de Mischke en el cilindro de pared gruesa	30
Figura 34 Ensayo de tintas penetrantes	32
Figura 35 Ensayo de ultrasonido	33
Figura 36 Anexo - Mallado 3D del cilindro de Aluminio	33
Figura 37 Modelado de tapón, placa y varillas roscadas	34
Figura 38 Mallado 3D Bomba Hidráulica	35

Índice de tablas

Tabla 1	Tabla de conversión Plane Strain - Plane Stress	2
Tabla 2	Especificaciones técnicas – FL 140	4
Tabla 3	Especificaciones técnicas - SM1011	4
Tabla 4	Elementos principales del recipiente a presión	6
Tabla 5	Elementos de la bomba hidráulica	7
Tabla 6	Tensiones y deformaciones - Caso Plane Stress	8
Tabla 7	Comparación de los valores analíticos y los valores obtenidos por elementos finitos	9
Tabla 8	Factores de seguridad - Conjunto cilindro-tapones.....	10
Tabla 9	Parámetros de diseño de la bomba	11
Tabla 10	Factores de seguridad - Componentes bomba hidráulica.....	12
Tabla 11	Uniones roscadas - Factores de seguridad	13
Tabla 12	Uniones roscadas - Datos para calcular el torque	13
Tabla 13	Verificación de barrido de rosca en varillas roscadas y tapa de bomba	14
Tabla 14	Componentes del circuito hidráulico	16
Tabla 15	Lista de materiales	17
Tabla 16	Dimensiones de galgas extensométricas.....	19
Tabla 17	Elementos para la instalación de galgas.....	19
Tabla 18	Descripción de las pruebas hidráulicas	26
Tabla 19	Resultados de pruebas electrónicas.....	26
Tabla 20	Valores experimentales de deformaciones en el recipiente	27
Tabla 21	Comparación de los valores experimentales y del modelo de elementos finitos.....	28
Tabla 22	Diferencias porcentuales entre modelo FEA y valores medidos a 100 bar.....	28
Tabla 23	Costos del proyecto	32
Tabla 24	Condiciones de borde de los componentes del recipiente	34
Tabla 25	Condiciones de borde - componentes de la bomba	35

Definiciones

r_m	Radio medio
d_m	Diámetro medio
t	Espesor
σ_r	Tensión radial
σ_θ	Tensión circunferencial
σ_z	Tensión axial
e_r	Deformación radial
e_θ	Deformación circunferencial
e_z	Deformación axial
E	Módulo de Young
ν	Módulo de Poisson
σ_y	Tensión de fluencia del material
σ_{adm}	Tensión admisible del material
β_T	Módulo de Bulk isotérmico
V	Volumen final
V_0	Volumen inicial
p	presión
p_0	presión inicial
c	carrera del pistón de la bomba
a	avance del pistón de la bomba
r_{mg}	radio interno de la manguera hidráulica
L_{mg}	Largo de la manguera hidráulica
P_{total}	Carga externa total aplicada a la unión
P	Carga externa de tracción por bulón
F_i	Precarga
C	Fracción de la carga externa P soportada por el bulón
A_t	Área de esfuerzo de tensión
A_r	Área del diámetro menor
n_L	Factor de carga
n_0	Factor de seguridad a la separación de la unión.
n_p	Factor de seguridad a la fluencia.
l	Avance del tornillo
f	Coefficiente de fricción

Agradecimientos

Nos gustaría agradecer profundamente a Francisco Polano quien nos guio con su conocimiento y experiencia a lo largo de todo el proceso con mucha paciencia y dedicación. También agradecemos a todos los profesores del departamento de Ingeniería Mecánica y destacamos a Joaquín Infantino, Víctor Lizza, Ezequiel Flores, Luciano Santos y Ricardo Laureta, quienes nos brindaron gran parte de su tiempo y su conocimiento para acompañarnos y guiarnos en todo el desarrollo de la manufactura del producto.

1. Introducción

1.1. Objetivo

El objetivo del proyecto es diseñar y construir un recipiente sometido a presión interna de tamaño adecuado para uso en laboratorio para realizar mediciones de las deformaciones producidas en el mismo mediante equipamiento electrónico y comparar los valores experimentales con los que se obtienen de forma analítica.

1.2. Marco teórico

Para un recipiente a presión cilíndrico que cumple la siguiente condición se considera que es un recipiente de pared gruesa.

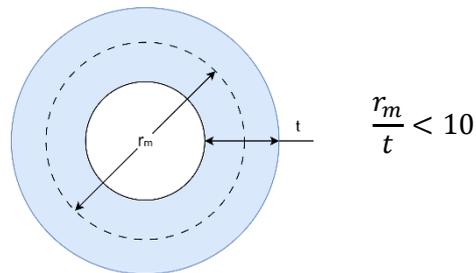


Figura 1 Recipiente de pared gruesa

A continuación, se detallan las formulaciones de distintos estados de tensiones en el material bajo diferentes hipótesis en el componente. El estado que corresponde a cada caso depende, principalmente de las condiciones de borde, siendo todos axisimétricos y con propiedades de los materiales elásticas, lineales, homogéneas e isótropas.

1.2.1. Plane strain (estado plano de deformaciones)

Si el material está en un estado plano de deformaciones se cumple

$$e_z = e_{rz} = e_{\theta z} = 0$$

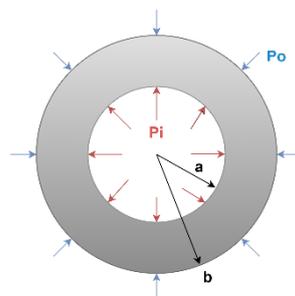


Figura 2 Tubo sometido a presión

Partiendo de las soluciones de la ecuación diferencial ordinaria de *Euler-Cachy* y aplicando las condiciones de borde según [1] se obtienen las siguientes ecuaciones para las tensiones y deformaciones.

$$\sigma_r(r) = \frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} - \frac{(p_i - p_o) a^2 b^2}{(b^2 - a^2) r^2} \quad (1.1)$$

$$\sigma_\theta(r) = \frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} + \frac{(p_i - p_o) a^2 b^2}{(b^2 - a^2) r^2} \quad (1.2)$$

$$\sigma_z = \nu(\sigma_r + \sigma_\theta) = 2\nu \left(\frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} \right) \quad (1.3)$$

$$e_r = \left(\frac{1 - \nu^2}{E} \right) \sigma_r - \frac{\nu(1 + \nu)}{E} \sigma_\theta \quad (1.4)$$

$$e_\theta = \left(\frac{1 - \nu^2}{E} \right) \sigma_\theta - \frac{\nu(1 + \nu)}{E} \sigma_r \quad (1.5)$$

1.2.2. Plane stress (estado plano de tensiones)

Si el material está en un estado plano de deformaciones se cumple

$$\sigma_z = \sigma_{rz} = \sigma_{\theta z} = 0$$

Utilizando las expresiones (1.4) y (1.5) de 1.2.1 y aplicando los cambios de variable de la Tabla 1 se obtienen las ecuaciones para las deformaciones. El campo de tensiones no se ve alterado en sus componentes circunferencial y radial.

Solution	To convert to	E is replaced by:	ν is replaced by:
Plane Stress	Plane Strain	$\frac{E}{1 - \nu^2}$	$\frac{\nu}{1 - \nu}$
Plane Strain	Plane Stress	$\frac{1 + 2\nu}{(1 + \nu)^2} E$	$\frac{\nu}{1 + \nu}$

Tabla 1 Tabla de conversión Plane Strain - Plane Stress

$$e_r = E\sigma_r - \frac{\nu}{E}\sigma_\theta$$

$$e_\theta = E\sigma_\theta - \frac{\nu}{E}\sigma_r$$

1.2.3. Generalized plane stress (recipiente con tapas)

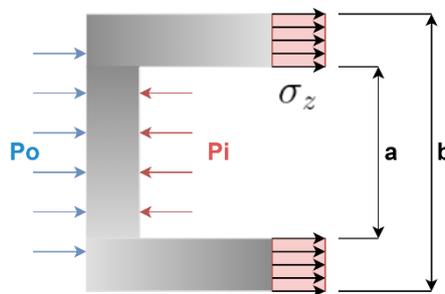


Figura 3 Tensiones en la tapa

Dada la presencia de tapas en el recipiente se calcula el equilibrio en el eje z , para una de ellas obteniéndose

$$\sigma_z \pi (b^2 - a^2) - p_i \pi a^2 + p_o \pi b^2 = 0$$

$$\sigma_z = \frac{p_i a^2 - p_o b^2}{b^2 - a^2}$$

A su vez el campo de deformaciones es:

$$\begin{cases} e_r = \frac{1}{E} [\sigma_r - \nu(\sigma_r + \sigma_z)] = C_1 - \frac{C_2}{r^2} \\ e_\theta = \frac{1}{E} [\sigma_\theta - \nu(\sigma_r + \sigma_z)] = C_1 + \frac{C_2}{r^2} \end{cases}$$

Y el campo de tensiones:

$$\begin{aligned} \sigma_\theta &= E \left(C_1 + \frac{C_2}{r^2} \right) + \nu(\sigma_r + \sigma_z) \\ \sigma_r - \left(\frac{\nu}{1-\nu} \right) \sigma_z &= \frac{E}{1-\nu^2} \left[C_1(1+\nu) - \frac{C_2(1-\nu)}{r^2} \right] \end{aligned}$$

donde las constantes valen:

$$\begin{cases} C_1 = \frac{1-2\nu}{E} \left[\frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} \right] \\ C_2 = \frac{1+\nu}{E} \left[\frac{(p_i - p_o) a^2 b^2}{b^2 - a^2} \right] \end{cases}$$

1.3. Búsqueda bibliográfica

El primer modelo comercial que se toma como referencia para el desarrollo del producto es elaborado por la empresa **Gunt Hamburg** dedicada al desarrollo de equipamiento para Ingeniería [2]. El modelo "FL 140" está conformado por un recipiente a presión alimentado por una bomba hidráulica como se puede ver en la Figura 4.

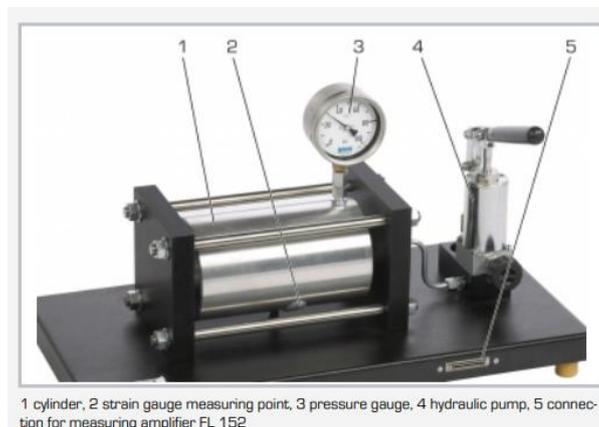


Figura 4 Producto desarrollado por Gunt Hamburg

La Tabla 2 describe las especificaciones técnicas del producto

Dimensiones	700mm x 350mm x 330mm
Peso	32 kg aprox.
Presión interna máxima	70 bar

Galgas extensométricas	11 galgas: half-bridges, Resistencia: 350 Ohm Gauge factor: 2,00 ±1% Voltaje de suministro: 10V
Medición de presión	Manómetro analógico, Lectura 0-100 bar

Tabla 2 Especificaciones técnicas – FL 140

El segundo modelo “SM1011” es elaborado por **Tecquipment** [3] y es parecido en cuanto a funcionalidad y características técnicas con leves diferencias en la presentación del producto como se aprecia en la Figura 5.



Figura 5 Producto desarrollado por Tecquipment

De la Tabla 3 se observan diferencias en cuanto a las dimensiones y peso respecto del anterior producto.

Dimensiones	700mm x 400mm x 370mm
Peso	30 kg.
Material del cilindro	Aleación de Aluminio
Fluido hidráulico	Aceite castor

Tabla 3 Especificaciones técnicas - SM1011

1.4. Definición de requisitos

En función de 1.1 y 1.3 y las necesidades manifestadas por el cuerpo docente de 31.34 Resistencia de materiales se definen los siguientes requisitos que debe cumplir el producto final.

- Diseño compacto y utilizable en una clase (aula)
- Montaje sobre banco
- Factor de seguridad igual a 3.
- Presión interna máxima: 200 bar
- Dimensiones máximas 400mm x 300mm x 250 mm
- Peso máximo experimento: 25kg
- Peso máximo indicador/adquisidor = 3 kg
- Botón para cerar
- Accionamiento manual (no debe requerir fuentes de potencia externas)
- Debe permitir ensayar bajo hipótesis de estado plano de deformaciones
- Manómetro analógico clase 1

- Medición de deformaciones:
 - 4 puntos de deformación radial y circunferencial en diferentes radios
 - 2 puntos de deformación longitudinal y circunferencial (exterior e interior)
- Acondicionador e indicador:
 - Visualización digital de las mediciones de todas las galgas (2 dígitos decimales) sin conexión a PC. No es necesario en simultáneo
 - Mostrar micro strain y tensiones en visualizador digital.
 - Adquisición de datos mediante cable USB a una computadora
 - Software para PC de monitoreo en tiempo real compilado para Windows 10. No debe requerir ningún software de soporte. Interfaz gráfica amigable.
- Se deben poder observar tensiones circunferenciales del orden de los 10 MPa
- La fabricación debe ser íntegra en el CIDIM
- Se pueden adquirir partes y componentes completos

2. Desarrollo

2.1. Diseño mecánico

En la Figura 6 y la Figura 7 se muestran los diseños propuestos para el conjunto del recipiente a presión y el de la bomba, respectivamente. A continuación de cada figura, se agrega una tabla que describe las propiedades del material de cada elemento.

El conjunto del recipiente a presión se constituye por un cilindro hueco de pared gruesa con dos aberturas. Una de ellas se cierra mediante un tapón, que, si se remueve, permite el cargado del equipo con aceite. El otro conecta, a través de una manguera, al conjunto de la bomba. Posee 2 tapones en los extremos para impedir el escape de fluido y que, a su vez, son atravesados por varillas que permiten transmitir las señales eléctricas al exterior del equipo. Finalmente, estos tapones son sostenidos por 2 placas comprimidas por la acción de 4 varillas roscadas que van de extremo a extremo.

El ensamble de la bomba consiste en un pistón que es empujado por una varilla roscada que avanza gracias al accionamiento manual de la manivela. Esta varilla gira sobre una tapa que está sujeta a una camisa que, en su extremo, posee una conexión a una manguera que conecta con el ensamble explicado previamente.

El material seleccionado para el cilindro (1) es aluminio y no acero debido a que el módulo elástico es menor y, por ende, las deformaciones serán mayores, facilitando la medición de las mismas con las galgas extensométricas. Adicionalmente, el aluminio tiene una mayor resistencia a la corrosión atmosférica, permitiendo que este fenómeno no afecte a la vida útil del equipo.

Las piezas restantes son de acero AISI 1040. Su elección radica en disminuir los costos del proyecto. Para evitar fenómenos de corrosión en el corto plazo se realizó un pavonado a todas las piezas.

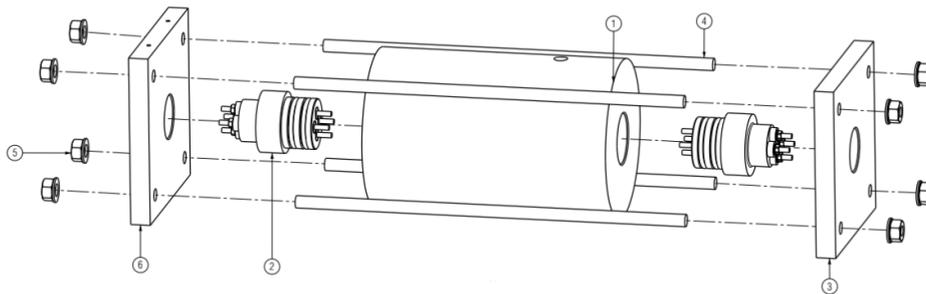


Figura 6 Diseño propuesto para el recipiente a presión

TAG	Nombre	Material	E [GPa]	ν	σ_y [MPa]	σ_{adm} [MPa]
1	Cilindro	Aluminio 2020	68.98	0.33	225	75
2	Tapón	Acero AISI 1040	207	0.27	300	100
3 y 6	Placa	Acero AISI 1040	207	0.27	300	100
4	Varilla roscada M10x1.5	Acero AISI 1020	207	0.27	210	70

Tabla 4 Elementos principales del recipiente a presión

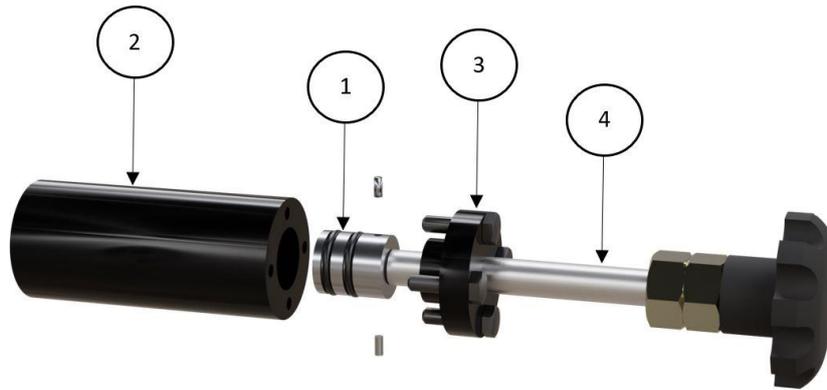


Figura 7 Diseño propuesto para la bomba

TAG	Nombre	Material	Referencias	E [GPa]	V	σ_y [MPa]	σ_{adm} [MPa]
1	Pistón	Acero AISI 1040	Ver plano P159-04	207	0.27	300	100
2	Cilindro de bomba	Acero AISI 1040	Ver plano P159-05	207	0.27	300	100
3	Tapa de cilindro	Acero AISI 1040	Ver plano P159-06	207	0.27	300	100
4	Vástago roscado M10x1.5	Acero AISI 1020		207	0.27	210	70

Tabla 5 Elementos de la bomba hidráulica

2.1.1. Conjunto del cilindro y tapones

En la Figura 8 se aprecia una mejor visualización del conjunto del cilindro y los tapones.

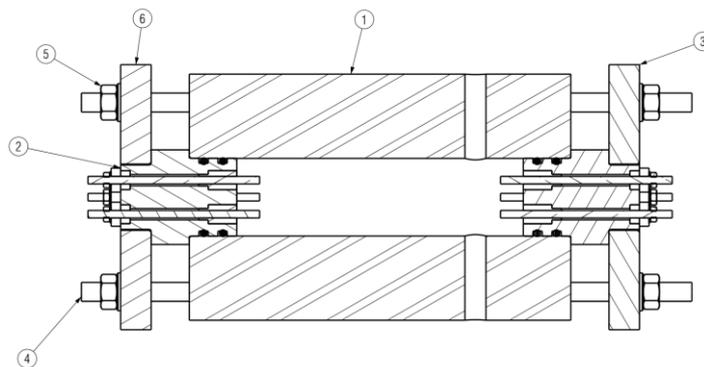


Figura 8 Vista en corte del diseño

Como primer paso de diseño, se calcula analíticamente las tensiones y deformaciones del cilindro sin considerar los 2 agujeros en sentido radial, utilizando las fórmulas indicadas en 1.2.2. En la tabla, se pueden observar los valores obtenidos:

Galga	Posición	Tensiones		Deformaciones		
N°	r (mm)	σ_r (MPa)	σ_θ (MPa)	e_r ($\mu\epsilon$)	e_θ ($\mu\epsilon$)	e_z ($\mu\epsilon$)
1	20	-10,00	12,09	-202,756	223,065	-10,003
2	35	-2,56	4,65	-59,368	79,676	-10,003
3	42	-1,46	3,55	-38,125	58,434	-10,003
4	49	-0,79	2,89	-25,316	45,625	-10,003
5	56	-0,36	2,45	-17,003	37,311	-10,003
6	65	0,00	2,09	-10,003	30,312	-10,003

Tabla 6 Tensiones y deformaciones - Caso Plane Stress

Por otra parte, se realiza un modelo de elementos finitos (el modelo detallado se explica en el anexo) para verificar que las tensiones en la zona de los agujeros cumplan con la tensión admisible. Además, se verifica que las deformaciones que medirán las strain gauges no difieran considerablemente respecto de la solución teórica.

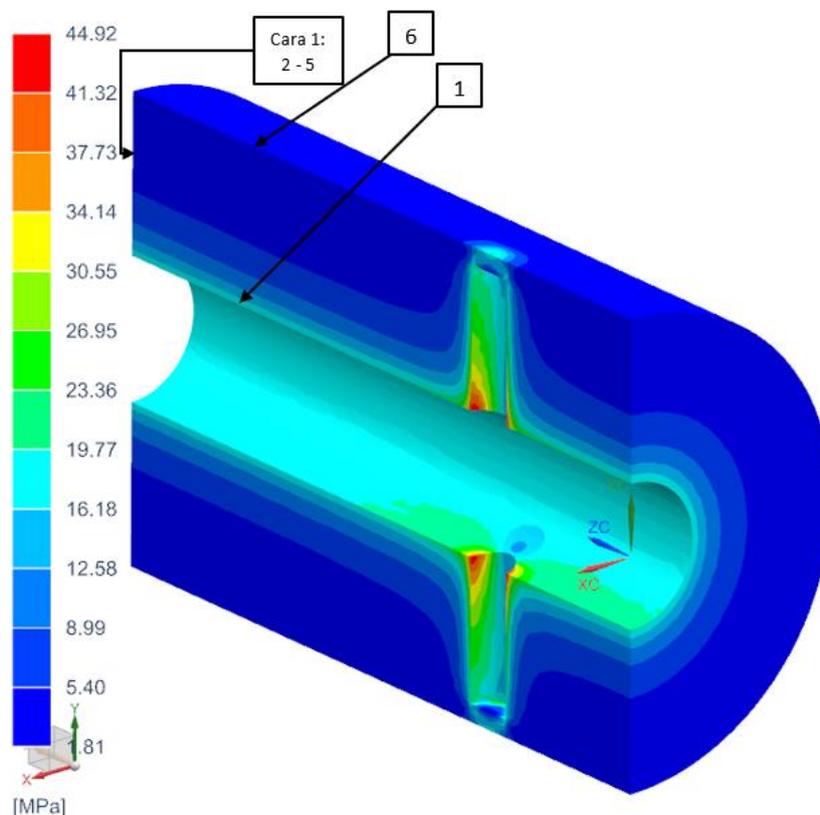


Figura 9 Tensiones de Von Mises en el cilindro

En la Figura 9 se observa que la tensión de Von Mises máxima es de 44.92 MPa, es decir, cumple con la tensión máxima admisible dada por el factor de seguridad 3 especificado como requisito.

Adicionalmente, se compara el modelo de elementos finitos con los valores que, en teoría, deberían medir las strain gauges. Esto permite decidir si el diseño propuesto puede representar correctamente el caso ideal que las soluciones teóricas resuelven. En la Tabla 7 se aprecia que la diferencia relativa máxima entre ambos modelos es del 11.77%.

N° Galga	Posición		Strain analítico			Strain FEA			Diferencia porcentual FEA		
	r [mm]	z [mm]	ϵ_r ($\mu\epsilon$)	ϵ_θ ($\mu\epsilon$)	ϵ_z ($\mu\epsilon$)	ϵ_r ($\mu\epsilon$)	ϵ_θ ($\mu\epsilon$)	ϵ_z ($\mu\epsilon$)	ϵ_r (%)	ϵ_θ (%)	ϵ_z (%)
1	20	145	-202.7	223.06	-10.00	-202.35	221.01	-8.88	0.20	0.92	11.16
2	35	200	-59.36	79.67	-10.00	-58.335	78.73	-10.04	1.74	1.18	-0.43
3	42	200	-38.12	58.43	-10.00	-39.207	59.64	-10.06	-2.84	-2.07	-0.62
4	49	200	-25.31	45.62	-10.00	-25.747	46.22	-10.08	-1.70	-1.31	-0.81
5	56	200	-17.00	37.31	-10.00	-17.111	37.61	-10.09	-0.64	-0.80	-0.94
6	65	145	-10.00	30.31	-10.00	-9.671	30.81	-11.18	3.32	-1.65	-11.77

Tabla 7 Comparación de los valores analíticos y los valores obtenidos por elementos finitos

Por otra parte, se realiza otro modelo de elementos finitos del conjunto sin el cilindro de aluminio (ver Anexo), es decir, un modelo que incluye solamente a las placas y tapones según se observa en la Figura 10. Se comprueba que, efectivamente ninguna parte supera la tensión admisible.

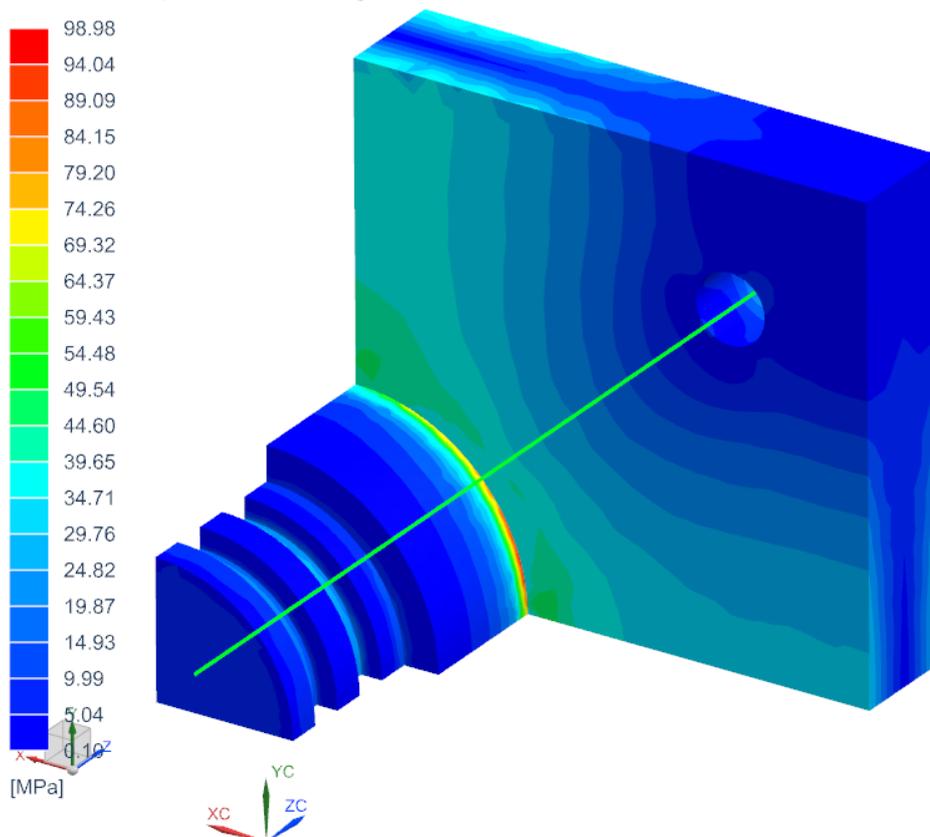


Figura 10 Tensiones de Von Mises del conjunto sin el cilindro

Se aprecia en la imagen que el tapón y la placa de acero 1040 están por debajo de la tensión admisible de 100MPa. Por su parte, la varilla roscada modelada como un elemento viga realiza un esfuerzo menor al admisible de 70MPa.

TAG	Nombre	σ_y [MPa]	σ_{medido} [MPa]	FS
1	Cilindro	225	44.92	5.00
2	Tapón	300	98.98	3.03
3 y 6	Placa	300	82.34	3.64
4	Varilla roscada M10x1.5	210	50.33	4.17

Tabla 8 Factores de seguridad - Conjunto cilindro-tapones

2.1.2. Bomba

Se propone el diseño de la Figura 11. El mismo consiste de una camisa con un pistón que, al avanzar en su carrera, comprime el fluido del interior generando una subida de la presión. El fluido de trabajo seleccionado es aceite por su capacidad para generar presión con poca deformación y, además no genera corrosión en las piezas metálicas. Debido al bajo costo se selecciona el aceite para direcciones hidráulicas nacional marca DEI "Líquido Aceite transmisión hidráulica automática y manual".

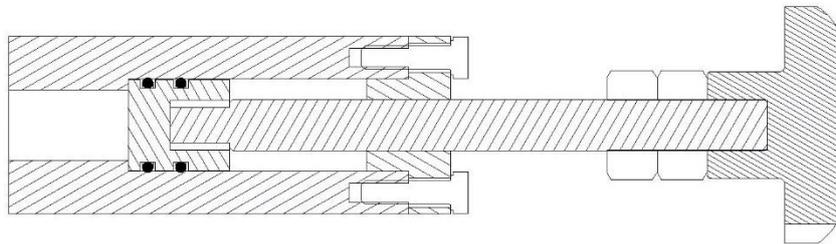


Figura 11 Diseño de la bomba

En primer término, se debe calcular la carrera mínima que permite obtener la presión de 10 MPa deseada. Para obtener este resultado se calcula:

$$\beta_T = -V \frac{dP}{dV} \Rightarrow \beta_T \int_{V_0}^V \frac{dV}{V} = \int_{p_0}^p -dP \Rightarrow \beta_T \int_{V_0}^V \frac{dV}{V} = \int_{p_0}^p -dP \Rightarrow \beta_T \ln\left(\frac{V}{V_0}\right) = -(p - p_0) \Rightarrow$$

$$V = V_0 e^{-\frac{(p-p_0)}{\beta_T}} \quad (2.1)$$

Donde:

$$V_0 = V_{cilindro} + V_{manguera} + V_{camisa\ bomba} = \pi R^2 L_{cil} + \pi r_{mg}^2 L_{mg} + \pi r^2 c$$

$$V = V_0 - \pi r^2 a$$

Reemplazando en (1)

$$a = \frac{V_0}{\pi r^2} \left(1 - e^{-\frac{(p-p_0)}{\beta_T}}\right)$$

Los valores de los parámetros se muestran en la Tabla 9. El parámetro β_T se obtiene de la Figura 12 [4].

β_T [GPa]	R [mm]	L_{cil} [mm]	r_{mg} [mm]	L_{mg} [mm]	r [mm]	c [mm]	V_0 [m ³]	p [MPa]	p_0 [MPa]
1.8 @30°C y 100 bar. Ver fig. 12	41.37	200	9.246	500	7.73	47	0.0003067	10	0.1

Tabla 9 Parámetros de diseño de la bomba

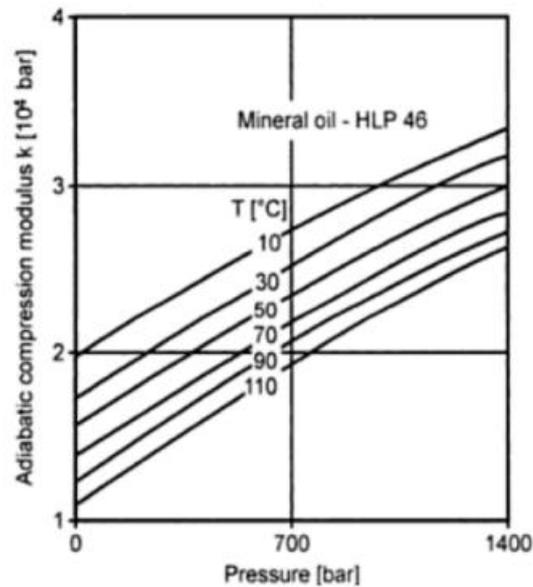


Figura 12 Módulo de Bulk en función de la presión

Finalmente se obtiene que el avance de pistón mínimo necesario para comprimir el fluido hasta los 100 bar es de:

$$a = 8.95mm$$

Como $a = 8.95 < c = 23mm$ el diseño no debería tener inconvenientes para superar los 100 bar.

Por otra parte, se verifica mediante elementos finitos (ver Anexo para detalles del modelo) que la bomba resista correctamente las tensiones a las que está sometida.

Como se puede apreciar en la Figura 13, el pistón y la camisa de la bomba y la tapa cumplen con la tensión máxima admisible, salvo en la zona de los bulones. Esto se debe a que el modelo se realizó con uniones RBE2, lo cual no da un resultado representativo de la realidad ni debe considerarse. En el apartado 2.1.3 se analizan con más detalle las uniones roscadas.

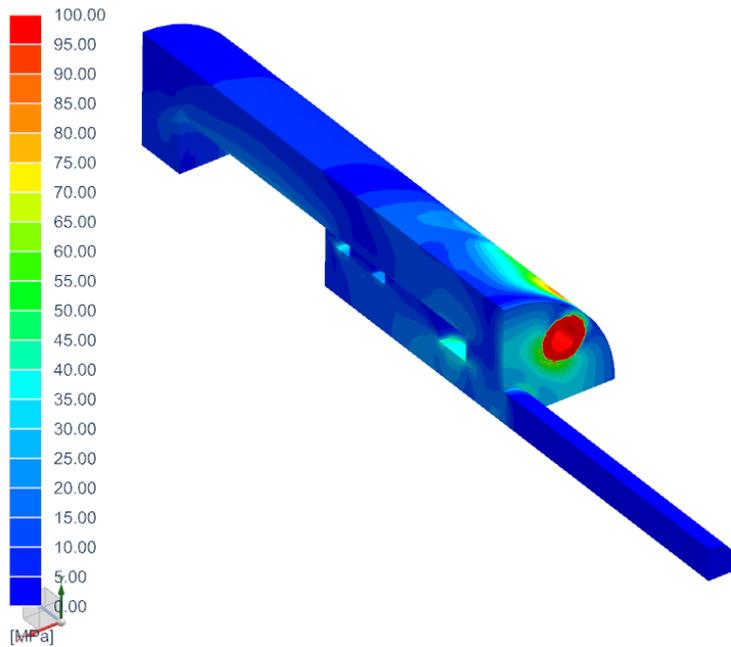


Figura 13 Tensiones de Von Mises en la bomba

En la Tabla 10 se muestran los factores de seguridad de los componentes de la bomba hidráulica.

TAG	Nombre	σ_y [MPa]	σ_{medido} [MPa]	F_s
1	Pistón	300	35.84	8.37
2	Cilindro de bomba	300	64.53	4.64
3	Tapa de cilindro	300	89.52	3.35
4	Vástago roscado M10x1.5	210	55.37	3.79

Tabla 10 Factores de seguridad - Componentes bomba hidráulica

2.1.3. Uniones Roscadas

Para diseñar las uniones roscadas de la bomba, se utilizan 4 bulones M4x0.7 colocados sobre un radio de 11.4 mm respecto del centro. En la Tabla 11 se indican los cálculos realizados para verificar que no falle la unión con una precarga de 75% de la resistencia de prueba.

$$P_{total} = p\pi r^2 = 10MPa \pi (7.735mm)^2 = 1879.62N$$

$$P = P_{total}/4 = 469.91N$$

$$F_p = A_t S_p = 5092.4N$$

$$F_i = 0.75F_p = 3819.3N$$

$$C = \frac{(P_b - F_i)}{P}$$

$$n_0 = \frac{F_i}{P(1 - C)}$$

$$n_L = \frac{Sp A_t - F_i}{C P}$$

$$n_s = \frac{Sp A_t}{C P + F_i}$$

Clase	S_p [MPa]	A_t [mm ²]	A_r [mm ²]	F_i [N]	$F_{\text{bulón FEM}}$ [N]	C	n_0	n_L	n_s
8.8	580,00	8,78	7,75	3819,3	3843,7*	0,05	8,57	52,07	1,32

Tabla 11 Uniones roscadas - Factores de seguridad

* Este valor se obtiene del modelo de elementos finitos del apartado 2.1.2.

Si $F_s > 1$ entonces no se pierde unión entre la tapa y el cilindro de la bomba. Tanto F_s como el factor de carga son mayores a 3, por lo tanto, cumplen con el margen de seguridad de los requerimientos.

Por otra parte, se verifica que la manivela pueda ser girada por una persona sin necesidad de una herramienta. Se estima que el torque que una mano puede ejercer es de 8Nm a 11Nm según [6]. Los datos a tener en cuenta para este análisis se encuentran en la Tabla 12:

A_t [mm ²]	A_r [mm ²]	d_m [mm]	l [mm]	f
58,0	52,3	8,59	1,5	0,8

Tabla 12 Uniones roscadas - Datos para calcular el torque

Se calcula:

$$\sec(\alpha) = \frac{1}{\cos\left(\frac{\pi}{6}\right)}$$

$$\pi f d_m \sec(\alpha) = 24.939$$

$$f l \sec(\alpha) = 1.386$$

Como $\pi f d_m > l$ hay autobloqueo, es decir, no retrocede por si sola.

Utilizando las siguientes fórmulas para el torque de avance y retroceso se obtiene:

$$T_{\text{Rise}} = \frac{F d_m l + \pi f d_m \sec(\alpha)}{2 \pi d_m - f l \sec(\alpha)} = 8.31 Nm$$

$$T_{\text{Lower}} = \frac{F d_m \pi f d_m \sec(\alpha) - l}{2 \pi d_m + f l \sec(\alpha)} = 6.65 Nm$$

Estos valores demuestran que una mano debería poder generar el torque necesario para girar la manivela hasta los 100bar sin demasiado esfuerzo.

Se verifica que la varilla M10 roscada en el pistón y la tapa de la bomba no falle por compresión. Para esto se calcula:

$$\sigma = \frac{F_1}{A} = \frac{1879.62 N}{52.3 \text{ mm}^2} = 35.94 \text{ MPa} < \sigma_{adm} = 70 \text{ MPa}$$

Finalmente, se comprueba que no haya barrido de la rosca tanto en la tapa de la bomba como en la varilla roscada.

$$A_s = \pi d w_o p \quad \text{Tapa}$$

$$A_s = \pi d_r w_i p \quad \text{Tornillo}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{F}{0.577 A_s n_t} < \sigma_{adm}$$

	d_r [mm]	l [mm]	w	p	A_s [m ²]	F_t [N]	τ_s [Mpa]
Barrido de rosca en varilla M10	8.16	14	0.8	1.5	0.00028	1873.12	11.31
Barrido de rosca sobre tapa	10	14	0.88		0.00038	1873.12	8.39

Tabla 13 Verificación de barrido de rosca en varillas roscadas y tapa de bomba

De los valores mostrados en la Tabla 13 se comprueba que las tensiones equivalentes están por debajo de las tensiones admisibles ya definidas.

2.1.4. Sellos hidráulicos

Para la selección de los sellos hidráulicos se debe tener en consideración que las presiones altas pueden generar la extrusión de los mismos. De la Figura 14 se deduce que para altas presiones lo recomendable es utilizar O-rings de dureza SHORE A 90 [7]. El material de sello que cumple con esta condición es el nitrilo.

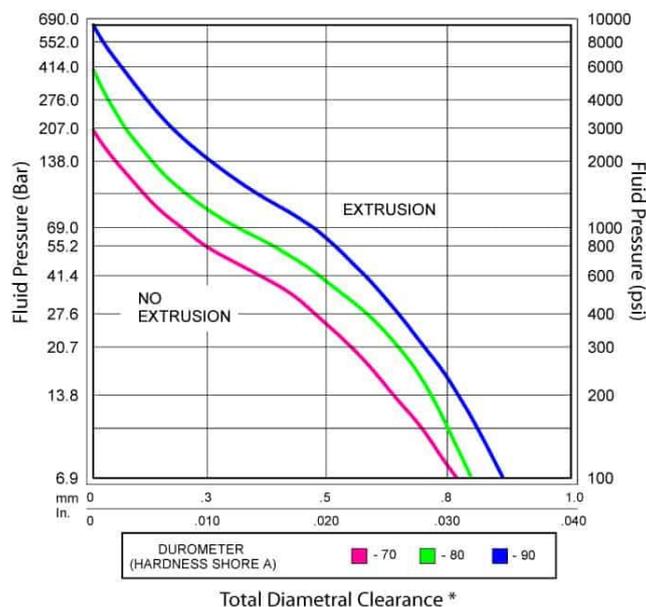


Figura 14 Gráfico de extrusión en función de dureza, presión y espacio diametral.

2.1.5. Sellos de polipropileno

Uno de los desafíos más interesantes que este proyecto presenta es el poder extraer las señales de las strain gages desde el interior del cilindro a alta presión sin alterar el valor de la corriente ni generar pérdidas de presión. Para lograr este resultado se propone la siguiente solución:

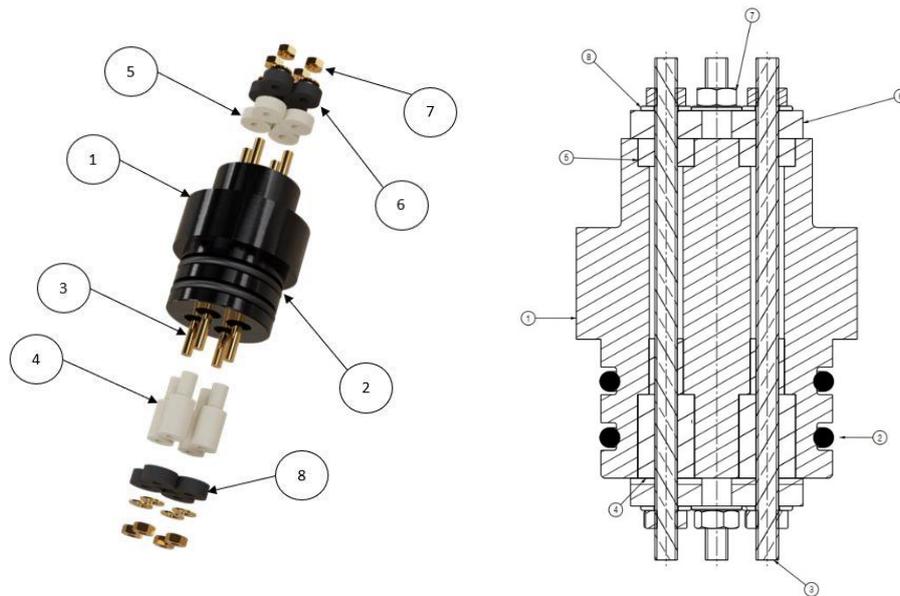


Figura 15 Montaje de sellos de polipropileno

Podemos apreciar que se han realizado 4 agujeros en cada tapón. En el interior de ellos se colocan tubos de polipropileno (4) que, a su vez, contienen varillas de bronce (3). Su función es la de conducir la corriente de los cables que se conectan de un lado hacia los cables que se conectan del otro. Esto permite que las señales medidas en el interior puedan ser comunicadas al exterior, pero manteniendo el recinto sellado. Se dimensiona el diámetro de los sellos para que se produzca interferencia entre el sello y el agujero del tapón para que el sello se comprima e impida el paso de fluido.

Las arandelas de polipropileno (5) evitan que las varillas hagan contacto con el acero, afectando la señal. Adicionalmente se colocan cueritos (6), comúnmente utilizados en grifería, para garantizar la aislación eléctrica entre las varillas de bronce y los frentes del tapón.

2.1.6. Circuito hidráulico

El circuito establece la conexión de la bomba hidráulica con el recipiente a presión. Las conexiones son de tipo roscada. Los componentes principales se muestran en las siguientes figuras.



Figura 16 Vista frontal del circuito hidráulico

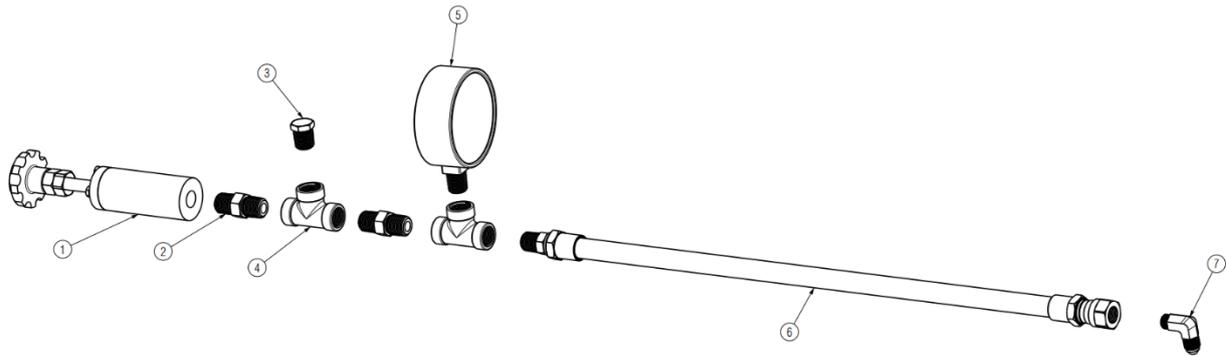


Figura 17 Vista explotada del circuito hidráulico

En la Tabla 14 se muestran las especificaciones para cada componente:

TAG	Descripción
1	Bomba hidráulica a pistón
2	Niple macho hexagonal 1/4"x18 NPT
3	Tapón roscado macho 1/4"x18 NPT
4	Tee hembra 1/4"x18 NPT
5	Manómetro analógico Bourdon, lectura 0 -150bar
6	Manguera hidráulica de 9/16", presión de trabajo 200 bar, doble trenzado de alambre de acero.
7	Codo terminal hidráulico 90° macho 1/4"x18 NPT x macho FIJ

Tabla 14 Componentes del circuito hidráulico

2.1.6.1. Fluido Hidráulico

Los criterios para la selección del fluido son:

- Baja viscosidad
- Aislante, para que no afecte la señal eléctrica de la galga interior
- Fluido incompresible
- Que no genere corrosión
- Costo

Con estas consideraciones en cuenta se selecciona el aceite para direcciones hidráulicas nacional marca DEI "Líquido Aceite transmisión hidráulica automática y manual". El volumen necesario de fluido es de **307 ml** (para más información acerca del cálculo de volumen inicial consultar la sección 2.1.2)

2.1.7. Lista de materiales

En la Tabla 15 se resume la lista de todos los materiales mecánicos necesarios para la construcción del equipo

Cantidad	Nombre	Material
1	Tubo de pared gruesa	Aluminio 2020
2	Tapón	Acero AISI 1040
4	O-ring TP-220	Nitrilo
8	Varilla roscada M4x0.7	Bronce
8	Sello	Polipropileno
8	Arandela	Polipropileno
16	Cuerito canilla 1/2"	Nitrilo
16	Tuerca hexagonal M4x0.7	Bronce
16	Arandela plana M4	Bronce
2	Placa de soporte rectangular	Acero AISI 1040
4	Varilla roscada macho M10x1.5	Acero AISI 1020
12	Tuerca hexagonal M10x1.5	Acero AISI 1040
12	Arandela plana M10	Acero AISI 1040
1	Tapón roscado macho 1/4"x18 NPT	Latón
2	Manija con recubrimiento de goma	Acero AISI 1040
1	Cilindro	Acero AISI 1040
1	Pistón	Acero AISI 1040
1	Tapa de cilindro	Acero AISI 1040
1	Vástago roscado M10x1.5	Acero AISI 1020
4	Tornillos Allen M4	Acero AISI 1040
2	Espina elástica	Acero AISI 1040
8	Perilla roscada M10x1.5	Poliamida reforzada
2	Tuerca hexagonal M10	Acero AISI 1020
2	O-ring TP-014	Nitrilo
2	Niple macho hexagonal 1/4"x18 NPT	Latón
1	Tapón roscado macho 1/4"x18 NPT	Latón
2	Tee hembra 1/4"x18 NPT	Latón
1	Manómetro analógico Bourdon, lectura 0 -150bar	
1	Manguera hidráulica de 9/16", presión de trabajo 200 bar, doble trenzado de alambre de acero	
1	Codo terminal hidráulico 90° macho 1/4"x18 NPT x macho FIJ	Latón
2	Soporte sin encastre	PLA
1	Soporte con encastre superior	PLA
1	Soporte con encastre inferior	PLA
4	Varilla roscada M4x0.7	Latón
6	Tuerca hexagonal M4x0.7	Latón
6	Arandelas M4x0.7	Latón

Tabla 15 Lista de materiales

2.1.8. Ensamble mecánico del recipiente

En la Figura 18 se presenta el ensamble final de todas las piezas mecánicas presentadas en esta sección. El conjunto tiene un peso total de 15 kg. Se omite el desarrollo del diseño de los soportes de la bomba y los soportes para los cables de las galgas. Para mayor información consultar la carpeta de planos adjunta a este documento.

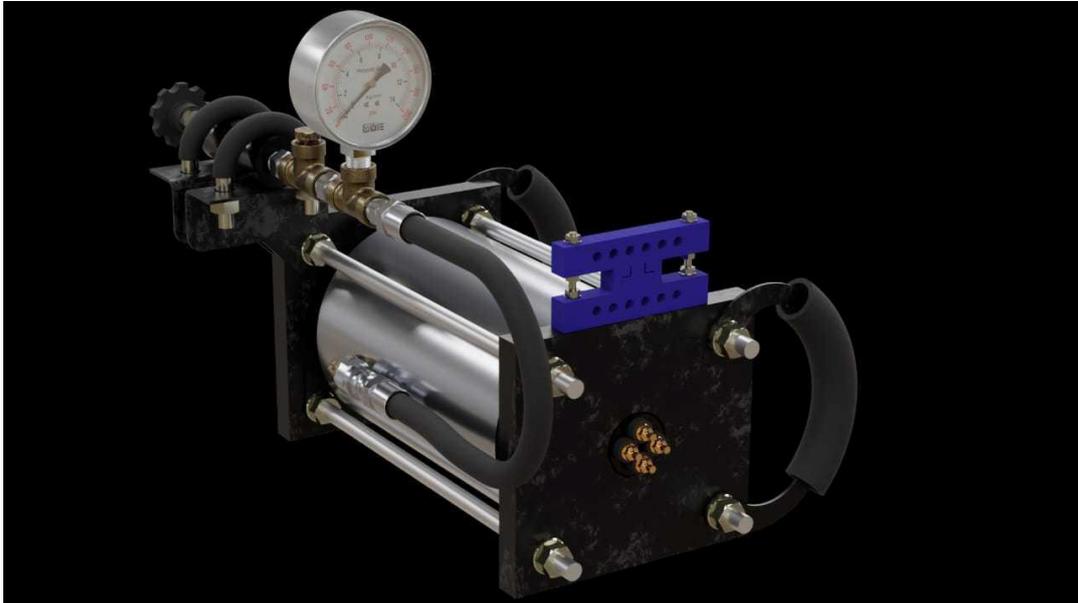


Figura 18 Ensamble mecánico del recipiente a presión

2.2. Desarrollo del circuito electrónico

2.2.1. Galgas extensométricas

2.2.1.1. Elección del modelo

Las galgas extensométricas seleccionadas son fabricadas por HBM, una empresa reconocida por su alta calidad y precisión en tecnología. El modelo de galgas es seleccionado para uso en aluminio y son rosetas biaxiales con auto compensación de temperatura.

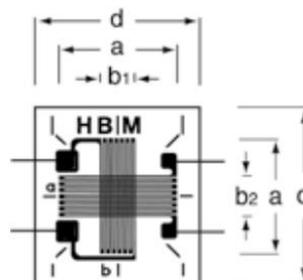


Figura 19 Galga HBM seleccionada

Especificaciones técnicas según [8]

- **Nombre del modelo:** 1-XY93-1.5-1.5/350
- **Descripción:** Rosetas tipo T con 2 grillas de medición a 90° una respecto de la otra
- **Respuesta en temperatura** para Aluminio con $\alpha=23 \cdot 10^{-6}/K$.

- **Resistencia nominal:** 350Ω
- **Máximo voltaje de excitación:** 2.5V
- **Terminales de soldadura:** LS 5
- **Gauge factor:** 1.95

La Tabla 16 describe las dimensiones de las galgas seleccionadas

Dimensiones [mm]				
Grilla de medición			Totales	
a	b ₁	b ₂	c	d
1.5	1.5	1.5	4.7	6.7

Tabla 16 Dimensiones de galgas extensométricas

2.2.1.2. Instalación de las galgas

Para instalar las galgas en el recipiente a presión se utilizaron los siguientes componentes que se muestran en la Figura 20.

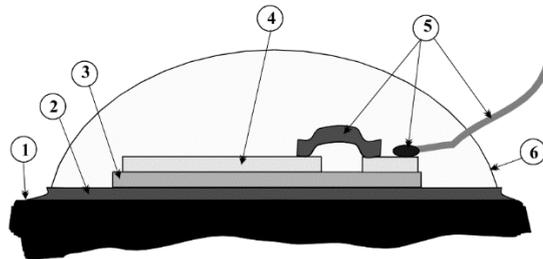


Figura 20 Instalación de galgas extensométricas

La Tabla 17 muestra los elementos que se utilizaron para instalar las galgas en el cilindro.

TAG	Descripción	Comentarios
1	Superficie de la pieza	Para un buen acabado superficial se utilizaron lijas 360 y 600. Luego se realizó una limpieza con alcohol isopropílico
2	Pegamento efectivo entre la pieza y el sensor	Marca: Ciano CM2
3	Material de soporte del sensor	Viene incluido con el sensor
4	Sensor	-
5	Conexiones del sensor	Terminales con soldadura con estaño
6	Cubierta protectora	Barniz aislante eléctrico. SILOC 8600 para protección mecánica.

Tabla 17 Elementos para la instalación de galgas

En la Figura 21 se puede observar que cada galga debe ser instalada con 2 pads de conexión para posteriormente soldar los cables.

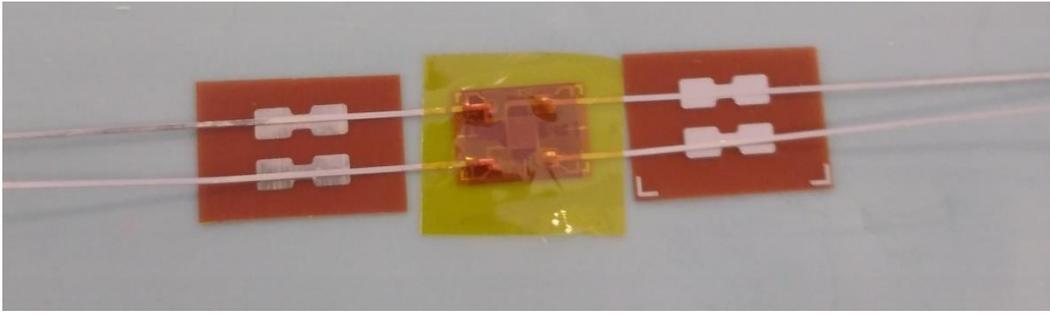


Figura 21 Galga con pads para soldadura

2.2.2. Puente de Wheatstone (3 hilos)

En la Figura 22 se muestra una configuración en cuarto de puente de Wheatstone. Esta configuración es la más básica de las disposiciones y nos permite reducir la cantidad necesaria de conductores requeridos para la lectura de datos de las galgas. Esto es muy importante debido a que la cantidad mencionada está restringida por la cantidad de agujeros disponible en los tapones (ver 2.1.5, en este caso solo hay 8 agujeros posibles). Como se verá más adelante, el adquisidor de datos permite la conexión de las galgas en cuarto, medio y puente completo

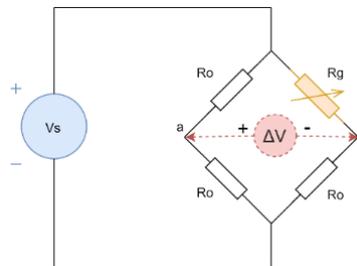


Figura 22 Cuarto de puente

2.2.3. Puntos de medición y adquisición de datos

La posición de pegado de las galgas en el cilindro de Aluminio se muestra en la Figura 23:

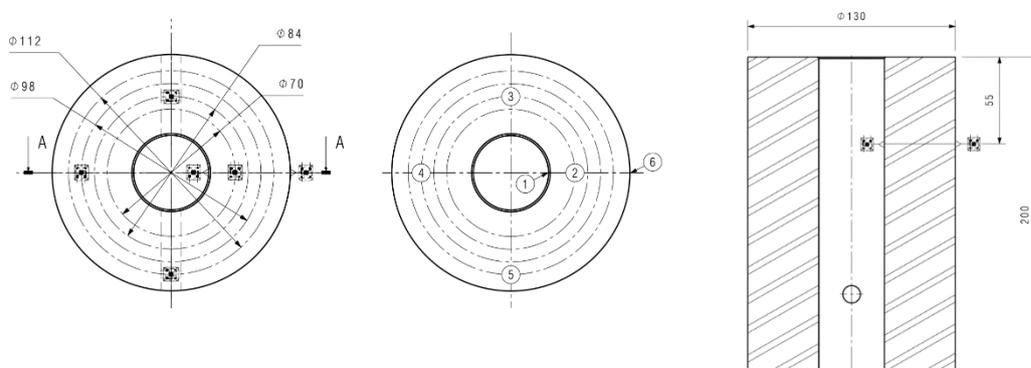


Figura 23 Disposición de galgas en el tubo

Como se puede observar, las galgas 2-5 están colocadas sobre distintas distancias radiales y se las ubica separadas 90° una respecto de la otra para evitar que se solapen unas con otras y sus cables se crucen (ver Figura 24). Por otra parte, las galgas 1 y 6 están alineadas verticalmente para poder comparar los valores de la deformación longitudinal interna y externa.

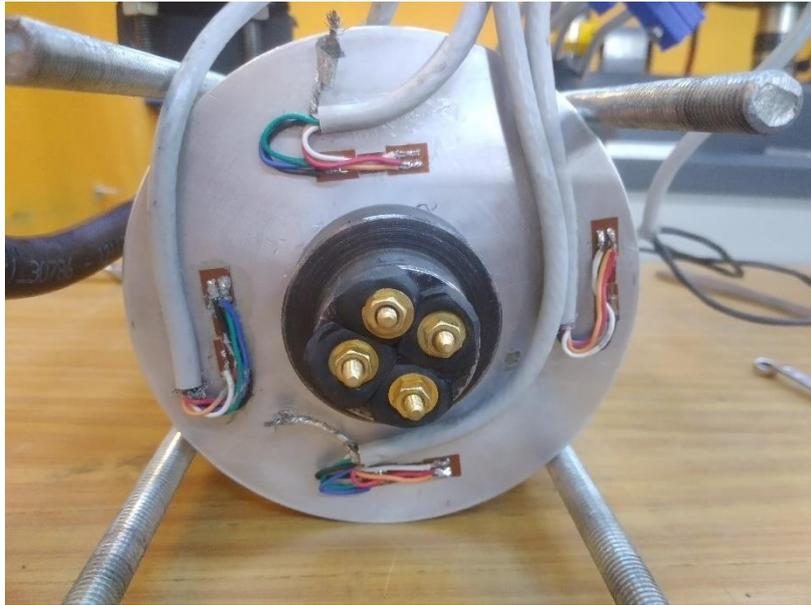


Figura 24 Posición de galgas en el cilindro

2.2.4. Adquisidor de datos

Para el procesamiento de las mediciones de los sensores strain gage se utilizó el módulo amplificador **QuantumX MX1615B**, que posee una alta precisión, cuenta con 16 entradas configurables y dispone de filtros pasa bajos. El mismo se conecta a una PC en tiempo real para visualizar y almacenar los valores medidos [9].



Figura 25 Adquisidor de datos QuantumX

Como se mencionó anteriormente, este módulo soporta transductores basados en strain gage en

- Puente completo (Configuración de 6 cables)
- Medio Puente (Configuración de 5 cables)
- Cuarto de puente (2,3 o 4 cables para resistencia de 120/350 Ω).

En este caso se utiliza una conexión de 3 cables. De la Figura 28 se observa que se deben conectar los cables de compensación a los pines 4 y 5 y el cable restante al pin 7. El código de colores utilizado para los cables es el siguiente:

Notas:
 Disposición de los cables de las galgas
 C: cable para compensación
 S: cable de dato

Color	Dirección		
	Transversal	Longitudinal	Radial
Azul	C		
Verde	C		
Negro	S		
Naranja		C	C
Rojo		C	C
Blanco		S	S

Figura 29 Código de colores para las conexiones

En la Figura 30 se muestra la conexión del cable de 6 hilos (perteneciente a una galga) a los conectores de 8 pines que a su vez se conectan al QuantumX (en total el cable posee 6 hilos porque las galgas son rosetas biaxiales, por lo tanto, se necesitan 3 hilos para cada dirección de medición). Se observa que se requieren 2 conectores por cada galga, en total son 12 conectores requeridos (12 canales del QuantumX).

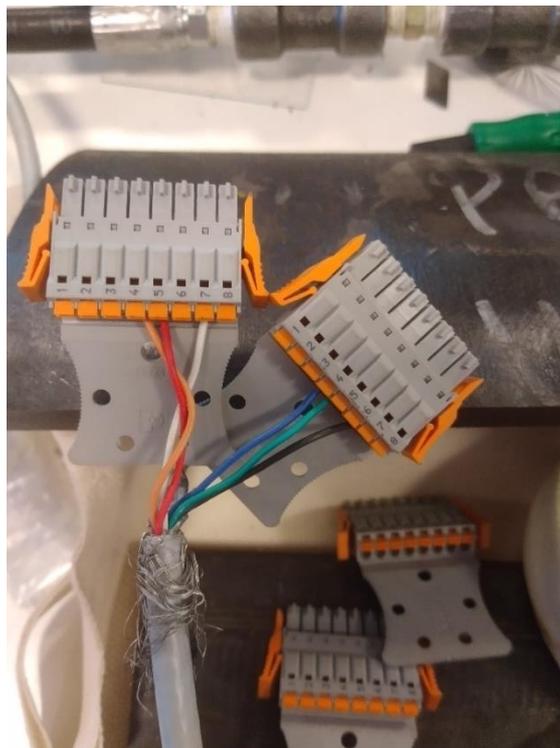


Figura 30 Conexión del cable de 6 hilos al conector de 8 pines

Finalmente, también es posible utilizar un esquema de 4 hilos (four wire circuit en la Figura 28). En este caso ambos esquemas garantizan una buena compensación de las resistencias de los cables.

2.2.6. Interfaz CATMAN

Para poder visualizar y analizar las mediciones de las deformaciones en cada galga se utiliza el software "CATMAN" [10]. El programa nos permite una visualización en tiempo real y no requiere de habilidades de programación. La interfaz final utilizada se muestra en la Figura 31.

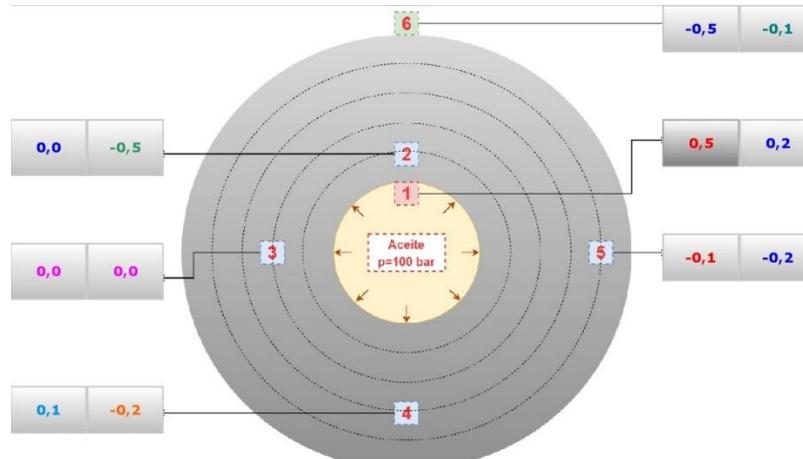


Figura 31 CATMAN - Interfaz grafica

Los números del 1 al 6 que están contenidos en el cilindro con un recuadro indican la posición de la galga. Luego los 2 recuadros por fuera del cilindro indican la deformación, el recuadro de la derecha indica la deformación radial (para las galgas 2-5) o longitudinal (para las galgas 1 y 6) mientras que el izquierdo indica la deformación circunferencial que se mide en todos los puntos.

2.3. Fabricación

A continuación, se listan las máquinas utilizadas en la fabricación del producto. Todas ellas pertenecientes al CIDIM

- Torno: Wing
- Fresadora CNC: Haas TM-1
- Cortadora por hilo: Novick AR35
- Arenadora: Nacional
- Rectificadora: Nacional
- Impresora 3D: Replikat extendida
- Horno para posterior pavonado: Simcic HM-5

3. Propuesta didáctica

Se propone utilizar el equipo en la materia Resistencia de Materiales para que los alumnos puedan verificar experimentalmente sus cálculos analíticos, que aprendieron en esa misma asignatura. Los estudiantes tendrán la posibilidad de modificar la variable presión con el giro de la manivela y posteriormente medir la variable strain afectada. Esto les permite observar la correlación entre ambos factores.

Se acompañó a los docentes de la asignatura en la redacción de la propuesta didáctica que se enuncia a continuación.

Utilizando el arreglo experimental desarrollado por el proyecto final de carrera 159, consistente en un recipiente de pared gruesa instrumentado con strain gages y una bomba a rosca manual que permite establecer una presión interna entre 0 a 150 bar realice la siguiente experiencia.

- *Verifique el experimento en busca de pérdidas*
- *Verifique la conexión de los cables a la adquisición Quantum X*
- *Encienda la PC y corra el programa de la adquisición con la plantilla correspondiente a la experiencia*
- *Girando la bomba establezca una presión de entre 8 y 12 MPa en la cámara del cilindro, para ello cuenta con el manómetro analógico incluido en el colector de salida de esta.*
- *Registre los valores de deformaciones indicados en el software de adquisición.*
- *Una vez finalizada la experiencia asegúrese de despresurizar el equipo girando la bomba en sentido antihorario*

En el resumen ejecutivo deberá incluir:

- a) El reporte de las deformaciones en cada uno de los puntos de medición incluyendo la incertidumbre de medición.*
- b) El valor de las tensiones en los puntos medidos incluyendo la propagación del error siguiendo las recomendaciones de la guía GUM para la estimación de incertidumbres.*
- c) La comparación de los valores de tensiones y deformaciones obtenidos con la predicción teórica para un recipiente de pared gruesa sometido a presión interna.*
- d) Discusión de las posibles fuentes de error experimental*

4. Validación del diseño

4.1. Pruebas Hidráulicas

Para verificar la seguridad en el uso del equipo, la eficiencia de los sellos hidráulicos y la ausencia de fugas en los componentes del circuito hidráulico se realizaron 2 pruebas hidráulicas. Ambas pruebas se realizaron con **agua destilada**. En la Tabla 18 se muestran los resultados de las pruebas.

Prueba	Tiempo de prueba	Presión de prueba	Caída de presión	Descripción	Resultados
1	2 días	150 bar	45 bar	Se probó el equipo sin los sellos de polipropileno para poner a prueba los sellos O-rings (ver 2.1.4).	No se observaron fugas de fluido.
2	2 días	150 bar	45 bar	Se probó el equipo con los sellos de polipropileno (ver 2.1.5) para verificar que no haya fugas por los tapones.	Se observó que había pérdidas por los componentes hidráulicos

Tabla 18 Descripción de las pruebas hidráulicas

Si bien la caída de presión es considerable, el uso del equipo está destinado a una experiencia en clase con una duración no mayor a 3 horas por lo que las pérdidas no afectan el uso del producto. Las pérdidas de presión pueden deberse al diseño de los sellos de polipropileno como al diseño del tapón. Algunas soluciones a estas pérdidas se plantean en el apartado 5.1.

4.2. Pruebas Electrónicas

Se realizaron 2 ensayos adicionales con el equipo para verificar la correcta instalación y medición de las galgas (ver numeración en 2.2.3). En la Tabla 19 se muestran los resultados obtenidos.

Prueba Electrónica	Galgas puestas a prueba	Fluido de prueba	Resultados
1	Todas menos la galga interna.	Agua destilada	Se obtuvieron mediciones con error considerable por lo que se quitó la protección mecánica, se revisaron las soldaduras de los terminales de los conductores y se volvieron a pegar las galgas
2	Todas	Aceite hidráulico	Los valores de deformación de la galga 1 son similares a los valores analíticos. Las demás galgas tienen error considerable (ver análisis en 4.4)

Tabla 19 Resultados de pruebas electrónicas

4.3. Mediciones

En la Tabla 20 se muestran valores de deformación obtenidos a distintas presiones. Se tomaron 2 mediciones de cada deformación y en la columna final se muestra el promedio de las mediciones.

Presión [MPa]	Deformación MEDICION	er [$\mu\epsilon$]		e θ [$\mu\epsilon$]		ez [$\mu\epsilon$]		er [$\mu\epsilon$]	e θ [$\mu\epsilon$]	ez [$\mu\epsilon$]
		1	2	1	2	1	2			
90	1			160	167,2	-7,7	-7		163,6	-7,35
	2	-20	-20	20	21,2			-20	20,6	
	3	-20	-19,6	26,8	26,8			-19,8	26,8	
	5	-8	-8	12	13			-8	12,5	
	4	-2,5	-2,4	9,1	9,6			-2,45	9,35	
	6			15,5	17,3	-6	-7,2		16,4	-6,6
100	1			183	188	-6,4	-7		185,5	-6,7
	2	-27	-23,5	26	32,6			-25,25	29,3	
	3	-22	-21,9	30	29,2			-21,95	29,6	
	4	-9	-8,5	13	13,6			-8,75	13,3	
	5	-3	-5	10,5	10,8			-4	10,65	
	6			17	19,5	-7	-8,3		18,25	-7,65
110	1			204,5	209,8	-7	-7,3		207,15	-7,15
	2	-35	-31	31	38			-33	34,5	
	3	-24	-23	32,8	32			-23,5	32,4	
	4	-10	-9,2	13,2	15			-9,6	14,1	
	5	-4,4	-5,4	10,7	11,7			-4,9	11,2	
	6			16,8	21,3	-8	-9,8		19,05	-8,9
120	1			223,8	228,9	-7,8	-8,8		226,35	-8,3
	2	-41,5	-38,2	37	43,6			-39,85	40,3	
	3	-25	-24	35,2	34			-24,5	34,6	
	4	-10,8	-10	14,4	15,8			-10,4	15,1	
	5	-4,4	-5,5	12,2	13			-4,95	12,6	
	6			18,7	23	-9,5	-11		20,85	-10,25

Tabla 20 Valores experimentales de deformaciones en el recipiente

4.4. Comparación con modelos teóricos

En la Tabla 21 se comparan los resultados obtenidos empíricamente promediados con los valores calculados con el modelo de elementos finitos.

N° Galga	Ubicación		Strain FEA			Strain medido		
	r[mm]	z [mm]	$e_r(\mu\epsilon)$	$e_\theta(\mu\epsilon)$	$e_z(\mu\epsilon)$	$e_r(\mu\epsilon)$	$e_\theta(\mu\epsilon)$	$e_z(\mu\epsilon)$
1	20	145	-202.35	221.013	-8.887		185,5	-6,7
2	35	200	-58.335	78.733	-10.046	-25,25	29,3	
3	42	200	-39.207	59.641	-10.065	-21,95	29,6	
4	49	200	-25.747	46.223	-10.084	-8,75	13,3	
5	56	200	-17.111	37.611	-10.097	-4	10,65	
6	65	145	-9.671	30.813	-11.180		18,25	-7,65

Tabla 21 Comparación de los valores experimentales y del modelo de elementos finitos

En la Tabla 22 se muestra la diferencia porcentual entre lo previsto por el modelo FEA y el medido experimentalmente

N° Galga	Ubicación		Diferencia porcentual		
	r[mm]	z [mm]	e_r	e_θ	e_z
1	20	145		16.07%	24.61%
2	35	200	56.72%	62.79%	
3	42	200	44.02%	50.37%	
4	49	200	66.02%	71.23%	
5	56	200	76.62%	71.68%	
6	65	145		40.77%	31.57%

Tabla 22 Diferencias porcentuales entre modelo FEA y valores medidos a 100 bar

Se puede observar que las diferencias son considerables. Las mismas son consecuencia de la suma de varios fenómenos que se listan a continuación:

- Pobre medición de las strain gages debido a pegado no adecuado
- incorrecto ángulo de pegado
- efectos térmicos en la calidad de medición

5. Conclusión

El presente proyecto permitió desarrollar un equipo didáctico que favorece el aprendizaje de los alumnos de la materia Resistencia de Materiales. Por un lado, los estudiantes pueden interactuar con elementos con los que anteriormente no tenían contacto en la materia como, por ejemplo, strain gages. Por otra parte, pueden tener una mejor visualización de ciertos contenidos que se ven en esa materia y en otras materias de la carrera de Ingeniería Mecánica. Estos son:

- Distribución de tensiones y deformaciones en recipientes tubulares a presión
- Efectos de concentradores de tensión
- Medición de deformaciones con strain gages
- Ley de Pascal (materia Mecánica de Fluidos)

Para los autores del trabajo permitió adquirir experiencia en el desarrollo de proyectos y aplicar varios de los conocimientos estudiados en diferentes asignaturas de la carrera. Asimismo, les brindó la posibilidad de resolver problemas innovadores que requieren de un proceso de brainstorming, comunicación con expertos o investigación. Esto fue necesario para extraer las señales de los sensores desde el interior del cilindro hacia el exterior, por ejemplo.

Los valores obtenidos de forma experimental presentan algunas diferencias con los de las soluciones analíticas. Esto puede deberse a las siguientes fuentes de error:

- Dificultad para pegar las rosetas biaxiales en el radio exacto
- Variaciones de temperatura que afectan la medición
- Uso de un pegamento de mejor calidad que no distorsione la precisión de los resultados

En la Figura 32 se muestra como varían los valores de deformación para un caso Plane Stress con una pequeña variación en la posición radial de la galga de 3 mm ($r=35\pm 3$ mm). La deformación axial no se ve afectada por este error.

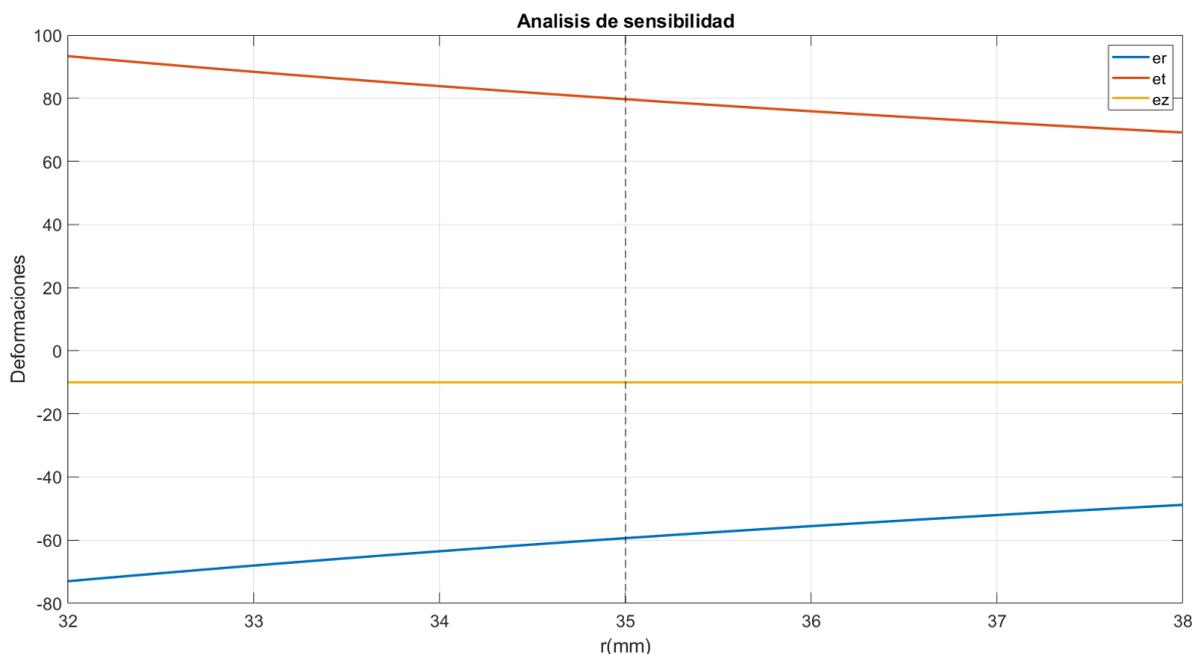


Figura 32 Análisis de sensibilidad para un radio $r=35$ mm

5.1. Propuestas de mejoras a futuro

Una extensión o agregado sencillo de aplicar al diseño actual, pero a la vez altamente enriquecedor se propone a continuación. Si las 4 varillas que comprimen las placas, tapones y el cilindro central se precargan con una fuerza mayor que cero, se podrían medir deformaciones longitudinales. Esto permitiría que los alumnos puedan verificar la influencia de la precarga de las varillas en las deformaciones del cilindro, dándoles la posibilidad de calcularla previamente y comprobarla de forma experimental. Además, como el tapón es de un diámetro menor que el cilindro central, se generaría un cono de Mischke como se observa en la imagen a continuación. Esto podría ser utilizado en la materia Elementos de Máquinas para acompañar el aprendizaje de ese tema.

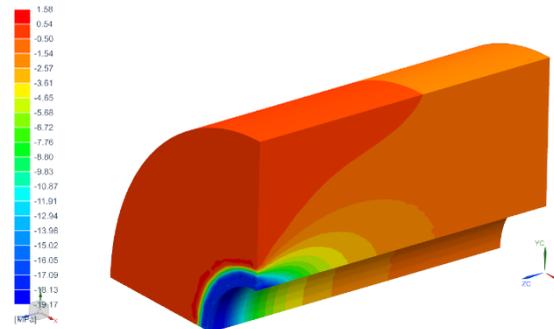


Figura 33 Cono de tensiones de Mischke en el cilindro de pared gruesa

También se puede mejorar el sistema de carga de fluido al recipiente. Actualmente, el proceso no es ameno debido a que la carga no puede ser realizada solamente desde el agujero en el cilindro, sino que debe permitirse el escape de aire desde la bomba también. Esto alimenta la posibilidad de que se realice una mejora. La propuesta consiste en remover la bomba actual e incorporar una nueva que aspire fluido desde un recipiente y lo envíe a la cámara y, posteriormente, lo presurice.

Finalmente, se puede trabajar en mejorar los sellos de polipropileno para disminuir las pérdidas o, rediseñar el tapón pero que el paso de las señales sea a través de un conector sellado.

Bibliografía

- [1] O.A. Bauchau (2009) “*Structural Analysis With Applications to Aerospace Structures*”. Springer
- [2] Gunt Hamburg. “*FL 140 Stress and strain analysis on a thick-walled cylinder*”. Disponible en: <https://gunt.de/en/products/engineering-mechanics-and-engineering-design/strength-of-materials/experimental-stress-and-strain-analysis/stress-and-strain-analysis-on-a-thick-walled-cylinder/021.14000/fl140/glct-1:pa-148:ca-13:pr-335>
- [3] Tecquipment. “SM1011 - Thick cylinder”. Disponible en: [THICK CYLINDER | TecQuipment](#)
- [4] Prado Martínez, William, Hoyos Mesa Mario. *Determinación experimental del módulo de compresibilidad adiabático para aceites minerales*. Scientia Et Technica [en línea]. 2016, 21(3), 219-225 [fecha de Consulta 27 de Mayo de 2023]. ISSN: 0122-1701. Disponible en: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=84950585003>
- [5] Budynas, R. G. (2011). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (novena ed.). México: McGraw-Hill.
- [6] <https://solofaq.com/cuanto-torque-puede-generar-una-mano-humana/>
- [7] <https://www.globaloring.com/es/o-ring-groove-design/>
- [8] HBM. (s.f.). *Strain Gauges First choice for strain measurements*.
- [9] HBM. (s.f.).(2021) “*QuamtumX Operating Manual*”. Disponible en: <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/A03031.pdf>
- [10] CATMAN Operating Manual. Disponible en <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/A05566.pdf> .

Anexo

Costo del proyecto

A continuación, se presentan los costos a lo largo de todo el proyecto.

Fecha	Item	Precio Total			Ajuste por inflación	Precio ajustado
		U\$S	T.C.	\$	Coef.	al 31/07/2023
04/08/2022	Strain gages	1,191.00	137.70	164,000.70	2.0071	329,173.89
21/07/2022	Aluminio	-		21,780.57	2.1558	46,954.61
19/07/2022	Sellos hidráulicos			409.98	2.1558	883.84
28/11/2022	Varillas roscadas bronce			2,200.00	1.5840	3,484.87
28/11/2022	Agua destilada			300.00	1.5840	475.21
28/11/2022	Tuercas y arandelas M4			310.00	1.5840	491.05
30/03/2023	Varillas roscadas bronce			3,500.00	1.2378	4,332.33
30/03/2023	Tuercas y arandelas M4			680.00	1.2378	841.71
30/03/2023	Cueritos			400.00	1.2378	495.12
08/11/2022	Tuercas y arandelas M10			310.00	1.5840	491.05
10/12/2022	Barras de acero			3,510.25	1.5068	5,289.29
07/11/2022	Circuito hidráulico			8,410.71	1.5840	13,322.83
08/02/2023	Cables electronica			8,378.48	1.3328	11,166.95
	TOTAL			214,190.69		417,402.75
01/05/2022	Presupuesto inicial			80,000.00	2.2700	181,596.58

Tabla 23 Costos del proyecto

Se puede apreciar que los costos finales son superiores al presupuesto inicial. El costo mas relevante del proyecto es la compra de las galgas extensométricas.

Inconveniente con la compra del redondo de aluminio

Se realizo la compra de un redondo de aluminio 2020 por fundición. Durante el mecanizado de la barra en el torno, se podían observar fisuras que no eran posibles de eliminar con desbaste de material. Para determinar la presencia de la fisura superficial y su profundidad se realizaron los siguientes ensayos:

- Tintas penetrantes (Figura 34)
- Ultrasonido (Figura 35).

Las pruebas mostraban que efectivamente había fisuras en el material por lo que se procedió a solicitar un cambio de material

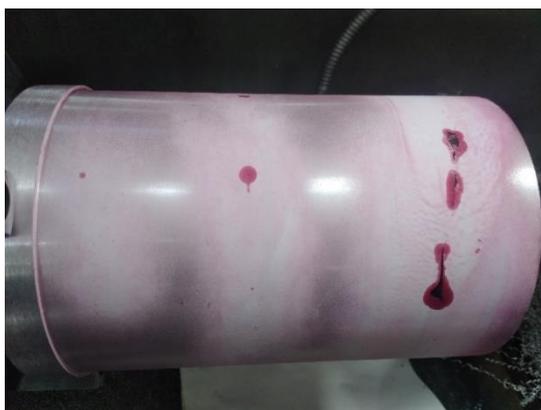


Figura 34 Ensayo de tintas penetrantes



Figura 35 Ensayo de ultrasonido

Modelo de elementos finitos: cilindro de aluminio

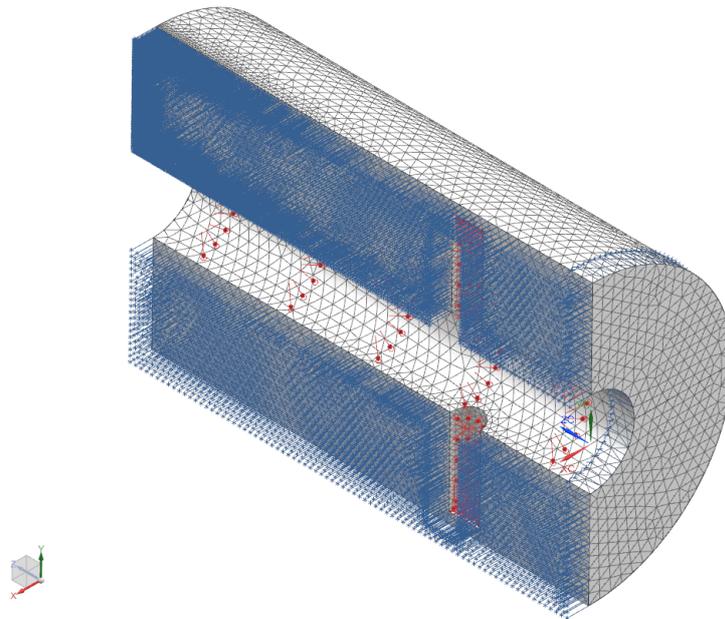


Figura 36 Anexo - Mallado 3D del cilindro de Aluminio

Se simula la mitad del cilindro con elementos tetraédricos en NX. Se pide la solución 101 lineal estática y se aplican las cargas de 10 MPa en todo el interior del cilindro. Los datos asociados a los materiales se encuentran en la Tabla 4.

Las condiciones de borde de la cara X del cilindro corresponden a las de simetría, es decir, se restringe en X. Por otro lado, la cara $-Z$ del cilindro es restringida en el sentido Z.

Modelo de elementos finitos: conjunto de tapón, placa y varillas roscadas

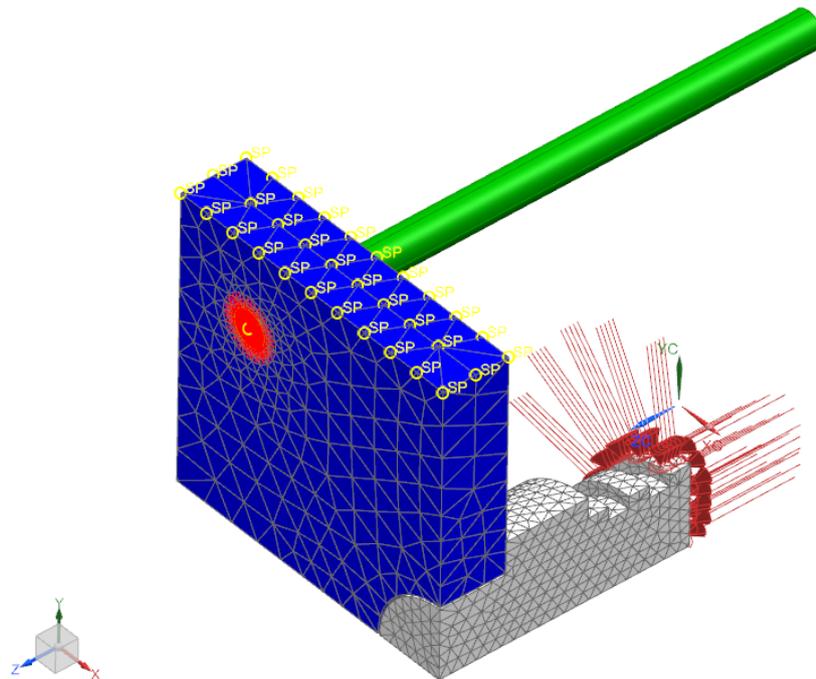


Figura 37 Modelado de tapón, placa y varillas roscadas

Se simula el modelo de elementos finitos (Figura 37) con la solución 101 lineal estática de NX. La placa (azul) y el tapón (blanco) son simulados con elementos tetraédricos mientras que la varilla roscada es simulada con un elemento viga de diámetro 8.592 mm, que corresponde al valor medio de la rosca M10.

La conexión entre la varilla y la placa es mediante RBE2 y alcanza a los nodos ubicados a 1.5 veces el diámetro del agujero, es decir, a 7.5mm del centro

Por otro lado, la conexión entre el tapón y la placa es a través de un contacto (lineal) en el eje Z. El coeficiente de fricción considerado entre ambas caras corresponde al de acero con acero y es de 0.74

Los nodos coloreados en amarillo son OD grounded. Evitan errores asociados a que algunas piezas no están restringidas en todos los grados de libertad. Los valores de rigidez son $1e-19$ N/mm en todos los ejes y rotaciones.

Las condiciones de borde aplicadas se muestran en la Tabla 24.

	Cara X	Cara Y	Cara Z	Cara -X	Cara -Y	Cara -Z
Tapón	Restringida dir X	-	-	-	-	-
Placa	Restringida dir X	-	-	-	-	-
Varilla	-	-	-	-	-	Restringida dir Z, rot X, rot Y

Tabla 24 Condiciones de borde de los componentes del recipiente

Las cargas son de 10MPa y son aplicadas en el tapón en la cara -Z y las laterales hasta el primer O ring según se observa en la Figura 37. Los datos asociados a los materiales se encuentran en la Tabla 4.

Modelo de elementos finitos: bomba

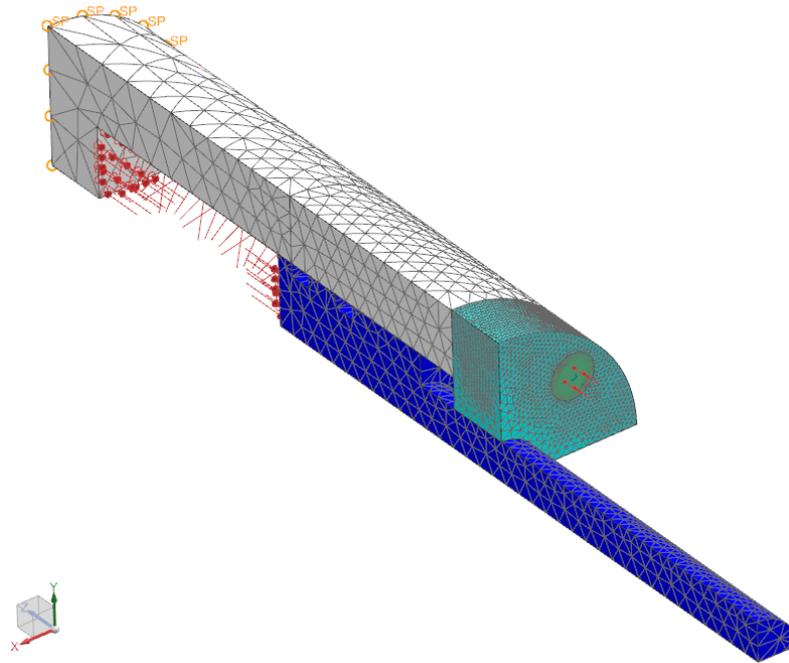


Figura 38 Mallado 3D Bomba Hidráulica

Se simula el modelo de elementos finitos que se muestra con la solución 101 lineal estática de NX. El pistón con la varilla (azul), la tapa (celeste) y el cilindro (blanco) son simulados con elementos tetraédricos mientras que el bulón es simulado con un elemento viga de diámetro 3.3437 mm, que corresponde al valor medio de la rosca M4.

La conexión del bulón con la tapa es mediante RBE2 y alcanza a los nodos ubicados a 2.4315 mm de distancia respecto del centro. El bulón se conecta mediante RBE2 a los nodos que forman parte del agujero en el cilindro.

La unión entre la varilla roscada y la tapa se realiza con la condición de mesh mating, es decir ambas mallas comparten los nodos en la interfaz.

Por otro lado, la conexión entre la tapa y el cilindro es a través de un contacto (lineal) en el eje Z. El coeficiente de fricción considerado entre ambas caras corresponde al de acero con acero y es de 0.74

Los nodos coloreados en naranja son OD grounded. Evitan errores asociados a que algunas piezas no están restringidas en todos los grados de libertad. Los valores de rigidez son $1e-19$ N/mm en todos los ejes y rotaciones.

Las condiciones de borde aplicadas son las detalladas en la Tabla 25

	Cara X	Cara Y	Cara Z	Cara -X	Cara -Y	Cara -Z
Tapa	Restringida dir X	-	-	-	Restringida dir Y	-
Cilindro	Restringida dir X	-	-	-	Restringida dir Y	-
Varilla y pistón	Restringida dir X	-	-	-	Restringida dir Y	Restringida dir Z

Tabla 25 Condiciones de borde - componentes de la bomba

Las cargas son de 10 MPa y son aplicadas en el interior del cilindro y sobre el pistón. En ambos casos, solamente hasta el primer O ring.

Además, se precarga el bulón al 75% de la resistencia de prueba, es decir, con 3819.3 N (ver 2.1.3)

Los datos asociados a los materiales se encuentran en la Tabla 5.