



Diseño de sistema de frenado para cilindro hidráulico telescópico doble efecto

Baima Eduardo
Bordi Darién

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2022

Diseño de sistema de frenado para cilindro hidráulico telescópico doble efecto

Baima Eduardo

Bordi Darién

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al
título de:

Ingeniero Mecánico

Directores:

Dr. Ing. Mec. Guillermo Rodríguez

Ing. Mec. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2022

Esfuércese por la perfección en todo lo que hace. Tome lo mejor que exista y hágalo mejor. Cuando no exista, diseñelo.

Que el hombre sepa, que el hombre puede.

Alfredo Barragán, expedición Atlantis.

Agradecimientos

En primer lugar, se agradece a la empresa Oleohidráulica El Torito por proporcionar el espacio necesario para la realización de las pruebas, a los colegas que han acompañado con su experiencia adquirida con los años de labor en el rubro de la hidráulica, y por último, a los profesores que han nos han guiado a lo largo del desarrollo de este trabajo.

Resumen

El mercado nos presenta la necesidad de incluir en los camiones compactadores de basura, un cilindro telescópico doble efecto que cumpla con las exigencias de los competidores extranjeros; he aquí la brecha en el diseño, ya que contienen un sistema de freno en el último tramo del recorrido que en diseños nacionales no se encuentra.

El objetivo es diseñar un sistema compacto que no pueda ser alterado por el usuario y que cumpla con el requisito de reducir la velocidad del cilindro en los últimos 50 mm de recorrido, a su vez que sea confiable y seguro en su funcionamiento, respetando los estándares de calidad.

El desafío es encontrar una solución en la cual el cilindro pueda alojarse dentro del volumen dado por el usuario, y que logre una reducción del 50% de su velocidad en el último tramo de apertura, evitando la posibilidad de ser regulado por el cliente (conductor del camión).

Bajo esas circunstancias nos encontramos inmersos en un proyecto desafiante que, desde ya, observándolo desde un punto de vista comercial genera elevadas expectativas.

Palabras clave: hidráulica, cilindro hidráulico, mecánica, diseño, telescópico.

Abstract

The market presents us with the need to include a double-acting telescopic cylinder in garbage compactors that meets the demands of foreign competitors; here is the gap in the design since they contain a brake system in the last section of the route that is not found in national designs.

The objective is to design a compact system that cannot be altered by the user and that meets the requirement of reducing the speed of the cylinder in the last 50 mm of travel, while being reliable and safe in its operation, respecting the standards quality.

The challenge is to find a solution, in which the cylinder can be housed within the volume given by the user and that achieves a 50% reduction in its speed in the last opening section without having the possibility of being regulated by the customer.

Under these circumstances, we find ourselves immersed in a challenging project that, already observed from a commercial point of view, generates high expectations.

Keywords: hydraulics, hydraulic cylinder, mechanics, design, telescopic.

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen	5
Abstract	6
Contenido	7
Introducción	9
Capítulo 1: Definición de freno en cilindros hidráulicos	11
1.1. Sistema de freno interno mediante restricción mecánica del flujo de aceite	12
1.2. Sistema de freno externo regulable mediante restricción mecánica del flujo de aceite	14
1.3. Cálculo de los pasajes de aceite de este sistema de frenado	18
Capítulo 2: Diseño de sistema de freno para cilindro telescópico doble efecto	23
2.1. Partes componentes del conjunto:	24
2.2. Descripción secuencia de apertura del cilindro:	26
Capítulo 3: Cálculo de pasaje de aceite para lograr la velocidad de freno propuesta	31
Capítulo 4: Cálculos de resistencia de componentes críticos	37
4.1. Cálculo de resistencia en camisa de cilindro hidráulico, sometida a presión interna	37
4.2. Cálculo de resistencia en caño hidráulico interno, sometido a presión interna	44
4.3. Cálculo de resistencia en caño hidráulico interno, sometido a presión externa.....	51
Capítulo 5: Planimetría.....	57
Capítulo 6: Plan de ensayos	67

6.1.	Control de la presión máxima del sistema:	68
6.2.	Control de la velocidad de frenado:	70
6.3.	Inspección visual y medición de componentes:	71
Conclusiones y recomendaciones		73
Bibliografía		75
Anexo A: Certificado de calidad del material del caño de la camisa del cilindro telescópico		77
Anexo B: Certificado de calidad del material del caño conducto interno del cilindro telescópico		78
Anexo C: Sensor de presión y temperatura.....		79
Anexo D: Cámara de video.....		81

Introducción

El presente proyecto, se redacta con carácter de Trabajo Profesional de la materia Proyecto Final de Ingeniería Mecánica, como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, y según una necesidad planteada en el marco de la industria surge el deseo de trabajar en el “Diseño de sistema de frenado para cilindro hidráulico telescópico doble efecto”.

En la actualidad hay una gran demanda de cilindros telescópicos doble efecto en Argentina, en contraposición hay pocos fabricantes de estos productos, lo que implica que los clientes salgan al mercado exterior a buscarlos (principalmente al mercado brasileiro).

Dichas empresas extranjeras que proveen estos cilindros, son de gran trayectoria a nivel mundial, las mismas compiten con un muy buen precio y alta calidad, lo cual impacta directamente en la exigencia de los clientes hacia los fabricantes nacionales.

Poniendo esta oportunidad, en contexto con la situación actual del país, donde cada día es más complejo realizar importaciones y la demanda del mercado para este tipo de productos está en alza, genera una combinación que contribuye a que los fabricantes nacionales decidan invertir en el desarrollo y producción de los mismos.

Acá se encuentra la necesidad actual de diseñar un cilindro telescópico, con un sistema de freno que salga a competir al mercado, con precio y calidad acorde a la competencia mencionada.

Los cilindros telescópicos, son actuadores hidráulicos que tienen la ventaja de conseguir carreras largas, con una longitud de cilindro retraído relativamente corta (en comparativa con cilindros doble efecto que consisten en una sola camisa y un solo vástago). Estas características los vuelven muy útiles cuando el espacio de trabajo o alojamiento disponible, en un determinado vehículo o máquina, es muy pequeño. Pueden ser de 2 o más etapas, estando formados por varios vástagos que ofician de camisa, ensamblando uno dentro del otro.

Esta clase de cilindros telescópicos doble efecto, tienen su mayor aplicación en camiones compactadores de basura, particularmente en la operación de vuelco de la batea del mismo.

Durante la descarga, la batea del camión debe alcanzar un ángulo de 60 grados. Un cilindro de un solo tramo no puede lograrlo, ya que necesitaría un vástago extremadamente largo para cumplir la tarea, lo cual, aparte de ser caro de implementar, sus dimensiones no lo permitirían.

Haciendo foco en el diseño del cilindro telescópico doble efecto, la necesidad actual se encuentra en el frenado del mismo.

Se habla de conseguir una longitud de frenado de 50 mm, trabajando a una presión máxima de 100 kg/cm², y que las dimensiones del sistema de frenado no excedan el habitáculo donde va ubicado el cilindro.

Cuando se habla de freno hidráulico, lo que puntualmente se pretende lograr es una reducción de la velocidad del cilindro en su apertura, precisamente durante los últimos 50 mm de su carrera máxima.

La necesidad del usuario surge de reducir la carga de choque experimentada por el actuador hidráulico cuando el mismo desarrolla su carrera de apertura, o sea, cuando alcanza el punto muerto superior, al levantar la batea, de modo de proteger y mantener la integridad del cilindro y por supuesto de los componentes vinculados y manipulados por el mismo (anclajes, caja de compactación de basura, etc.).

La mayor pérdida se la lleva el cilindro disminuyendo considerablemente su vida útil. Es un producto que impacta considerablemente en el costo total del camión de basura, y a su vez es muy difícil reparar, a causa del acceso complicado que ofrece para su sustitución.

En conclusión, la gran ventaja de este desarrollo es una reducción cuantiosa de los costos de mantenimiento del camión compactador, logrado por una mayor vida útil del cilindro telescópico en particular.

Capítulo 1: Definición de freno en cilindros hidráulicos

Cuando se habla de freno lo que realmente se genera es una reducción de velocidad en la carrera del cilindro hidráulico, puede ser al inicio de su carrera o al final de la misma.

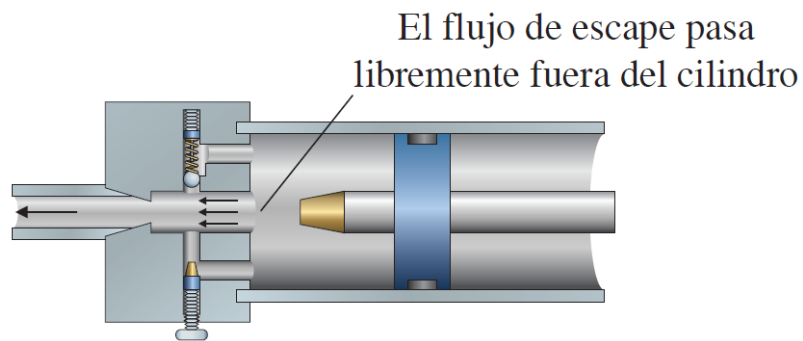
El objetivo del usuario del cilindro o dicho de otra manera la finalidad de esta reducción es disminuir el impacto del sistema móvil. Esto implica una mayor vida útil del implemento, camión, etc., al evitar el golpe que genera al final de carrera el actuador hidráulico.

Esta disminución de la velocidad se puede generar de varias maneras, algunos ejemplos son, sistema de frenado interno por restricción mecánica del pasaje de fluido, sistema de frenado externo, controlado por un sistema de válvulas hidráulicas y sistema de frenado externo, controlado por límites de final de carrera electromagnéticos entre otros.

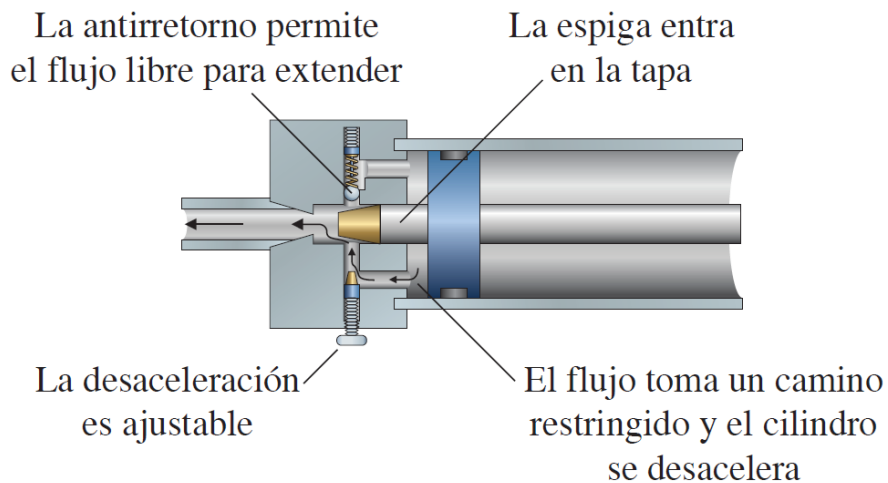
En este caso, de acuerdo a las condiciones límites presentadas, la mejor opción a desarrollar es el sistema de frenado interno por restricción mecánica del pasaje de fluido, el cual se desarrollará para el caso de un cilindro hidráulico telescópico doble efecto.

1.1. Sistema de freno interno mediante restricción mecánica del flujo de aceite

A continuación, se presenta una breve descripción de un sistema de freno o amortiguamiento de finales de carrera, comúnmente empleado en cilindros hidráulicos de simple y doble efecto, de 1 sola etapa.



En esta primera imagen, se representa un cilindro hidráulico que está transitando su etapa de cerrado, y se observa que, el flujo de aceite retorna a tanque libremente por el orificio central de la tapa o culata del cilindro.



Ahora, en esta segunda imagen, se puede apreciar el concepto de funcionamiento de este sistema:

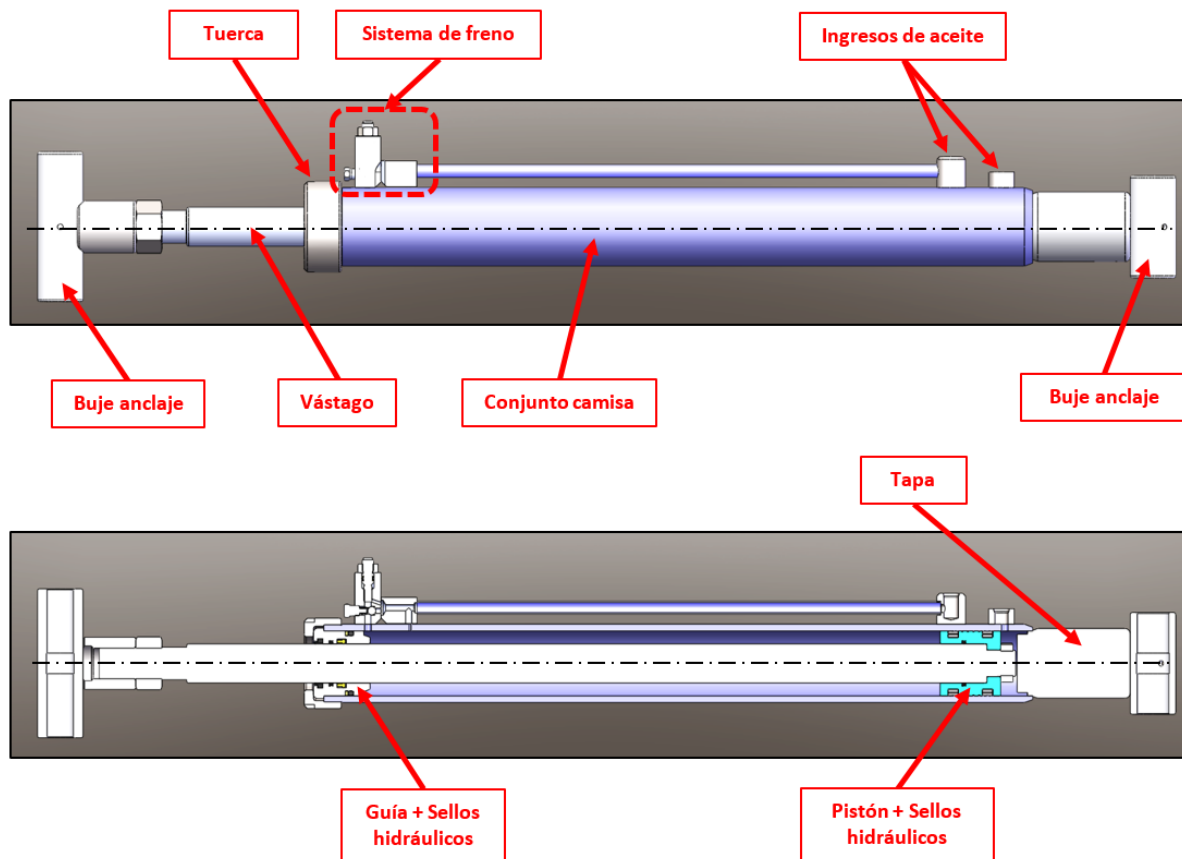
Lo primero que puede verse, es que el extremo del vástago (espiga) se introduce en el orificio central de la tapa, obstruyendo el pasaje libre de aceite.

A su vez, el aceite tampoco puede fluir por el pasaje superior, dado que el mismo es un sistema antirretorno, que solo libera el paso cuando el cilindro se abre, lo cual, es muy importante para que justamente el inicio de la etapa de apertura no se vea afectada por el freno.

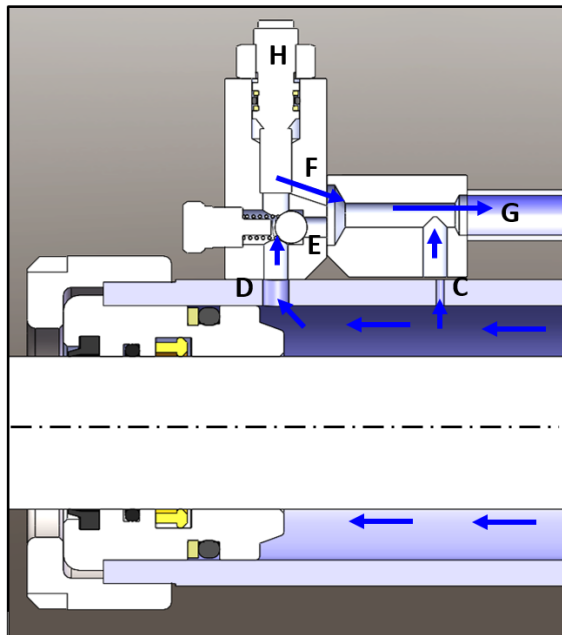
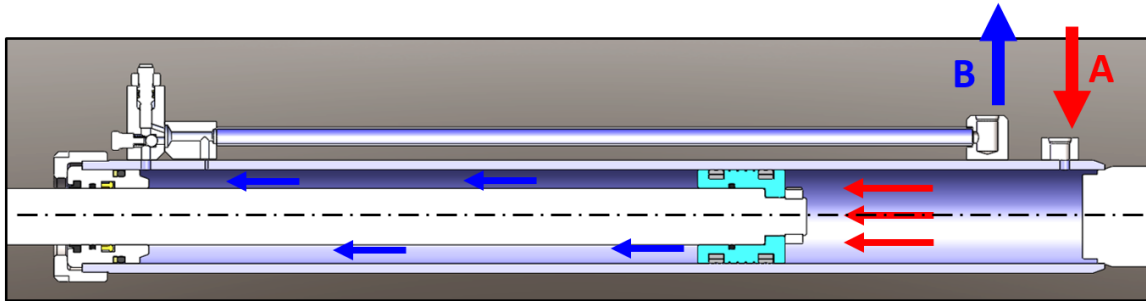
Por último, se ve que, para terminar de cerrar el cilindro, el aceite se ve obligado a circular por el canal inferior, que consiste en un orificio de sección variable, regulada ésta mediante un prisionero (válvula tipo aguja). O sea, cuando más ajustado se encuentra el mismo, más chica es la sección de paso para el aceite, y por lo tanto más intensa será la acción del frenado.

1.2. Sistema de freno externo regulable mediante restricción mecánica del flujo de aceite

Primero se mostrará cómo está constituido el siguiente cilindro hidráulico:



En los próximos esquemas, se intentará explicar cómo se da la secuencia de frenado, en el momento en el cual el cilindro hidráulico está terminando de desarrollar su carrera de apertura.

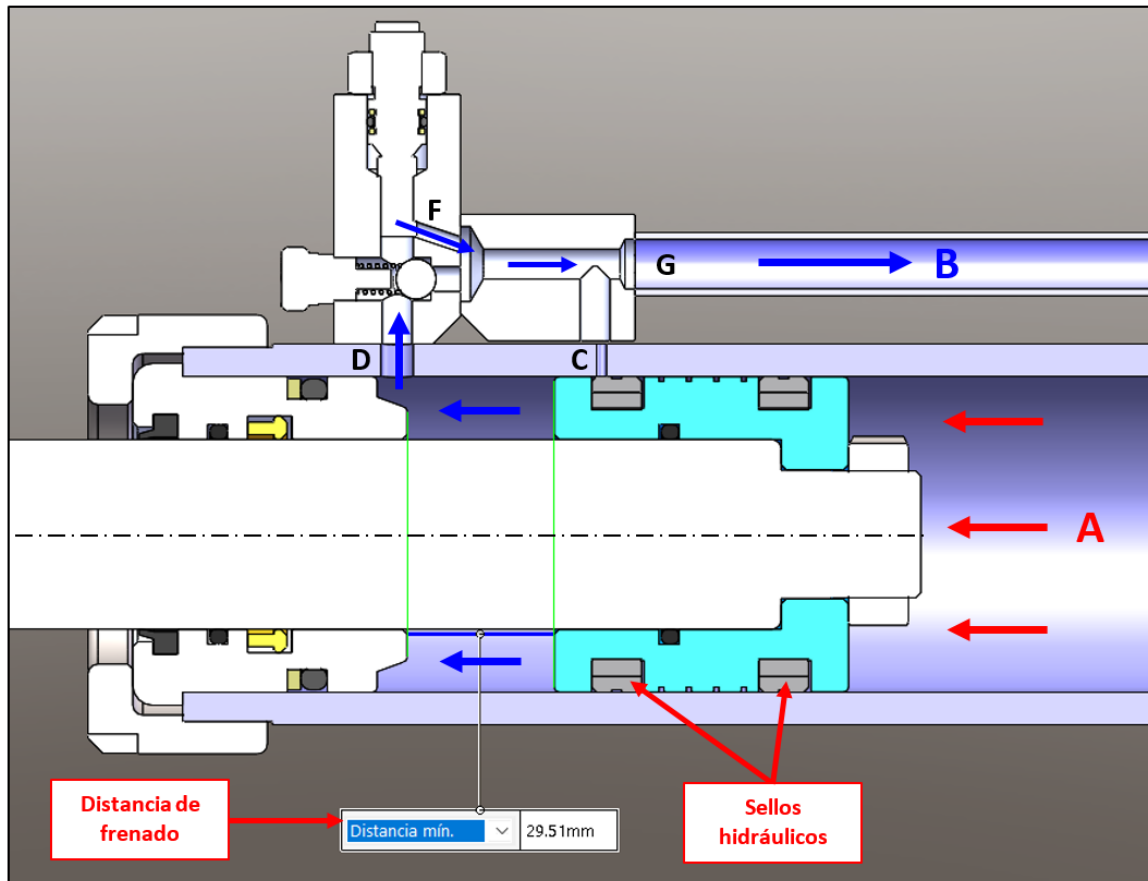
Etapa 1: Apertura del cilindro:**Referencias:**

- A: Ingreso de aceite a presión.
- B: Aceite de retorno a tanque.
- C: Canal 1 de aceite de retorno a tanque. $\varnothing$ 2 mm.
- D: Canal 2 de aceite de retorno a tanque. $\varnothing$ 6.5 mm.
- E: Canal antirretorno en el sentido D->E, libera en el sentido opuesto E->D.
- F: Paso calibrado regulable, mediante el tornillo H. $\varnothing$ 3 mm.

Al entrar el aceite a presión por el ingreso "A", el cilindro comienza a abrirse.

Por otro lado, el aceite que retorna a tanque, por el ingreso "B", pasa libremente por los orificios que se detallan en la imagen inferior:

- Canal C -> G.
- Canal D -> F -> G.

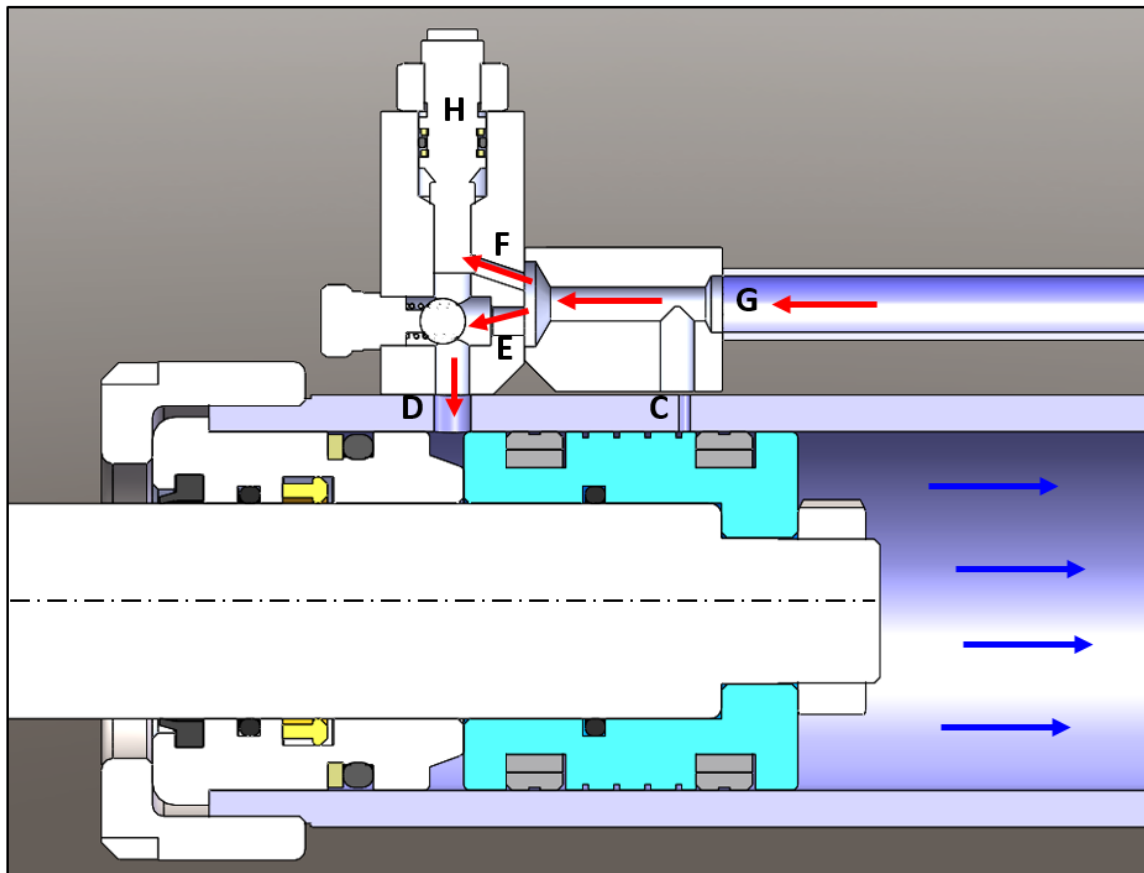
Etapa 2: Frenado del cilindro:

Como se puede ver en la imagen de arriba, cuando el sello hidráulico del pistón, obstruye el canal N°1 (C), el aceite de retorno solo puede volver a tanque por el camino D -> F -> G, de modo que, a partir de este momento, comienza el frenado.

El frenado se dará solo durante los últimos 30 mm de la carrera del cilindro, donde el aceite retorna a tanque a través del paso calibrado (F).

Etapa 3: Cierre del cilindro:

Esta etapa solo será esquematizada, con el fin de entender cómo inicia la carrera de cierre del cilindro, sin ser afectada por el efecto de frenado, efecto que no se busca durante el cierre del cilindro.



Rojo: aceite a presión.

Azul: aceite de retorno a tanque.

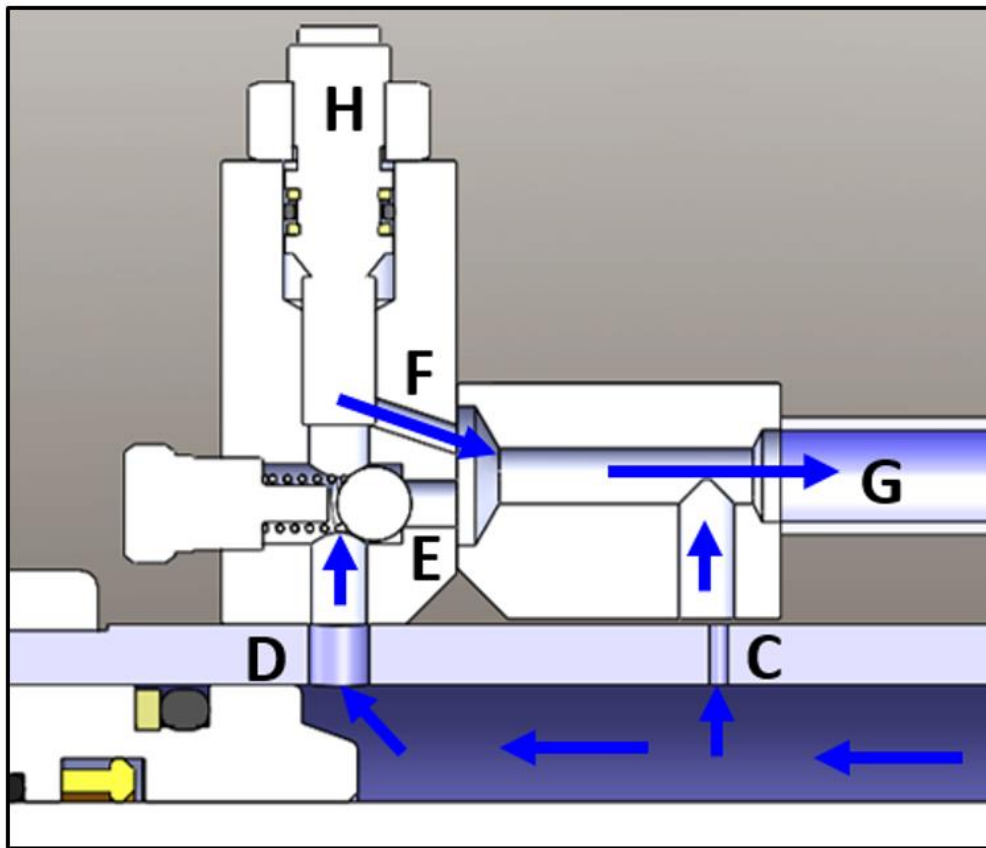
Como puede observarse, ahora el cilindro comenzará a cerrarse, luego de que el aceite a presión llegue por el conducto hidráulico superior, haciendo que la bolita que sellaba el pasaje de aceite en la situación anterior (D->E), ahora se encuentre liberando el pasaje en el sentido opuesto (E->D).

Por esto último, es que el cilindro comenzará a cerrarse libremente, sin estar afectado por el freno.

1.3. Cálculo de los pasajes de aceite de este sistema de frenado

En este inciso, se determinará el pasaje real de aceite durante la restricción (etapa donde el cilindro avanza en condición de frenado) para tener como referencia el área de pasaje de aceite que se necesita para reducir la velocidad del cilindro en un 50%, y luego emplear esta misma condición en el cilindro telescópico, buscando lograr el mismo resultado.

Etapas 1: El aceite de retorno circulaba por los siguientes pasajes:



- **Canal C -> G:** donde el aceite pasa a través de un orificio de $\varnothing 2$ mm. Entonces la sección correspondiente a este pasaje es:

$$A_{C \rightarrow G} = \frac{\pi}{4} * D^2$$

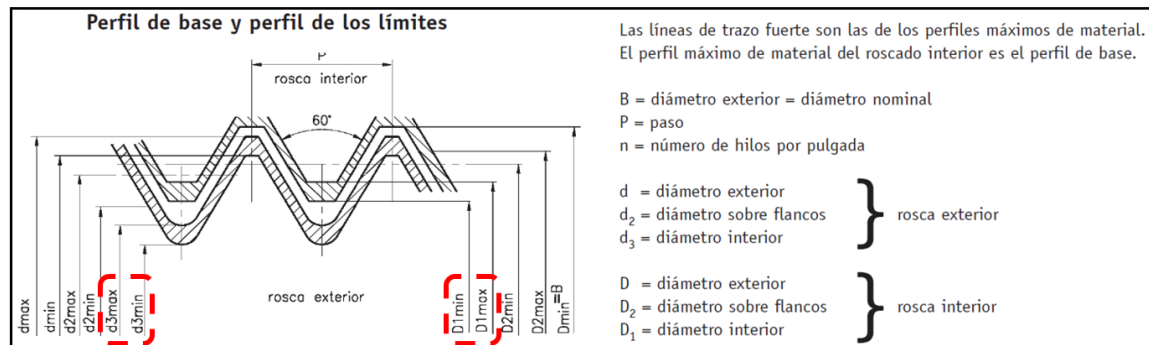
$$A_{C \rightarrow G} = \frac{\pi}{4} * (2mm)^2 = 3.142 mm^2$$

- **Canal D -> F -> G:** donde el aceite pasa a través del pasaje calibrado, conformado por la holgura existente entre el tornillo de regulación H y el cuerpo de la válvula de freno:

$$A_{D \rightarrow F \rightarrow G} = A_{rosca hembra} - Area_{rosca macho}$$

Se trata de una rosca 5/16" UNF, para la cual tenemos los siguientes datos:

Límites de las dimensiones de la rosca en pulgadas (ISO) - UNC, UNF y 8UN -																
Diámetro nominal B pulgadas	Nº de hilos por pulgada n	Paso P	Rosca exterior, clase de tolerancia 2A. Bulones y tornillos						Rosca interior, clase de tolerancia 2B. Tuercas						Secc. del Ø int. A ₆₃ mm ²	Secc. del Ø int. A _s mm ²
			Diámetro exterior		Diámetro sobre flancos		Diámetro interior		Diámetro exterior		Diámetro sobre flancos		Diámetro interior			
			d _{máx.}	d _{mín.}	d _{2máx.}	d _{2mín.}	d _{3máx.}	d _{3mín.}	D _{mín.}	D _{2mín.}	D _{2máx.}	D _{1mín.}	D _{1máx.}			
Límites de las dimensiones de la rosca en pulgadas, de paso fino UNF, clases de tolerancia 2A y 2B																
1/4	28	0,9071	6,324	6,160	5,735	5,652	5,212	5,063	6,350	5,761	5,869	5,360	5,588	21,0	23,5	
5/16	24	1,0583	7,909	7,727	7,221	7,128	6,611	6,442	7,938	7,250	7,371	6,782	7,035	33,8	37,4	



Valle rosca macho	d3min	6.442	[mm]
	d3max	6.611	[mm]
Cresta rosca hembra	D1min	6.782	[mm]
	D1max	7.035	[mm]
	ADFG_min	1.799	[mm ²]
	ADFG_max	6.277	[mm ²]

$$A_{DFG_min} = A_{D1_min} - A_{d3_max}$$

$$A_{DFG_min} = \frac{\pi}{4} * [(D_{1_min})^2 - (d_{3_max})^2]$$

$$A_{DFG_min} = \frac{\pi}{4} * [(6.782 \text{ mm})^2 - (6.611 \text{ mm})^2]$$

$$\mathbf{A_{DFG_min} = 1.799 \text{ mm}^2}$$

$$A_{DFG_max} = A_{D1_max} - A_{d3_min}$$

$$A_{DFG_max} = \frac{\pi}{4} * [(D_{1_max})^2 - (d_{3_min})^2]$$

$$A_{DFG_max} = \frac{\pi}{4} * [(7.035 \text{ mm})^2 - (6.442 \text{ mm})^2]$$

$$\mathbf{A_{DFG_max} = 6.277 \text{ mm}^2}$$

Resumiendo, se tienen las siguientes áreas de pasaje de aceite de retorno, durante la etapa 1, previo al frenado:

$$A_{Pasaje \text{ Etapa } 1} = A_{C \rightarrow G} + A_{D \rightarrow F \rightarrow G}$$

$$A_{Pasaje \text{ Etapa } 1_MIN} = A_{C \rightarrow G} + A_{D \rightarrow F \rightarrow G_MIN}$$

$$A_{Pasaje \text{ Etapa } 1_MIN} = 3.142 \text{ mm}^2 + 1.799 \text{ mm}^2$$

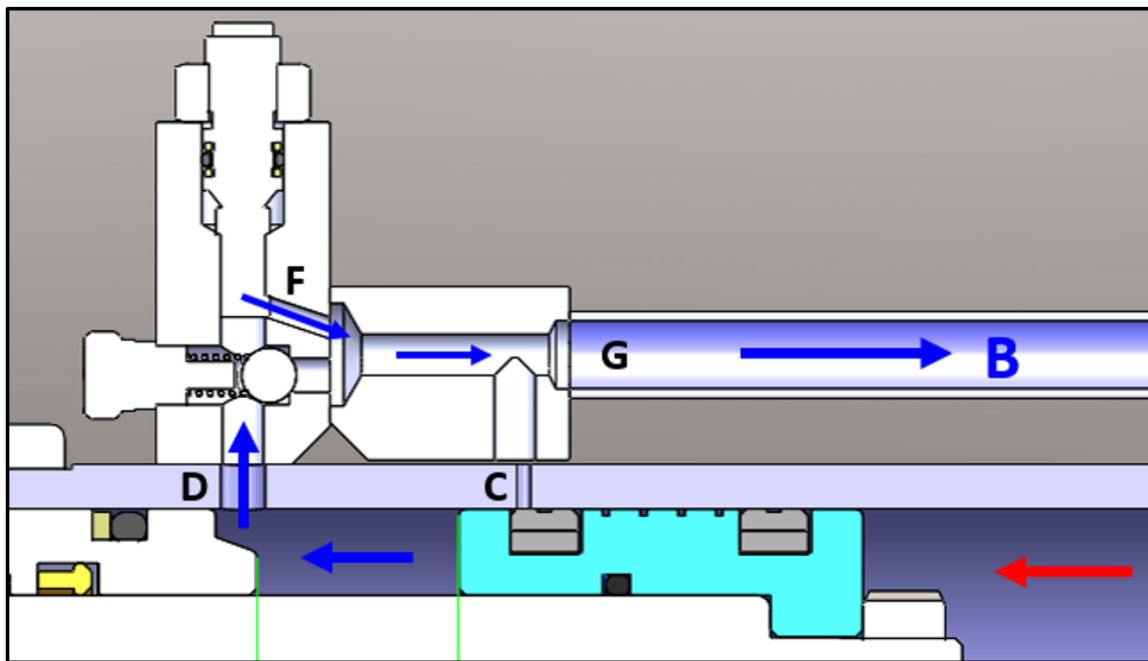
$$A_{Pasaje\ Etapa\ 1_MIN} = A_{PE1_MIN} = 4.940\ mm^2$$

$$A_{Pasaje\ Etapa\ 1_MAX} = A_{C \rightarrow G} + A_{D \rightarrow F \rightarrow G_MAX}$$

$$A_{Pasaje\ Etapa\ 1_MAX} = 3.142\ mm^2 + 6.277\ mm^2$$

$$A_{Pasaje\ Etapa\ 1_MAX} = A_{PE1_MAX} = 9.418\ mm^2$$

Etapa 2: Etapa de frenado, el aceite de retorno, ahora solo circula por el siguiente pasaje:



- Canal D -> F -> G: pasaje de aceite determinado en el punto anterior:

$$A_{Pasaje\ Etapa\ 2_MIN} = A_{PE2_MIN} = 1.799\ mm^2$$

$$A_{Pasaje\ Etapa\ 2_MAX} = A_{PE2_MAX} = 6.277\ mm^2$$

Conclusiones:

- Reducción mínima de áreas (frenado / pasaje libre):

$$\frac{A_{PE2_MAX}}{A_{PE1_MAX}} = \frac{6.277\ mm^2}{9.418\ mm^2} = 67\%$$

- Reducción máxima de áreas (frenado / pasaje libre):

$$\frac{A_{PE2_MIN}}{A_{PE1_MIN}} = \frac{1.799\ mm^2}{4.940\ mm^2} = 36\%$$

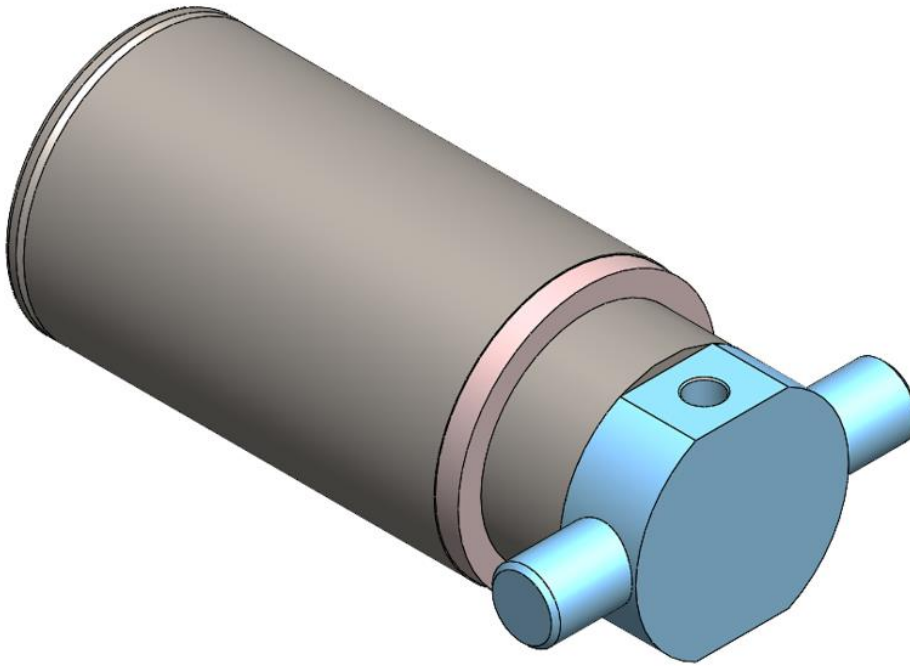
Por lo tanto, de acuerdo a la tolerancia de la rosca UNC 5/16", queda definido un **espacio de diseño**, a validar experimentalmente, donde el área de pasaje de aceite correspondiente a la etapa de frenado, respecto al área de pasaje libre inicial, se reduce entre un 36 y 67%.

O sea, reduciendo el área inicial dentro del rango 36-67 %, se lograría el frenado deseado.

Entonces, lo que se hará será, dimensionar los componentes del sistema de frenado, contemplando estos extremos, y luego se detallarán las condiciones a contemplar para la validación en banco de prueba.

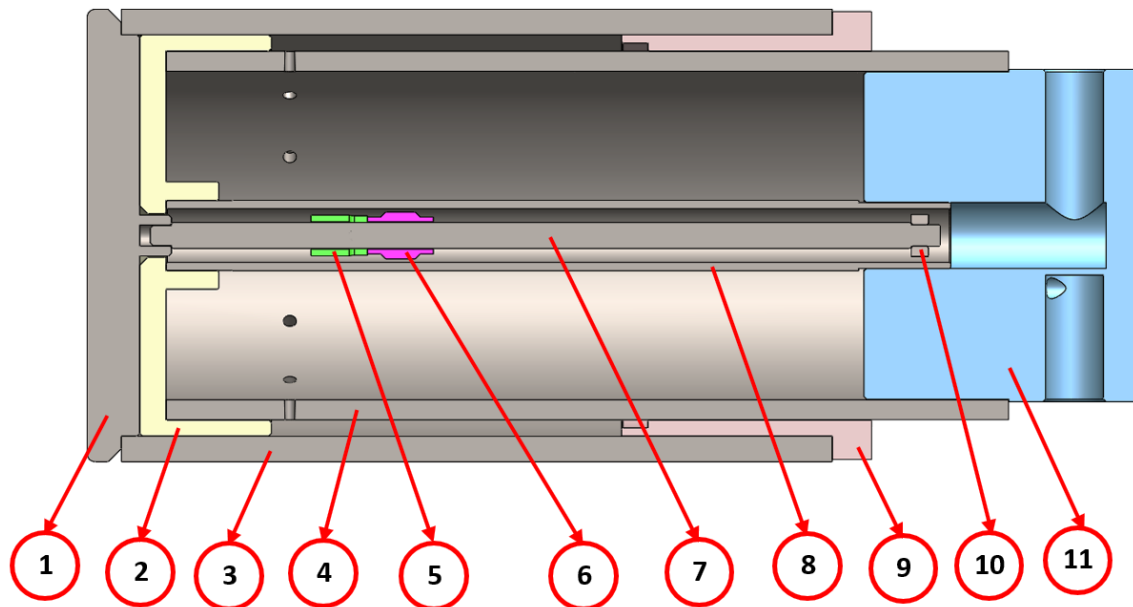
Capítulo 2: Diseño de sistema de freno para cilindro telescópico doble efecto

En este capítulo, se tiene como objetivo explicar, con la ayuda de algunos esquemas, el funcionamiento del sistema de frenado propuesto para un cilindro telescópico doble efecto.



Aclaración: Para simplificar la explicación, se empleará un cilindro telescópico de tan solo una etapa, dado que es suficiente para mostrar cómo sería el funcionamiento del diseño propuesto.

2.1. Partes componentes del conjunto:



1_ Tapa trasera.

2_ Pistón.

3_ Caño camisa.

4_ Caño tramo 1.

5_ Tope fijo.

6_ Válvula móvil.

7_ Varilla guía.

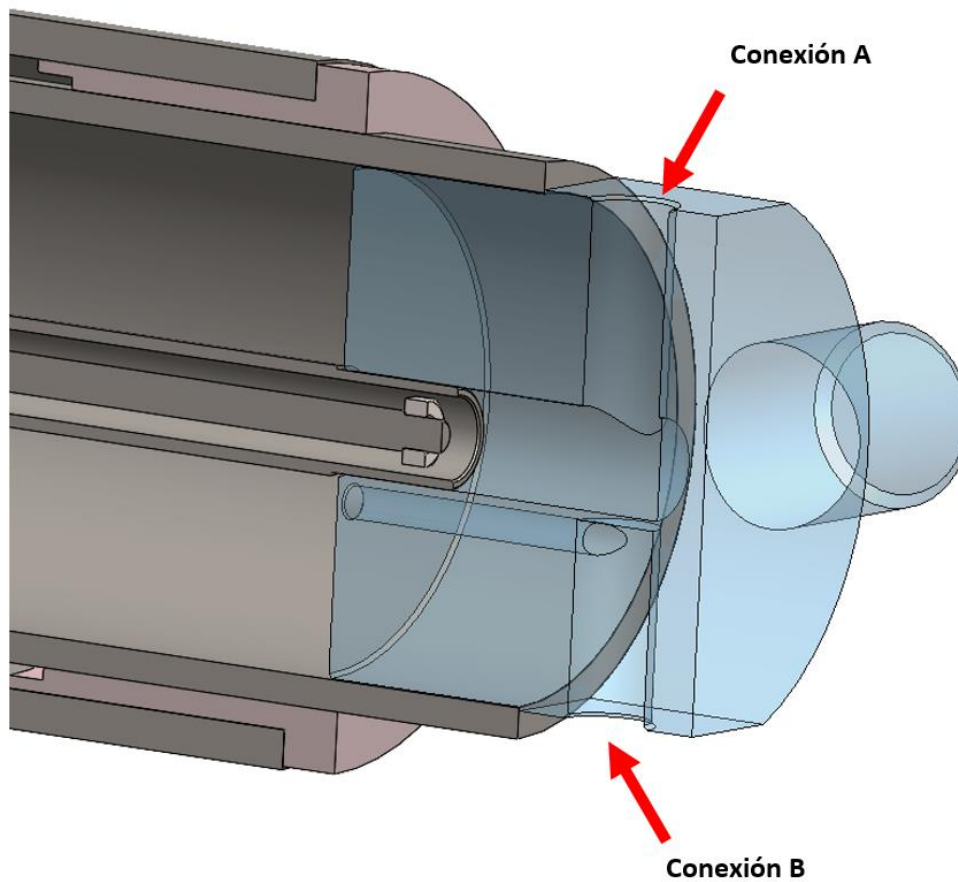
8_ Caño hidráulico interno.

9_ Guía.

10_ Tuerca.

11_ Anclaje principal.

A continuación, se muestra en detalle el componente n°10, para comprender cómo entra y sale el aceite del cilindro hidráulico, dado que este componente posee los 2 conectores correspondientes.



Como puede observarse en el esquema de arriba, la conexión A se encuentra vinculada al orificio central del anclaje. Por otro lado, la conexión B se encuentra conectada con 2 orificios que están descentrados hacia abajo (en el esquema se ve uno solo).

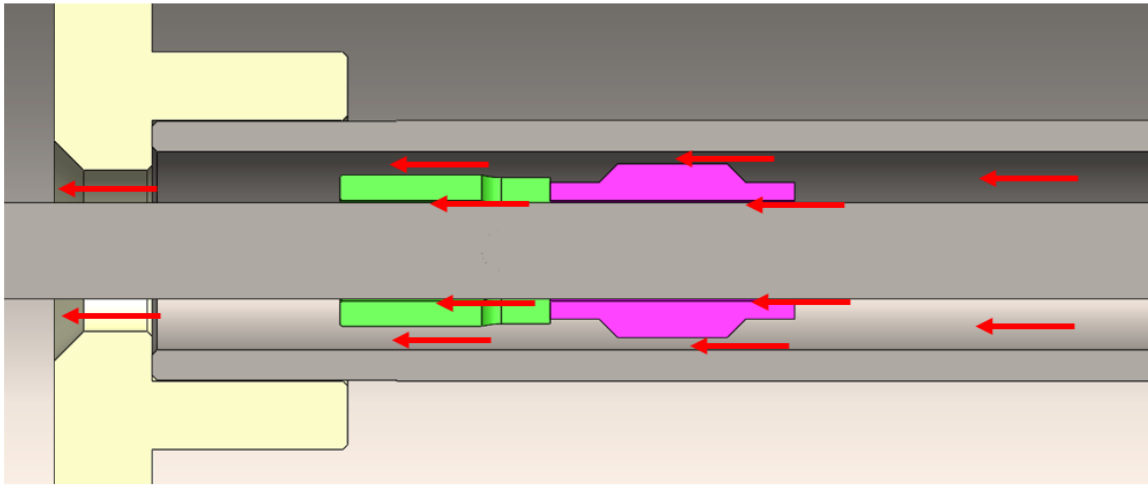
2.2. Descripción secuencia de apertura del cilindro:

Etapa 1: El cilindro telescópico se encuentra cerrado, y comenzará a abrirse luego de ingresar aceite a presión por la conexión A (entrada roja).



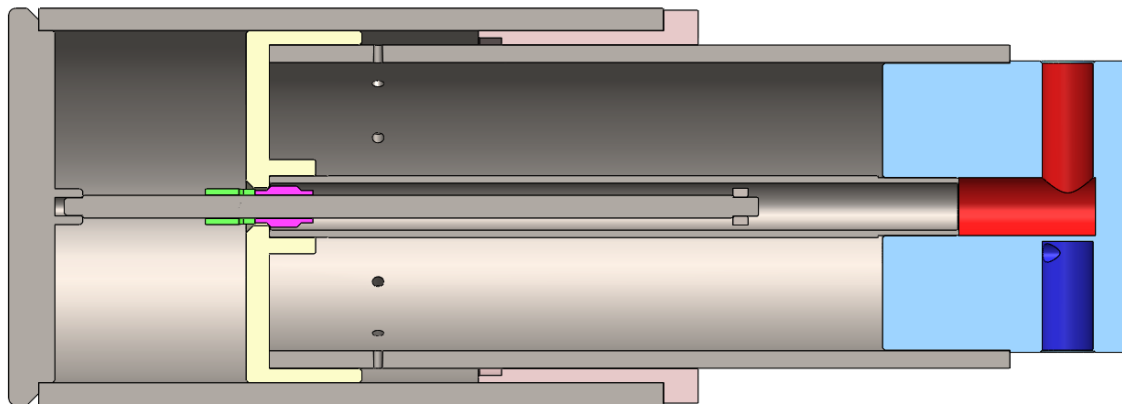
Etapa 2: El aceite a presión, atraviesa el caño central hasta llegar a la cara izquierda del pistón, haciendo que el mismo se desplace hacia la derecha.

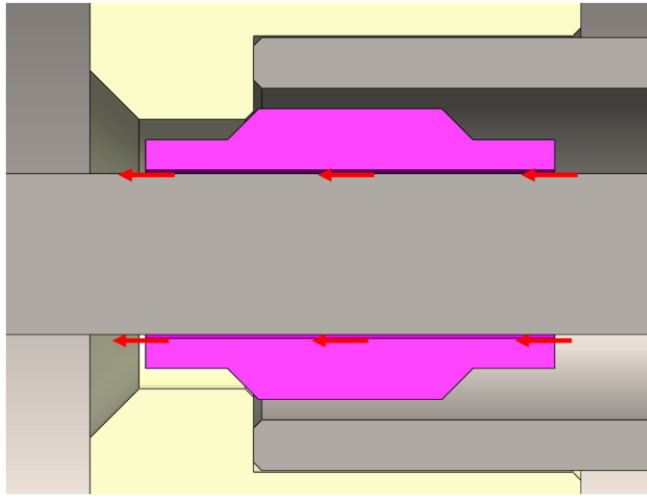




El aceite a presión fluye de derecha a izquierda, haciendo que la válvula móvil (color rosa) se mantenga en contra del tope fijo (color verde).

Etapas 3: El tramo interno se desplazará hacia la derecha a velocidad de apertura libre, hasta el momento en que el pistón entra en contacto con la válvula móvil.

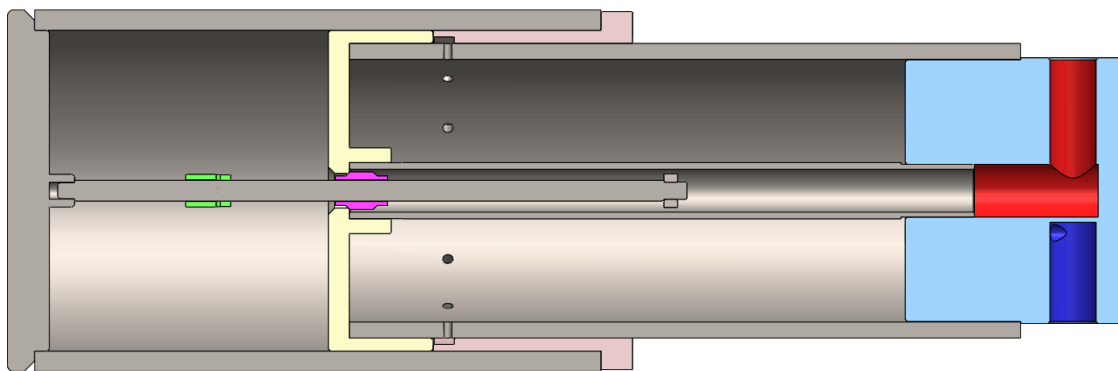




Cuando el pistón y la válvula entran en contacto, se da el frenado deseado, y se mantienen en esa condición a lo largo de lo que resta de la carrera de apertura (objetivo 50 mm).

Lo que sucede en dicho intervalo, es que el paso de aceite que antes era libre, ahora se ve restringido solamente al espacio conformado por el $\varnothing$ interior de la válvula y el $\varnothing$ exterior de la varilla guía.

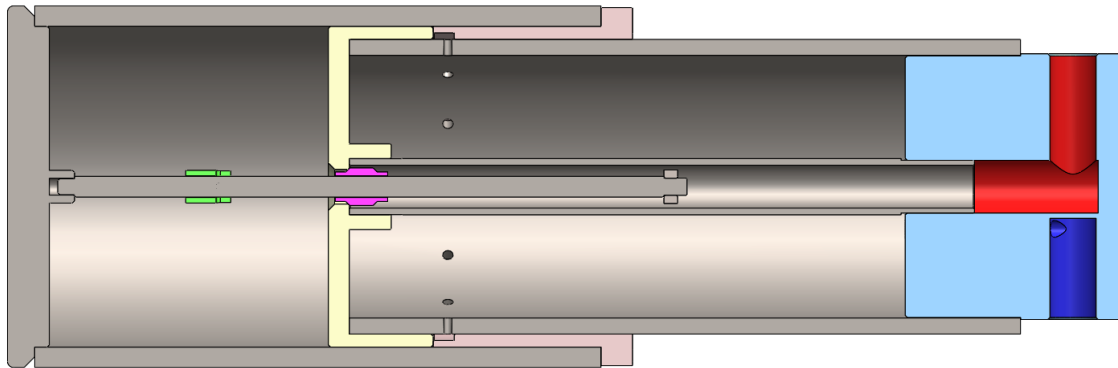
Etapla 4: Finalmente el cilindro termina su carrera de apertura en el momento en que el pistón y la guía entran en contacto.



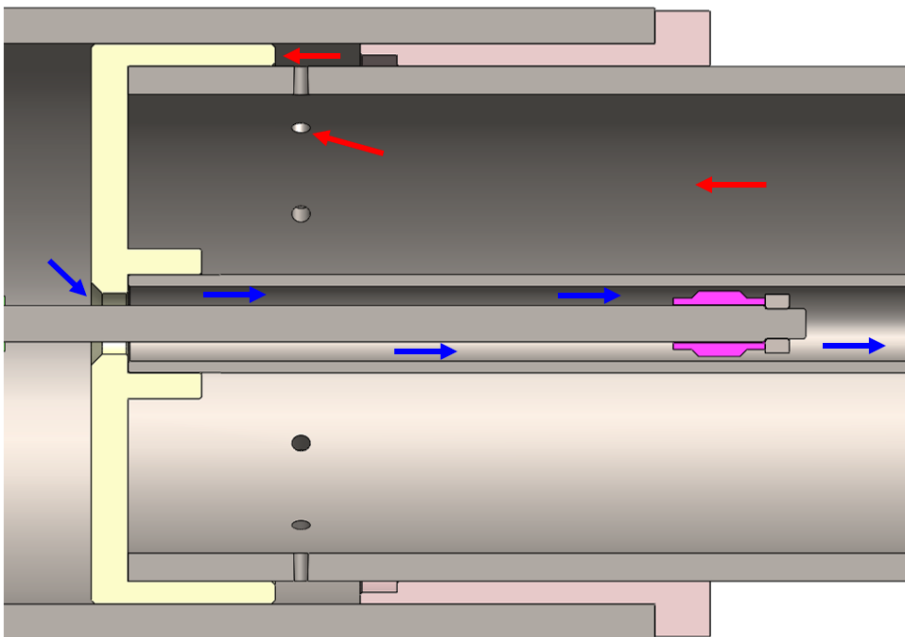
Haciendo referencia al capítulo anterior, ahora resta calcular el área de pasaje de aceite de la válvula móvil para lograr la reducción deseada.

2.2.3. Descripción secuencia de cerrado del cilindro:

Etapas 1: Ahora, la etapa de cerrado, comenzará cuando el aceite a presión ingrese por la conexión B (azul). El fluido circulará, entrando primero en el espacio comprendido entre el caño hidráulico interno y el caño del tramo 1, luego, a través de las perforaciones del caño del tramo 1, comienza a empujar la cara derecha del pistón, desplazando el conjunto hacia la izquierda.



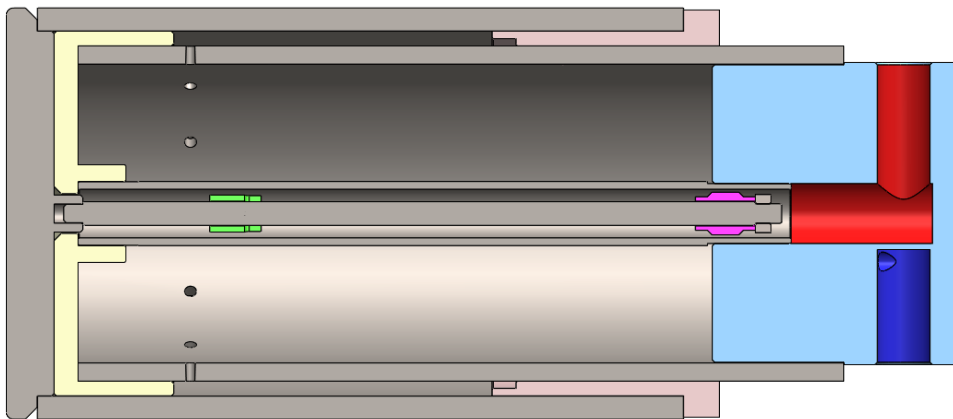
Etapas 2: El aceite del retorno, ayuda a que la válvula se desplace hacia la derecha, manteniéndose a tope, en contra de la tuerca.



Rojo: aceite a presión que cierra el cilindro.

Azul: aceite de retorno.

Etapa 3: Finalmente el cilindro termina de cerrarse, en el momento en que entran en contacto el pistón contra la tapa.



Haciendo referencia al capítulo anterior ahora resta calcular el área de pasaje de aceite de la válvula móvil para lograr la reducción deseada.

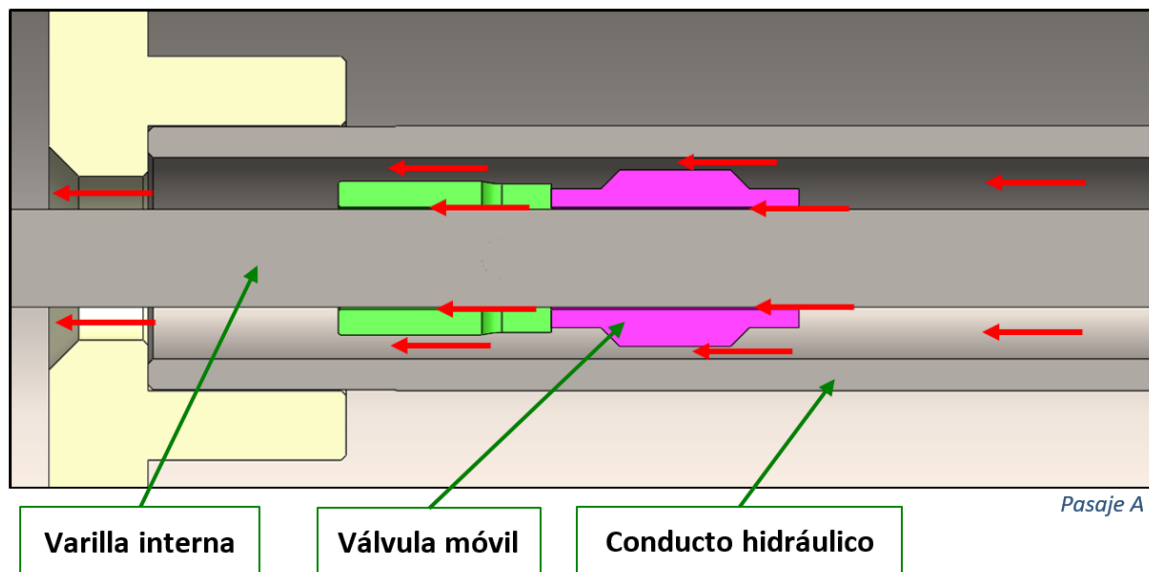
Capítulo 3: Cálculo de pasaje de aceite para lograr la velocidad de freno propuesta

Para determinar el pasaje de aceite, tienen que dimensionarse las piezas que componen el sistema de freno del cilindro telescópico, para ello se basarán los cálculos realizados en el capítulo 1.3 (Cálculo de los pasajes de aceite en sistema de frenado).

Contemplando la reducción de área calculada, se habla de la relación entre el área final de frenado y el área inicial o de pasaje libre:

$$36 \% \leq \frac{A_{frenado}}{A_{pasaje libre}} \leq 67 \%$$

Por lo cual, primero se calculará el área de pasaje libre (antes del frenado), que presenta el cilindro telescópico, y luego se determinarán las dimensiones necesarias, particularmente del diámetro interno de la válvula móvil, para lograr la restricción deseada.



Área de pasaje libre inicial:

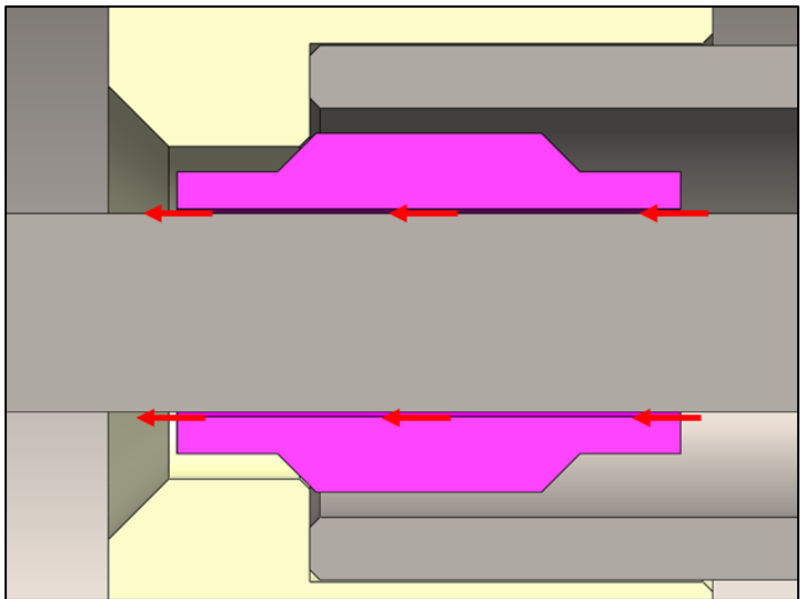
Como se describió en el capítulo 1.3, el área de pasaje de aceite libre inicial (Pasaje A), es el comprendido entre:

- Válvula móvil (rosa) y varilla interna.
- Válvula móvil (rosa) y el diámetro interior del conducto hidráulico que la aloja.

Área de frenado:

Luego, cuando el sistema comienza a frenar, el aceite solo puede circular por la zona comprendida entre (Pasaje B):

- Válvula móvil (rosa) y varilla interna.



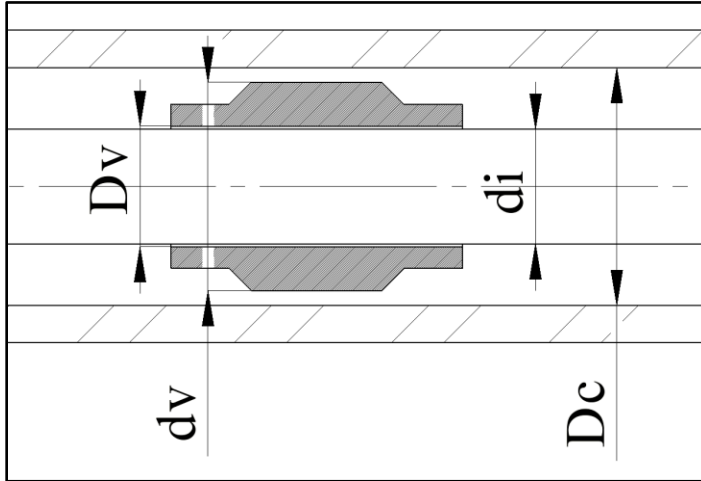
Pasaje B

Dimensiones involucradas:Datos propuestos:

- $\varnothing$ interior conducto hidráulico (D_c).
- $\varnothing$ exterior válvula (d_v).
- $\varnothing$ varilla interna (d_i).

Incógnita:

- $\emptyset$ interior válvula (D_v).



Cálculos:

$$A_{INT} = \frac{\pi}{4} * [(D_v)^2 - (d_i)^2] ; \quad (\#1)$$

$$A_{EXT} = \frac{\pi}{4} * [(D_c)^2 - (d_v)^2] ; \quad (\#2)$$

$$A_{Pasaje\ libre} = A_{INT} + A_{EXT}$$

$$A_{Frenado} = A_{INT}$$

Ahora teniendo en cuenta lo siguiente:

$$RA_{MIN} = 36 \% \leq \frac{A_{frenado}}{A_{pasaje\ libre}} \leq 67 \% = RA_{MAX}$$

$$RA_{MIN} = 36 \% \leq \frac{A_{INT}}{A_{INT} + A_{EXT}} \leq 67 \% = RA_{MAX}$$

Se plantean los siguientes 2 casos, para determinar el valor de **Dv**:

Caso A:

$$\begin{aligned}
 RA_{MIN} &\leq \frac{A_{INT}}{A_{INT} + A_{EXT}} \\
 A_{EXT} + A_{INT} &\leq \frac{A_{INT}}{RA_{MIN}} \\
 A_{EXT} &\leq \frac{A_{INT}}{RA_{MIN}} - A_{INT} \\
 A_{EXT} &\leq \left(\frac{1}{RA_{MIN}} - 1 \right) * A_{INT} \\
 A_{INT} &\geq \frac{A_{EXT}}{\left(\frac{1}{RA_{MIN}} - 1 \right)} = \frac{A_{EXT}}{\left(\frac{1}{0.36} - 1 \right)} \\
 A_{INT} &\geq 0.5625 * A_{EXT}
 \end{aligned}$$

Ahora teniendo en cuenta (#1), se tiene:

$$\begin{aligned}
 \frac{\pi}{4} * [(D_V)^2 - (d_i)^2] &\geq 0.5625 * A_{EXT} \\
 (D_V)^2 &\geq 0.716 * A_{EXT} + (d_i)^2 \\
 D_{V_A} &\geq \sqrt{0.716 * A_{EXT} + (d_i)^2} \quad ; \quad \textbf{(#3)}
 \end{aligned}$$

Caso B:

$$\begin{aligned}
 \frac{A_{INT}}{A_{INT} + A_{EXT}} &\leq RA_{MAX} = 0.67 \\
 \frac{A_{INT}}{RA_{MAX}} &\leq A_{INT} + A_{EXT}
 \end{aligned}$$

$$\frac{A_{INT}}{RA_{MAX}} - A_{INT} \leq A_{EXT}$$

$$\left(\frac{1}{RA_{MAX}} - 1\right) * A_{INT} \leq A_{EXT}$$

$$A_{INT} \leq \frac{A_{EXT}}{\left(\frac{1}{RA_{MAX}} - 1\right)} = \frac{A_{EXT}}{\left(\frac{1}{0.67} - 1\right)}$$

$$A_{INT} \leq 2.03 * A_{EXT}$$

Ahora teniendo en cuenta (#1), se tiene:

$$\frac{\pi}{4} * [(D_V)^2 - (d_i)^2] \leq 2.03 * A_{EXT}$$

$$(D_V)^2 \leq 2.584 * A_{EXT} + (d_i)^2$$

$$D_{V_B} \leq \sqrt{2.584 * A_{EXT} + (d_i)^2} \quad ; \quad \textbf{(#4)}$$

Resolución de las ecuaciones obtenidas, (#3) y (#4), para obtener los valores de Dv:

Diámetro externo caño hidráulico	dc	26.70	[mm]
Pared caño hidráulico	ec	2.87	[mm]
Diámetro interno caño hidráulico	Dc	20.96	[mm]
Diámetro externo válvula	dv	19.00	[mm]
Diámetro varilla	di	10.00	[mm]

Área pasaje externo	Ae	61.51	[mm ²]
---------------------	----	-------	--------------------

Diámetro interno válvula - Caso A	Dv_A	12.00	[mm]
Diámetro interno válvula - Caso B	Dv_B	16.09	[mm]

Conclusiones:

Se propone la fabricación de diferentes válvulas, cuyo diámetro interno se encuentre comprendido entre 12 y 16.09 mm. Por ejemplo, se plantea tener en cuenta los siguientes modelos a mecanizar:

Ø Dv

12.0 mm

12.5 mm

13.0 mm

13.5 mm

14.0 mm

14.5 mm

15.0 mm

15.5 mm

16.0 mm

16.1 mm

Y luego, en banco de pruebas, chequear la efectividad de frenado con cada modelo, y seleccionar dentro de ese grupo de piezas, aquellas que mejor se adapte a la respuesta que se está buscando (reducción de la velocidad en un 50 %).

Capítulo 4: Cálculos de resistencia de componentes críticos

4.1. Cálculo de resistencia en camisa de cilindro hidráulico, sometida a presión interna

Se tiene un cilindro hidráulico, cuya camisa cuenta con las siguientes características:

- Presión de trabajo, $p = 100 \text{ Kg/cm}^2 = 9.81 \text{ N/mm}^2$.
- $\emptyset$ Externo camisa, $D_e = 169.65 \text{ mm}$.
- $\emptyset$ Interno camisa, $D_i = 152.2 \text{ mm}$.
- Espesor camisa, $t = 8.575 \text{ mm}$.
- Material camisa: Tubo sin costura, trefilado en frío, Gr PR520 (Bajo %C).
- Tensión de fluencia camisa, $S_{fl} = 520 \text{ MPa}$.

Entonces se tiene:

Relación entre espesor y diámetro interno:

_ t : 8.575 mm

_ D_i : 152.5 mm

$$\frac{t}{D_i} = \frac{8.575}{152.5} = 0.056 \leq 0.1$$

Verifica esa condición, por lo tanto, se considera un **cilindro de pared delgada**.

Para estas condiciones se aplica la siguiente fórmula para cilindros de paredes delgadas:

$$t \geq \frac{D_i * p}{2 * S_a}$$

Siendo:

- t: espesor camisa; [mm].
- Di: diámetro interno camisa; [mm].
- p: presión interna cilindro; [N/mm²].
- Sa: Tensión máxima permisible; [N/mm²].

De acuerdo a ASME VIII – Div.2, S_a se puede determinar del siguiente modo:

$$S_a = \frac{\sigma_{Fluencia}}{1.5}$$

$$S_a = 520 \text{ Mpa} / 1.5 = 346.7 \text{ MPa} = 346.7 \text{ N/mm}^2$$

Entonces:

$$t \geq \frac{D_i * p}{2 * S_a} = \frac{152.5 \text{ mm} * 9.81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2 * 346.7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$t_{min} = 2.16 \text{ mm}$$

Entendiéndose como el espesor mínimo que debería tener la camisa para soportar las condiciones citadas. Al compararlo con el espesor real ($t = 8.575 \text{ mm}$), se dispone de un margen de seguridad de 4 veces el espesor mínimo.

Por otro lado, resulta interesante determinar la presión máxima a la que podría ser sometido el caño de la camisa, de modo de poder monitorearlo a la hora de validar en banco de pruebas:

Se tiene:

$$p_{max} \leq \frac{2 * S_a * t_{real}}{D_i} = \frac{2 * 346.7 \frac{N}{mm^2} * 8.575 mm}{152.5 mm}$$

$$p_{max} = 39 \frac{N}{mm^2} = 397.6 \frac{Kg}{cm^2}$$

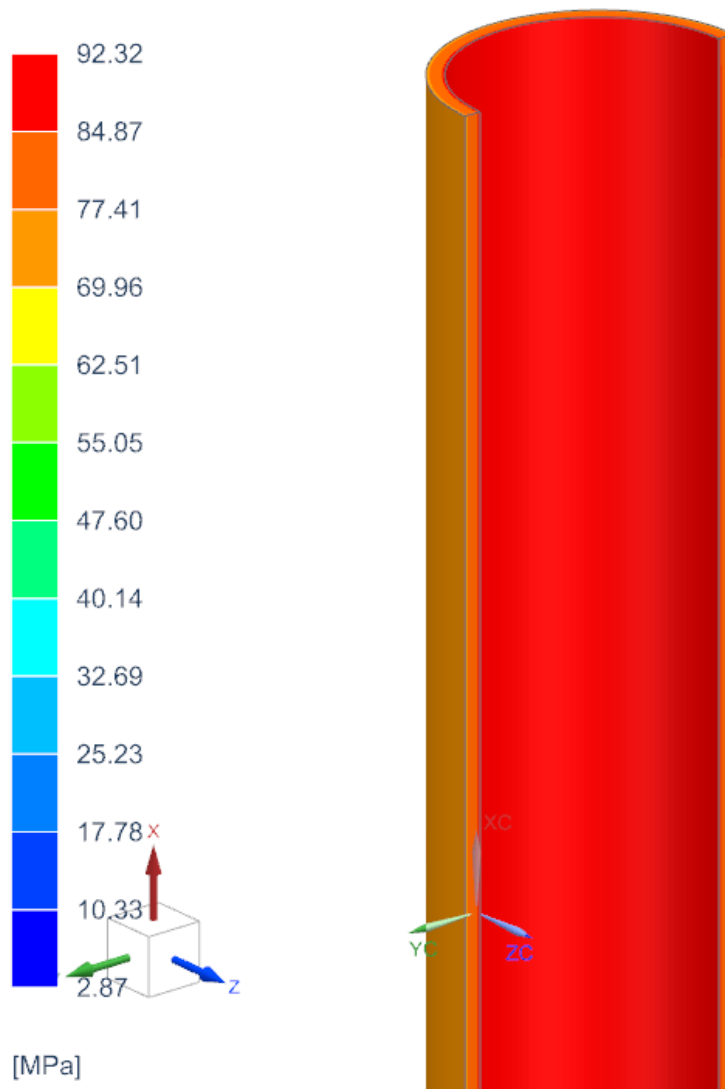
Resultando también, una presión 4 veces superior a la de funcionamiento del sistema (100 Kg/cm²).

Validación de cálculos mediante simulación por método de elementos finitos:**Caso 1:**

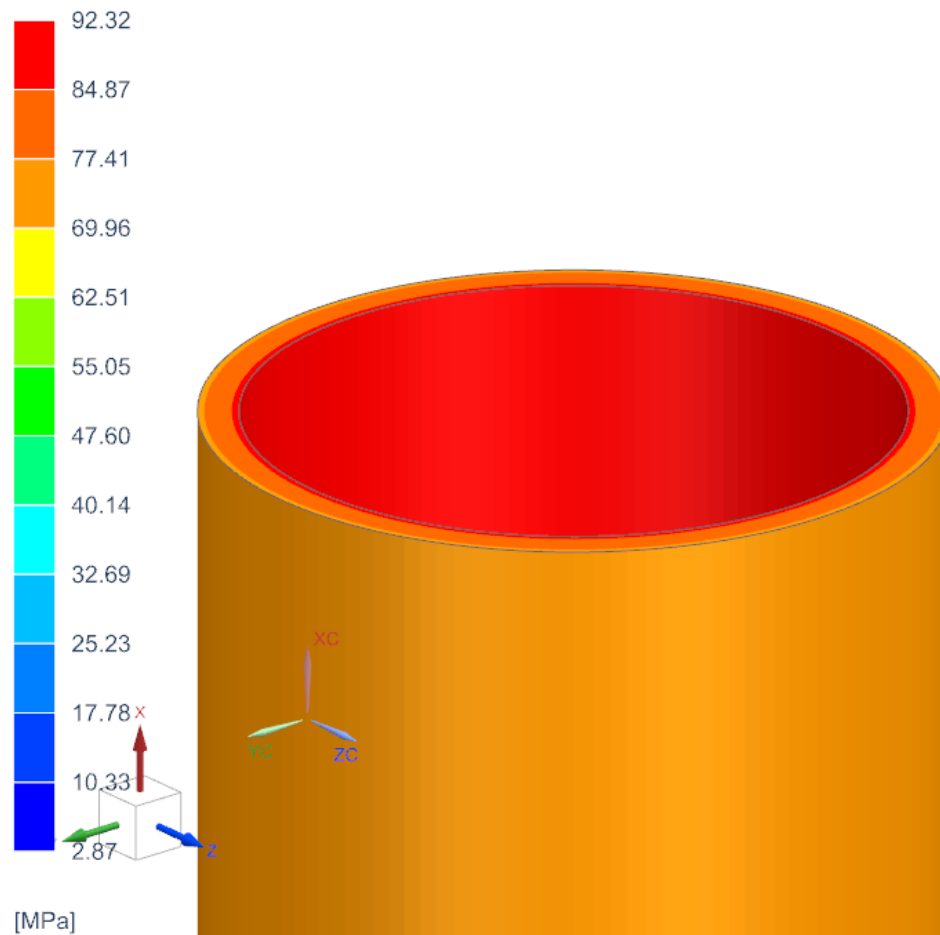
Presión interna de prueba = 100 Kg/cm² (presión de trabajo).

Tensión máxima alcanzada = 92 MPa < Sa = Sfl / 1.5 = 346.7 MPa (OK).

Assy_Camisa_sim1 : P_100_Malla_tetra Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 2.87, Max : 92.32, Units = MPa
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Assy_Camisa_sim1 : P_100_Malla_tetra Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 2.87, Max : 92.32, Units = MPa
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



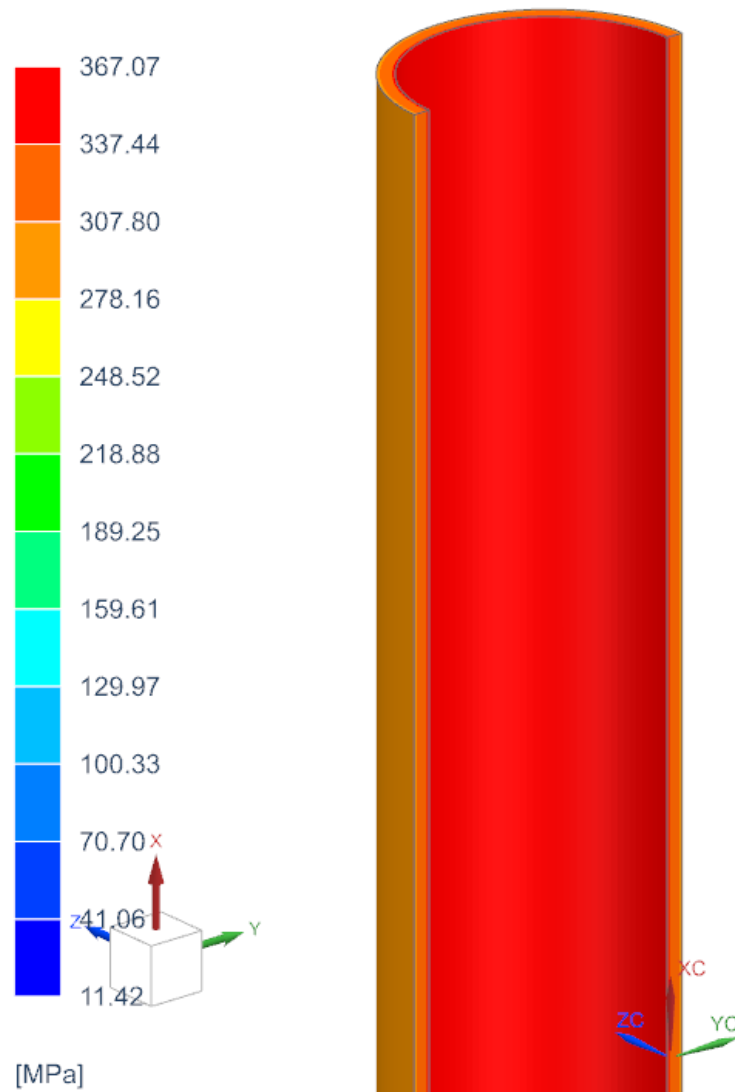
Caso 2:

Presión interna de prueba = 397.6 Kg/cm² (presión máxima calculada).

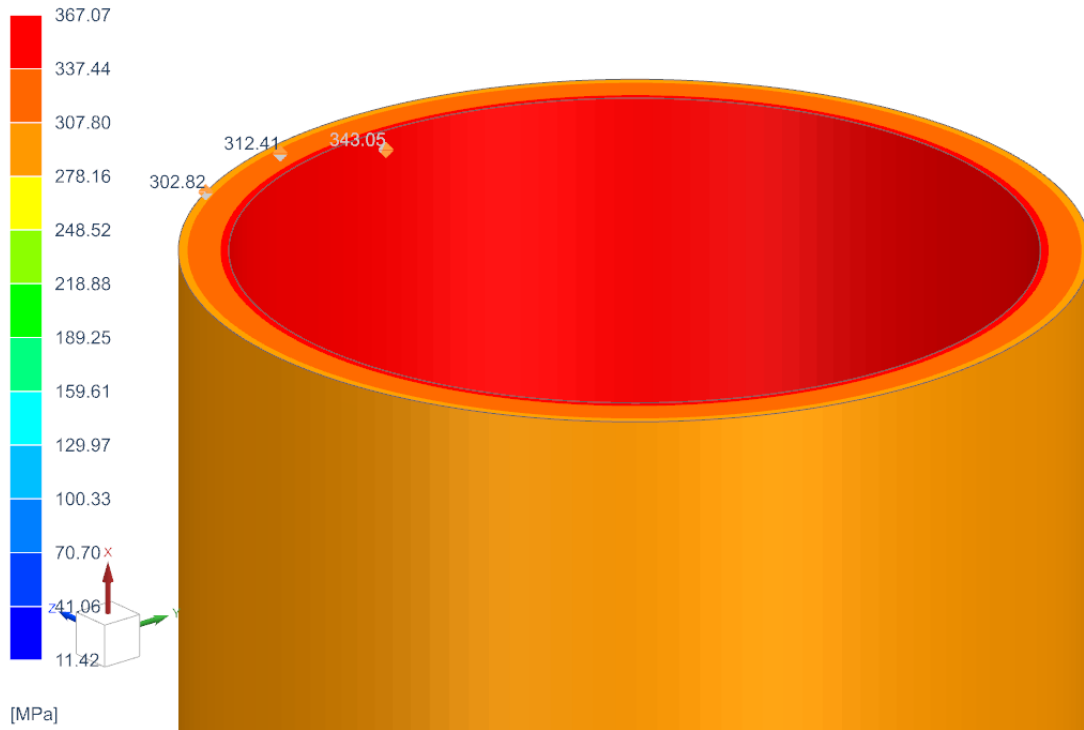
Tensión máxima alcanzada = 367.1 MPa > $S_a = S_{fl} / 1.5 = 346.7$ MPa.

Tensión máxima alcanzada = 367.1 MPa < $S_{fl} = 520$ MPa (OK).

Assy_Camisa_sim1 : P_397_Malla_tetra Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 11.42, Max : 367.07, Units = MPa
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



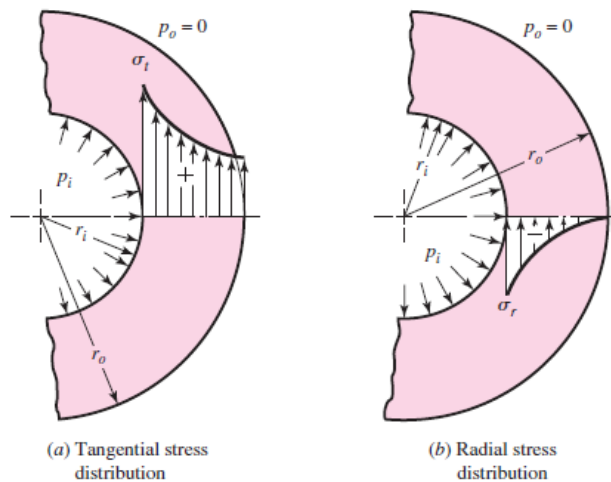
Assy_Camisa_sim1 : P_397_Malla_tetra Result
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
 Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
 Min : 11.42, Max : 367.07, Units = MPa
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Tal como se muestra en la siguiente figura, las tensiones máximas esperadas se encuentran en la cara interna del cilindro.

Figure 3-32

Distribution of stresses in a thick-walled cylinder subjected to internal pressure.



Fuente: Shigley's Mechanical Engineering Design – 9th Edition [2].

4.2. Cálculo de resistencia en caño hidráulico interno, sometido a presión interna

Se tiene un caño hidráulico, que presenta las siguientes características:

- Presión de trabajo, $p = 100 \text{ Kg/cm}^2 = 9.81 \text{ N/mm}^2$.
- $\emptyset$ Externo caño hidráulico, $D_e = 26.7 \text{ mm}$.
- $\emptyset$ Interno caño hidráulico, $D_i = 20.96 \text{ mm}$.
- Espesor caño hidráulico, $t = 2.87 \text{ mm}$.
- Material caño: Acero al carbono, trefilado en frío, ASTM A106M 19 – ASTM A 53-20, Gr B (Bajo %C).
- Tensión de fluencia material (YS), $S_{fl} = 271 \text{ MPa}$.
- Coeficiente de Poisson, $\mu = 0.3$ (acero).

Entonces se tiene:

Relación entre espesor y diámetro interno:

_ t: 8.575 mm

_ Di: 152.5 mm

$$\frac{t}{D_i} = \frac{2.87 \text{ mm}}{20.96 \text{ mm}} = 0.137 > 0.1$$

Por lo tanto, se considera un **cilindro de pared gruesa**. Para esta condición se aplica la siguiente fórmula para determinar el espesor de pared mínima a emplear:

$$t \geq \frac{D_i}{2} * \left[\sqrt{\frac{S_a + (1-\mu)*p}{S_a - (1+\mu)*p}} - 1 \right]; \quad \text{Ecuación de Birnie}$$

Siendo:

- t: espesor camisa [mm].
- Di: diámetro interno camisa [mm].
- p: presión hidráulica interna [N/mm²].
- μ: Coeficiente de Poisson [-].
- Sa: Tensión máxima permisible; [N/mm²].

De acuerdo a ASME VIII, Sa se puede determinar del siguiente modo:

$$S_a = \frac{\sigma_{Fluencia}}{1.5}$$

$$S_a = 271 \text{ Mpa} / 1.5 = 180.7 \text{ MPa} = 180.7 \text{ N/mm}^2$$

$$t \geq \frac{20.96 \text{ mm}}{2} * \left[\sqrt{\frac{180.7 \frac{N}{mm^2} + (1 - 0.3) * 9.81 \frac{N}{mm^2}}{180.7 \frac{N}{mm^2} - (1 + 0.3) * 9.81 \frac{N}{mm^2}}} - 1 \right] = 0.6 \text{ mm}$$

$$t_{min} = 0.6 \text{ mm}$$

Entendiéndose como el espesor mínimo que debería tener el caño hidráulico para soportar las condiciones citadas. Al compararlo con el espesor real (t = 2.87 mm), se dispone de un margen de seguridad de 4.8 veces el espesor mínimo.

Por otro lado, resulta interesante determinar la presión máxima a la que podría ser sometido el caño hidráulico, de modo de poder monitorearlo a la hora de validar en banco de pruebas:

Dado que es complejo despejar la presión (p) de la ecuación de Birnie, lo que se hace es iterar, contando con la ayuda de una hoja de cálculo con dicha fórmula cargada, y empleando presiones

crecientes y superiores a 100 Kg/cm², hasta encontrar aquella que ocasione un t_{min} = t_{real} = 2.87 mm. Dicha presión equivale a:

$$p_{max} = 398 \frac{Kg}{cm^2}$$

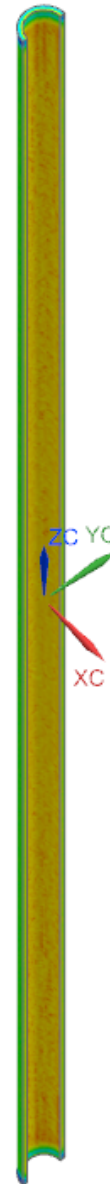
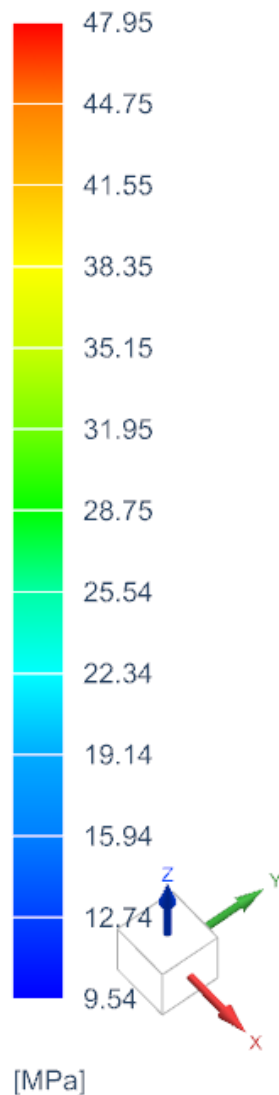
Resultando también, una presión 4 veces superior a la de funcionamiento del sistema (100 Kg/cm²).

Validación de cálculos mediante simulación por método de elementos finitos:**Caso 1:**

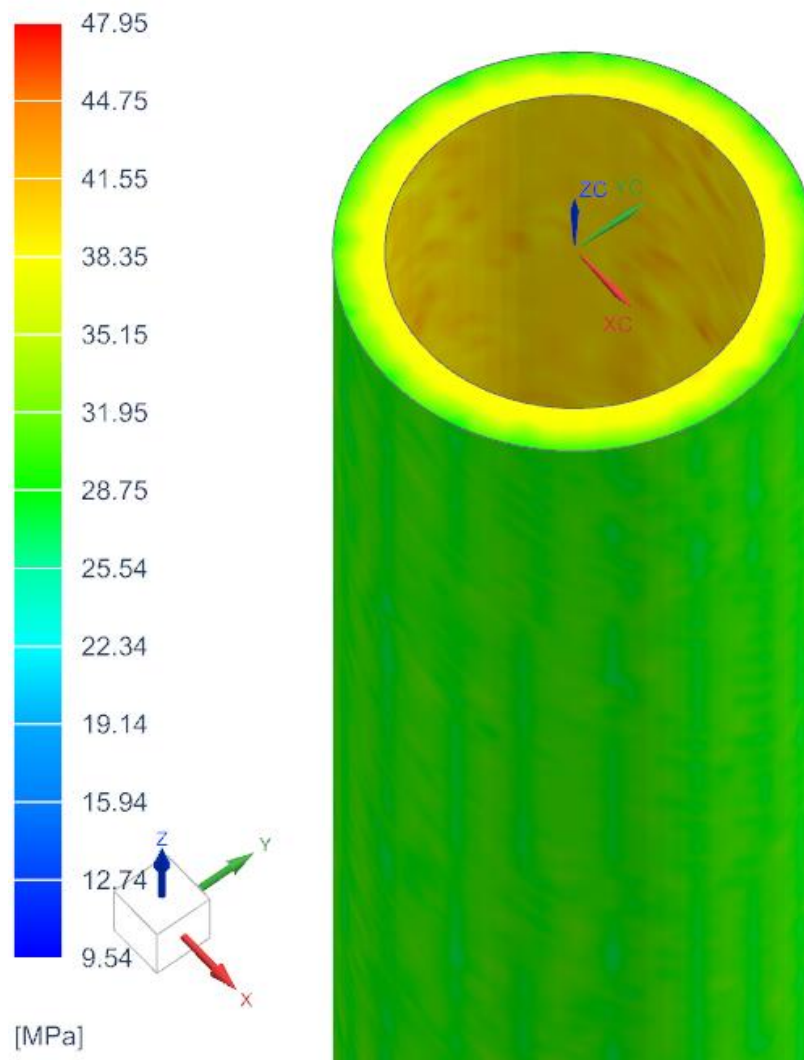
Presión interna de prueba = 100 Kg/cm² (presión de trabajo).

Tensión máxima alcanzada = 48 MPa < $S_a = S_{fl} / 1.5 = 180.7 \text{ MPa}$ (OK).

Canio Hidraulico_sim1 : p100 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 9.54, Max : 47.95, Units = MPa
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Canio Hidraulico_sim1 : p100 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 9.54, Max : 47.95, Units = MPa
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

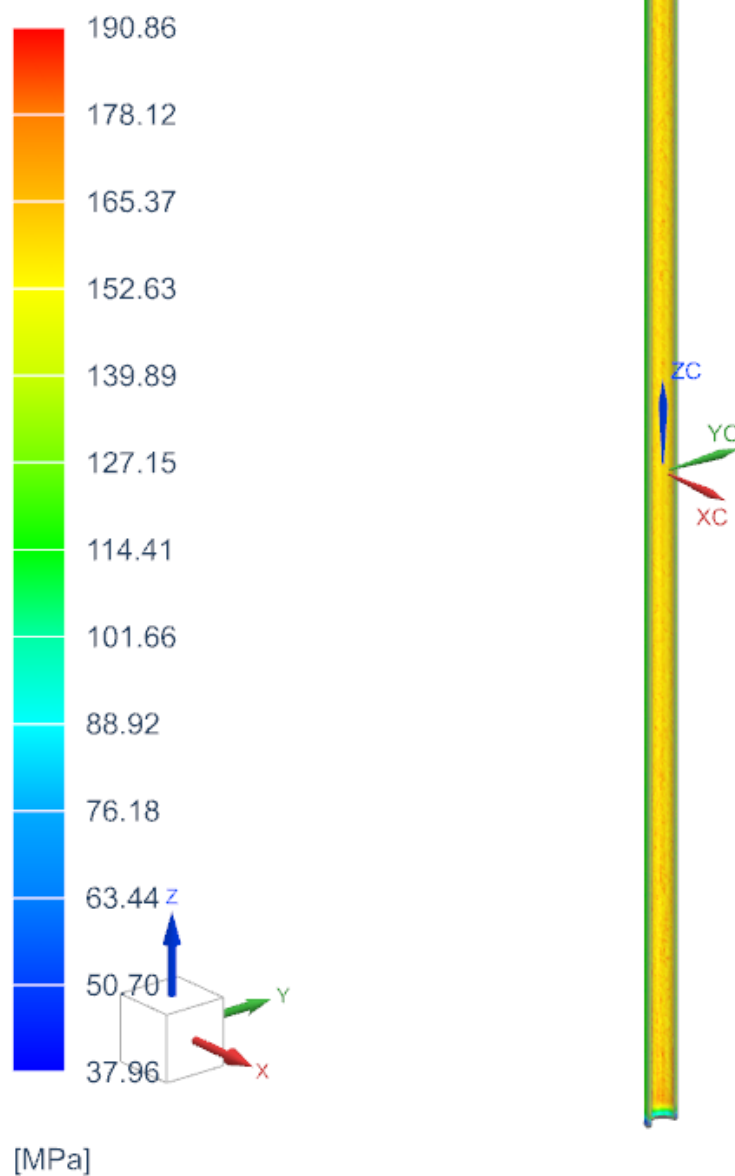


Caso 2:

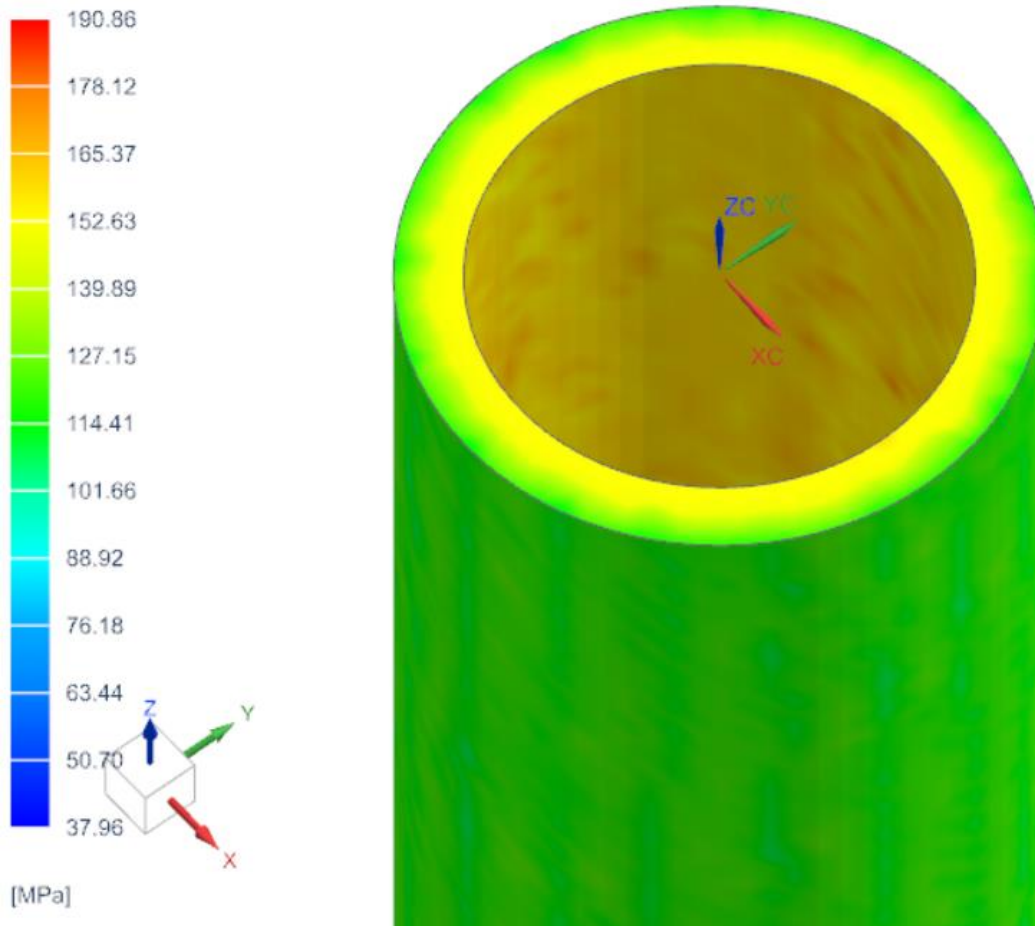
Presión interna de prueba = 398 Kg/cm² (presión máxima calculada).

Tensión máxima alcanzada = 191 MPa < Tensión de fluencia = 271 MPa (OK).

Canio Hidraulico_sim1 : p398 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 37.96, Max : 190.86, Units = MPa



Canio Hidraulico_sim1 : p398 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 37.96, Max : 190.86, Units = MPa



4.3. Cálculo de resistencia en caño hidráulico interno, sometido a presión externa

Se tiene un caño hidráulico, que presenta las siguientes características:

- Presión de trabajo, $p = 100 \text{ Kg/cm}^2 = 9.81 \text{ N/mm}^2$.
- Radio externo caño hidráulico, $r_e = 13.35 \text{ mm}$.
- Radio interno caño hidráulico, $r_i = 10.48 \text{ mm}$.
- Espesor caño hidráulico, $t = 2.87 \text{ mm}$.
- Material caño hidráulico: Acero al carbono, trefilado en frío, ASTM A106M 19 – ASTM A 53-20, Gr B (Bajo %C).
- Tensión de fluencia material (YS), $S_{fl} = 271 \text{ MPa}$.

Para el cálculo de la presión externa máxima soportada por el caño hidráulico, se empleará la siguiente fórmula:

$$p_{max} = \frac{S_{fluencia} * (r_e^2 - r_i^2)}{2 * r_e^2}$$

$$p_{max} = \frac{271 \text{ MPa} * ((13.35 \text{ mm})^2 - (10.48 \text{ mm})^2)}{2 * (13.35 \text{ mm})^2}$$

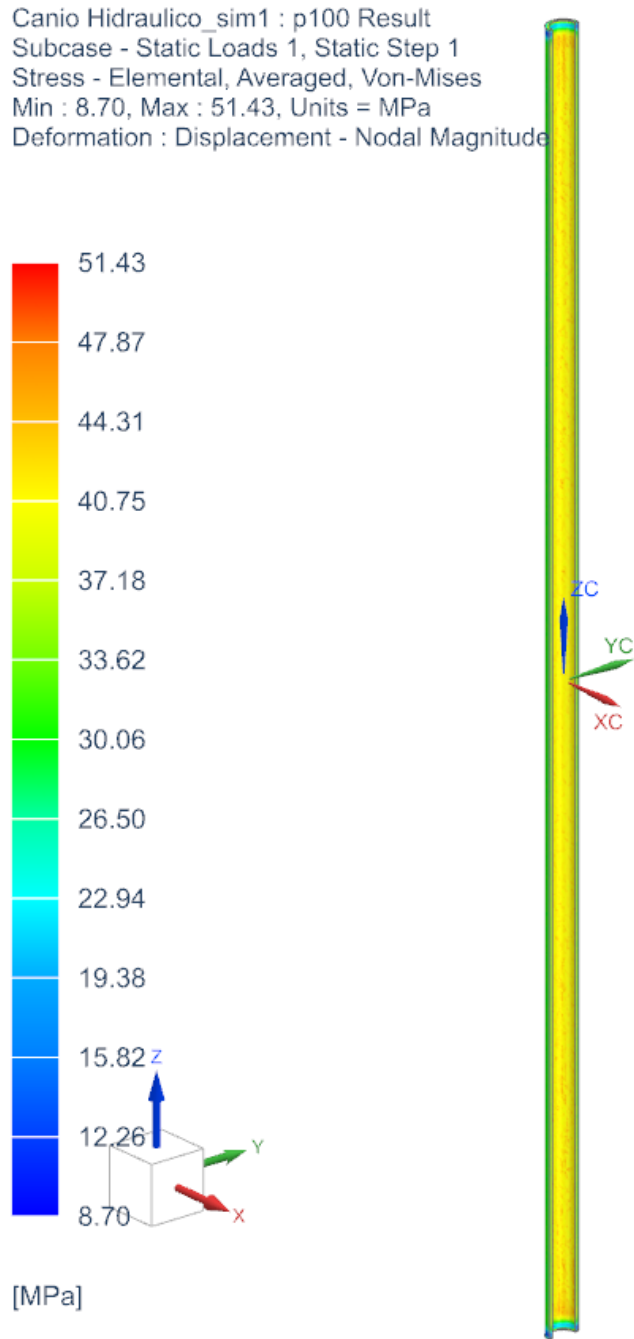
$$p_{max} = 52 \text{ MPa} = 530.2 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Se obtiene como resultando una presión 5.3 veces superior a la de funcionamiento del sistema (100 Kg/cm²).

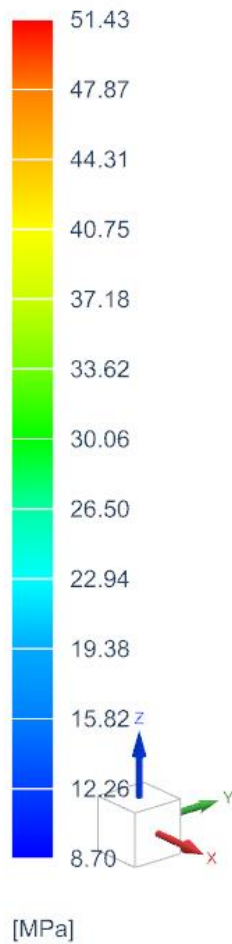
Validación de cálculos mediante simulación por método de elementos finitos:**Caso 1:**

Presión interna de prueba = 100 Kg/cm² (presión de trabajo).

Tensión máxima alcanzada = 51.43 MPa < Sa = Sfl / 1.5 = 180.7 MPa (OK).



Canio Hidraulico_sim1 : p100 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 8.70, Max : 51.43, Units = MPa
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



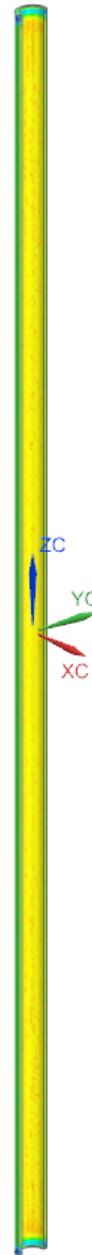
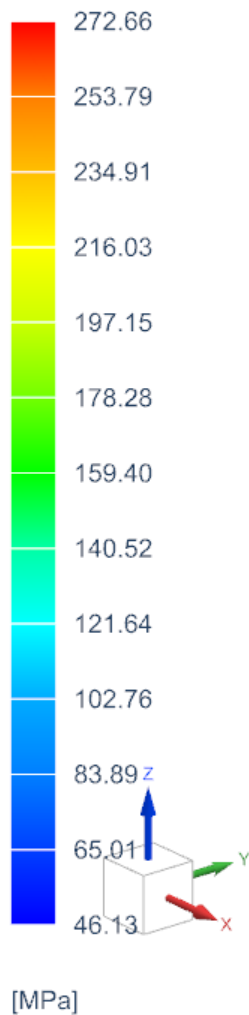
Caso 2:

Presión externa de prueba = 530.2 Kg/cm² (presión de colapso).

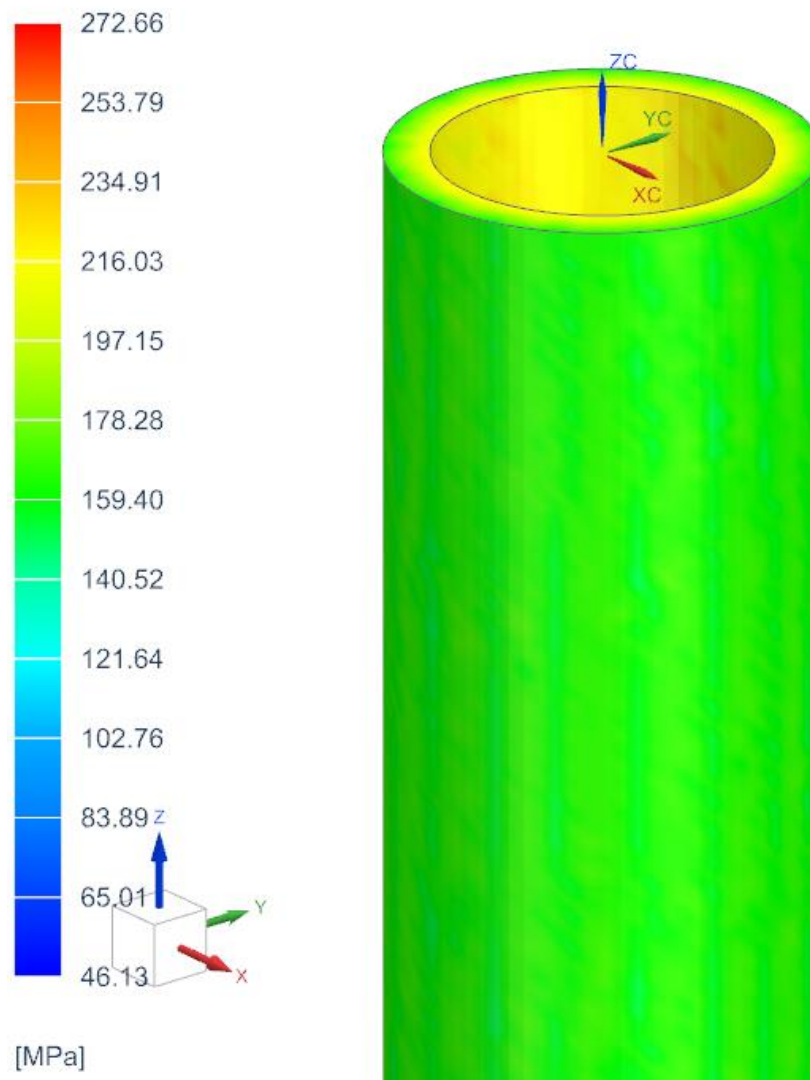
Tensión máxima alcanzada = 272.6 MPa ~ Tensión de fluencia = 271 MPa (OK).

El resultado es correcto, dado que, en el cálculo no se contempló un factor de seguridad, donde podemos aplicar, al igual que en los casos 1 y 2, un factor de 1.5, resultando una presión máxima de: 353.4 Kg/cm².

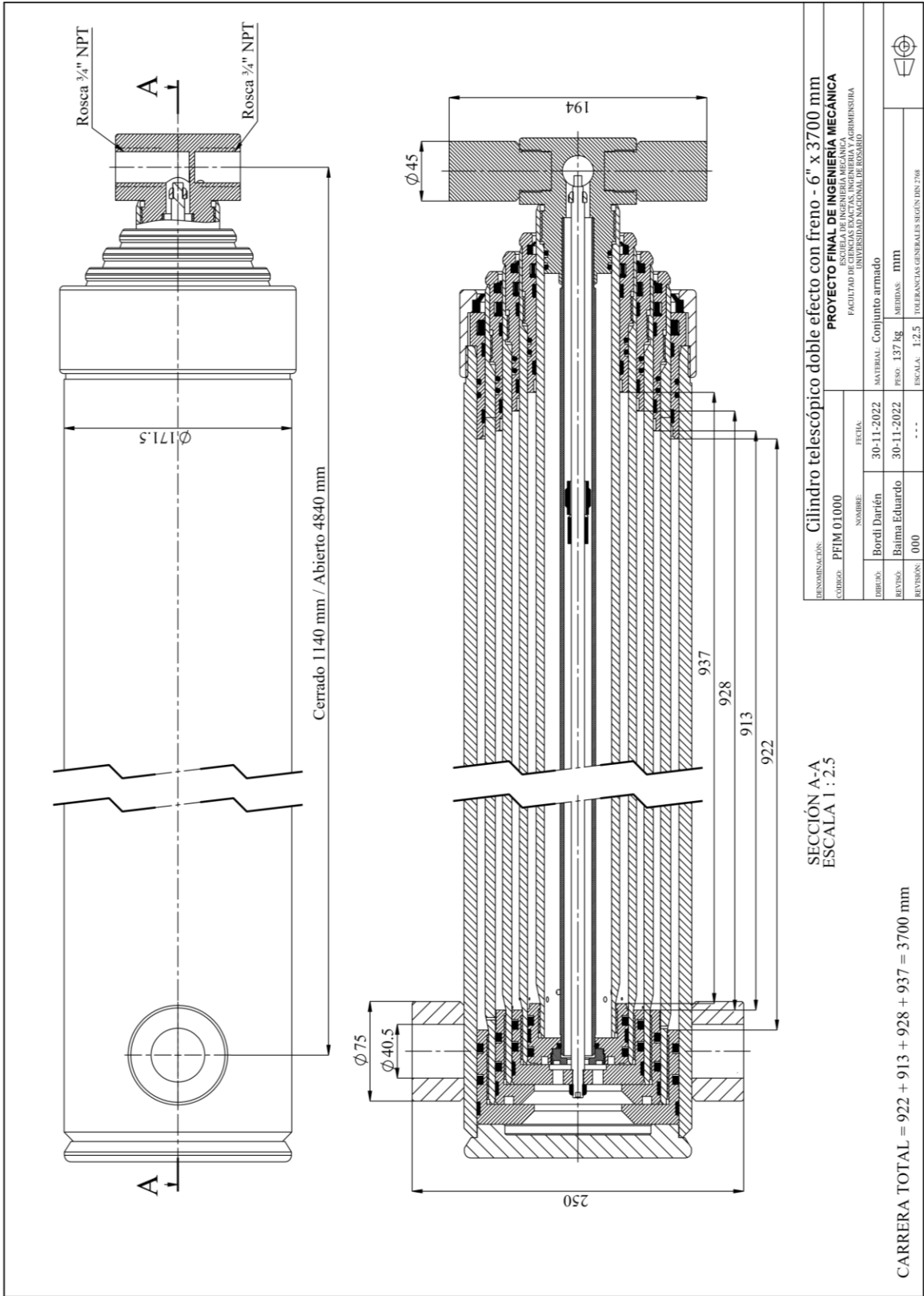
Canio Hidraulico_sim1 : p530.2 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 46.13, Max : 272.66, Units = MPa
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

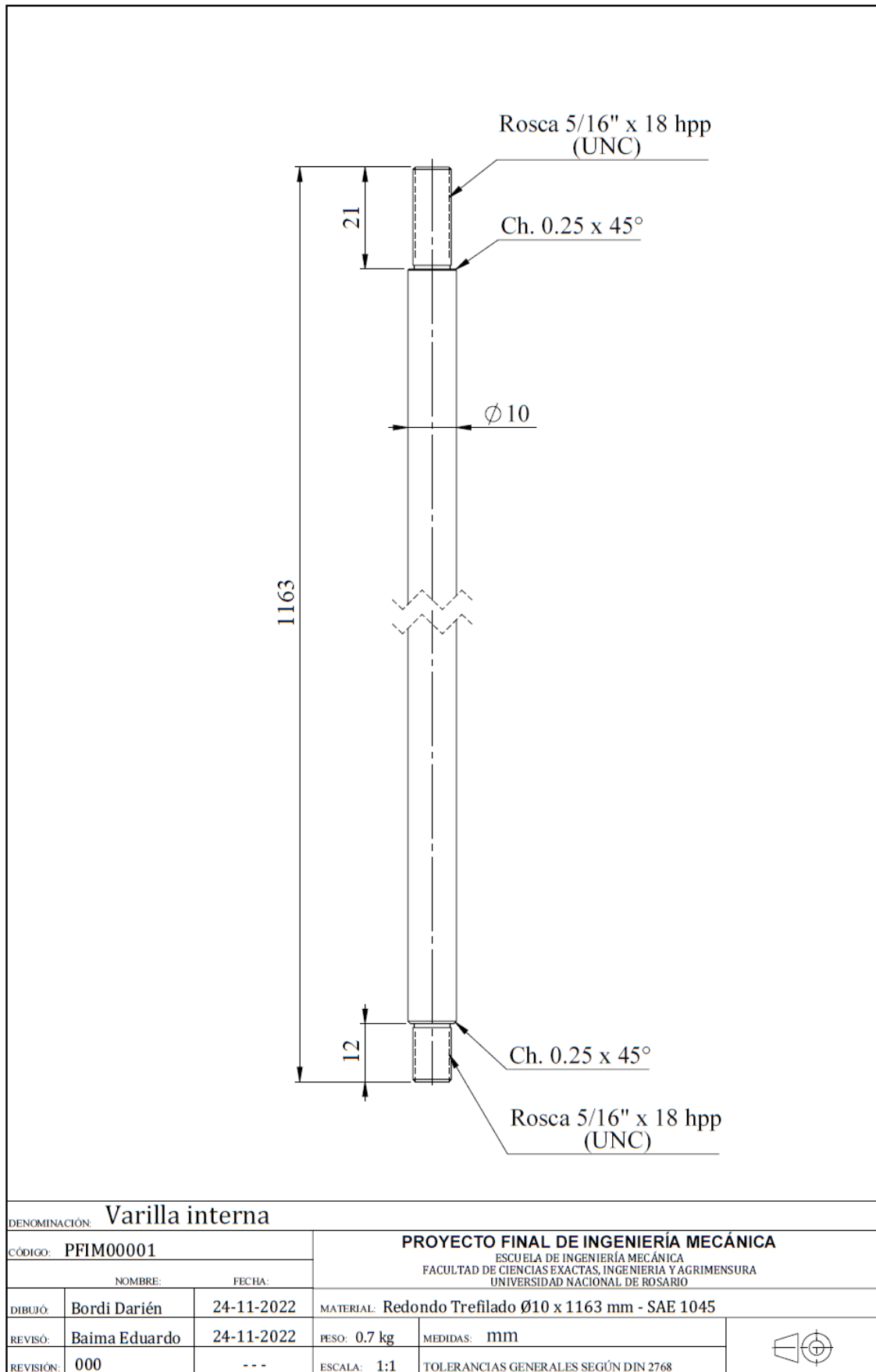


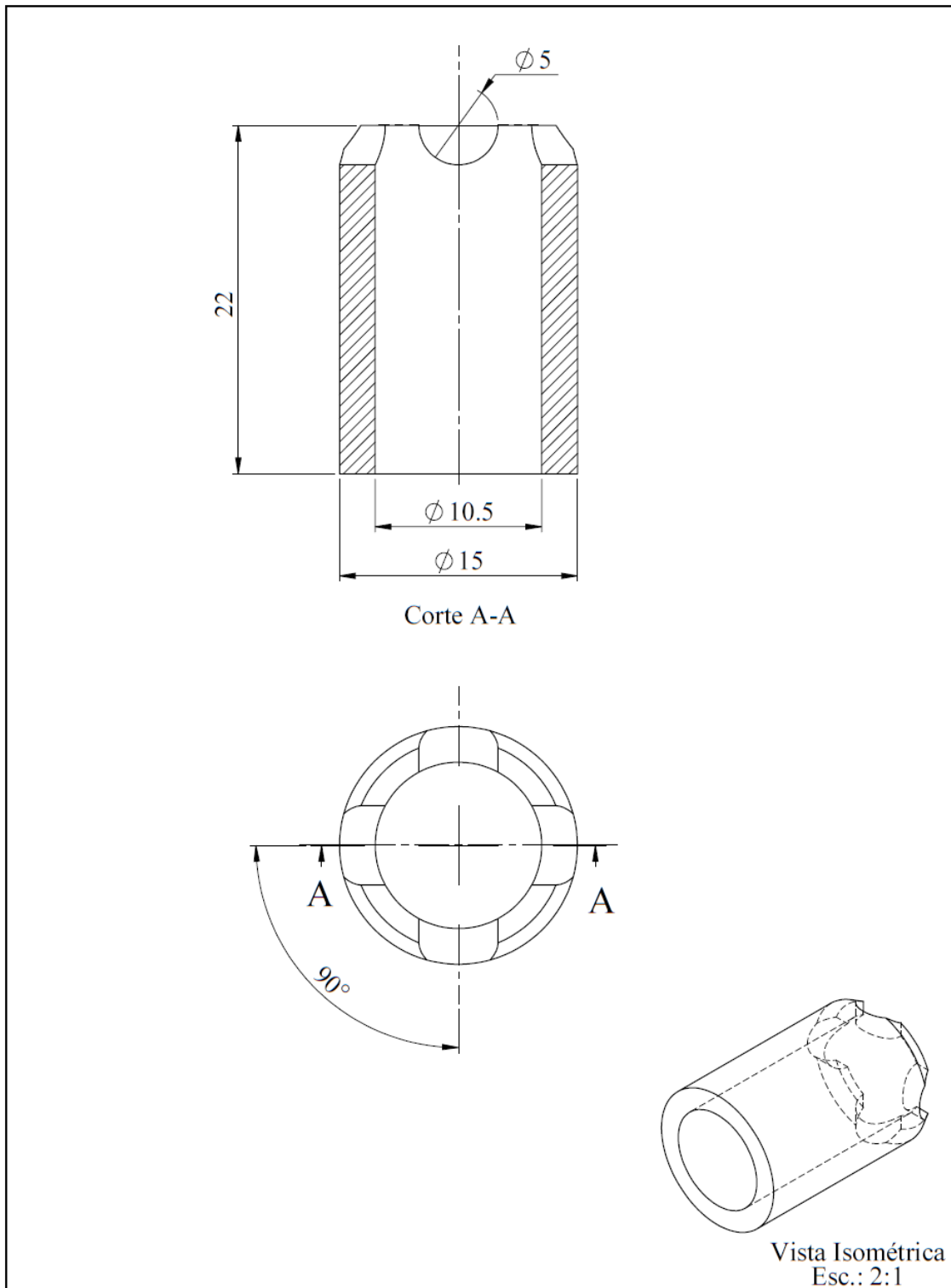
Canio Hidraulico_sim1 : p530.2 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Elemental, Averaged, Von-Mises
Min : 46.13, Max : 272.66, Units = MPa
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



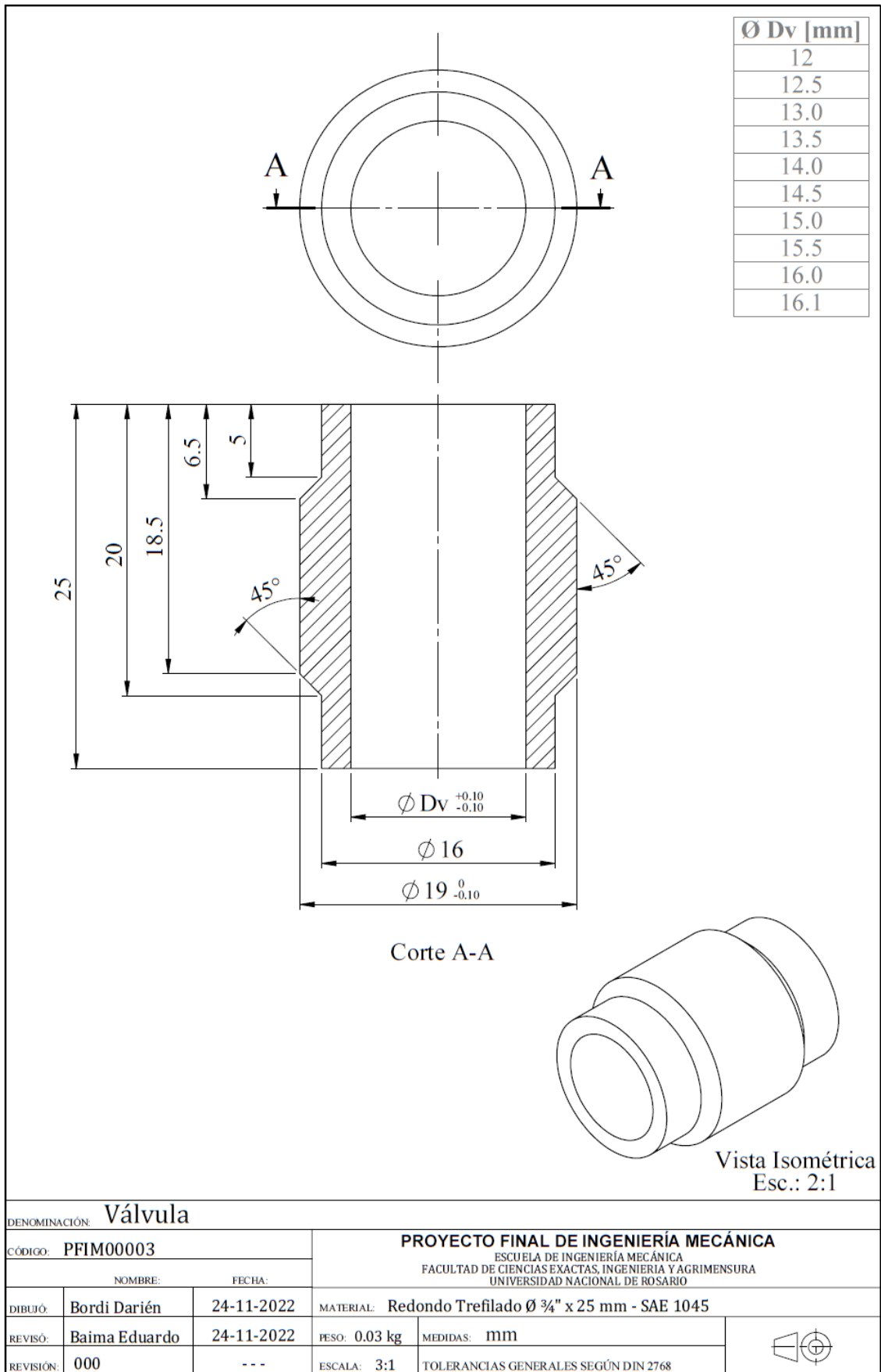
Capítulo 5: Planimetría



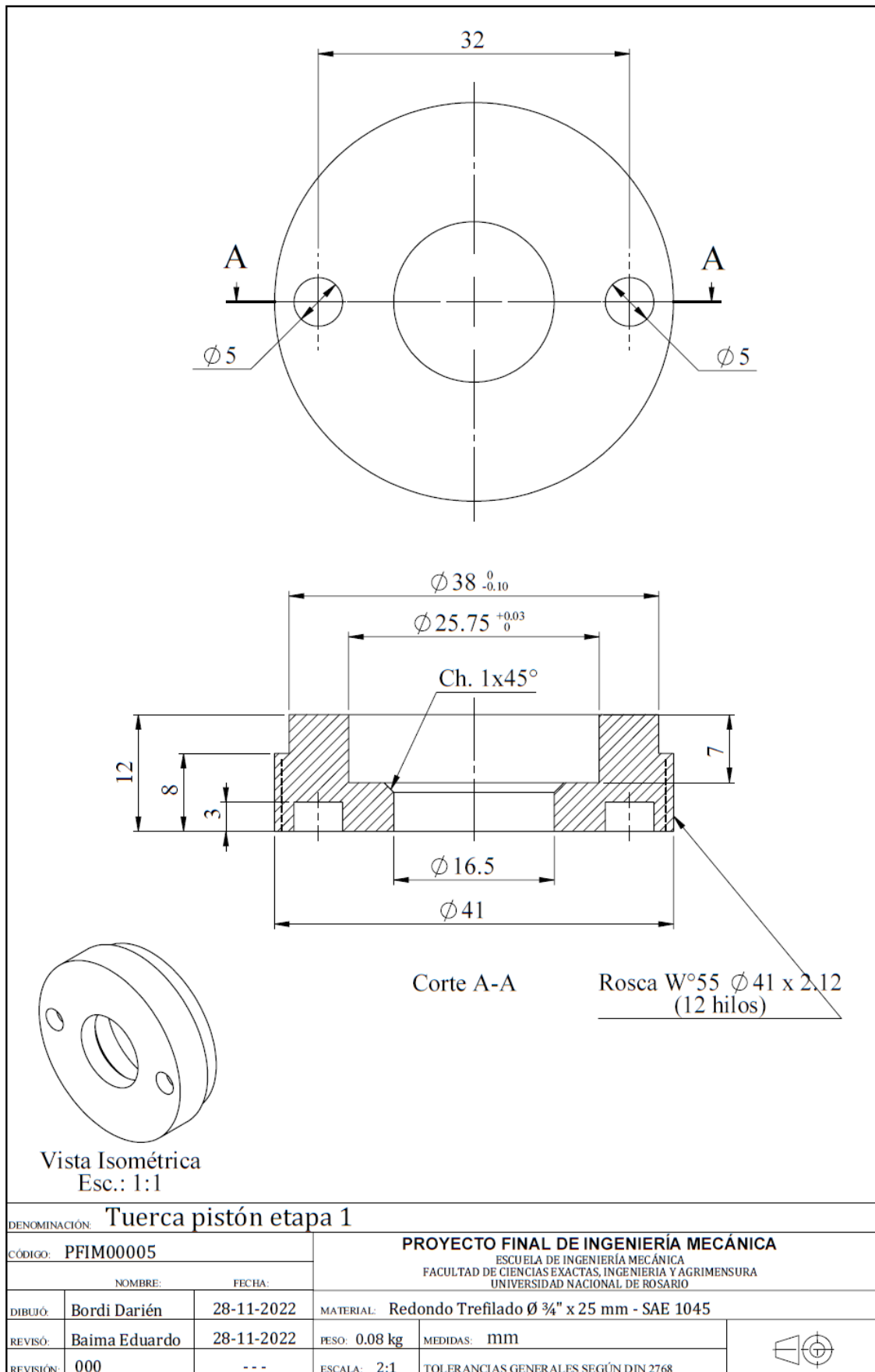


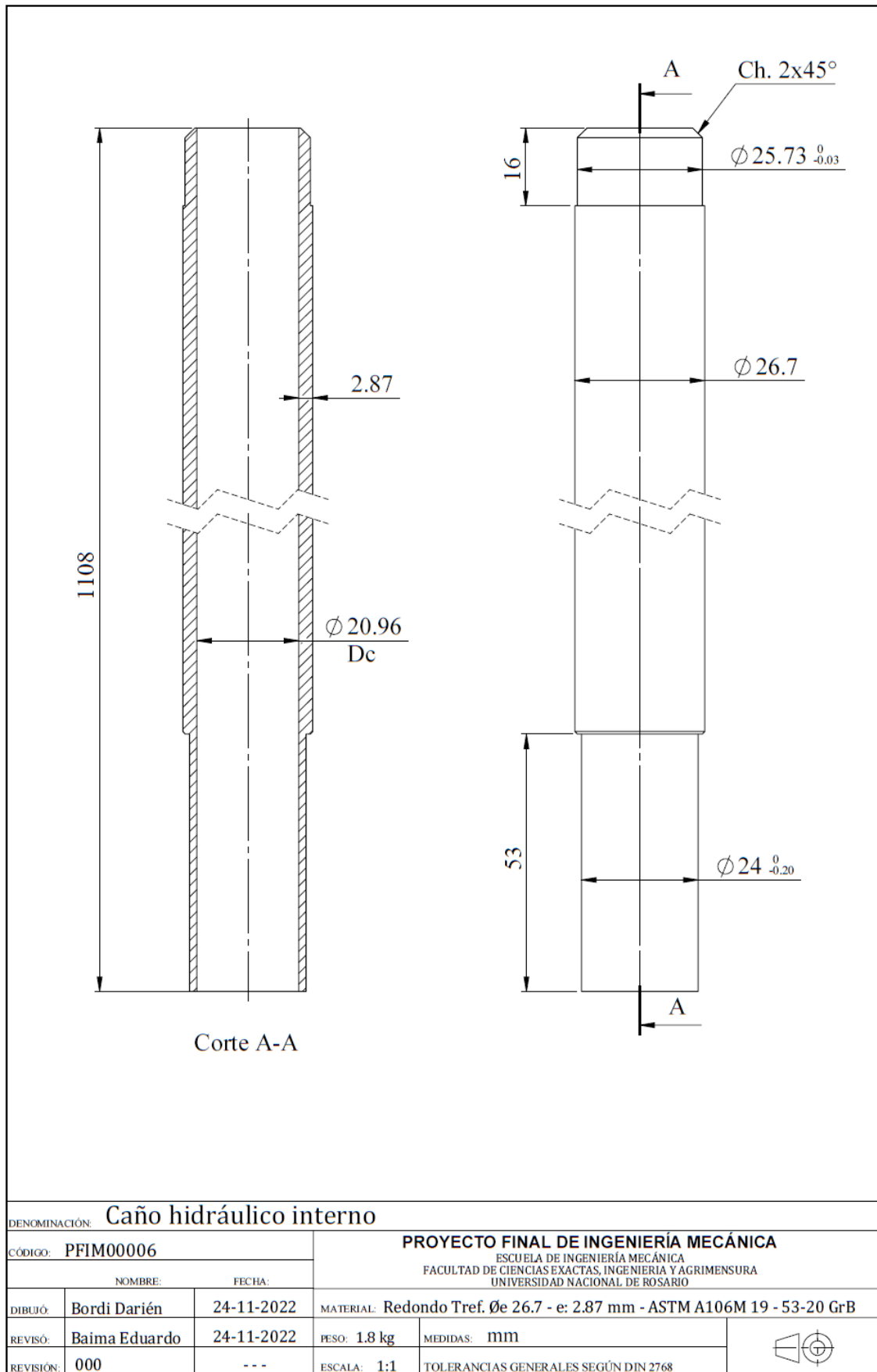


DENOMINACIÓN: Tope válvula interna					
CÓDIGO: PFIM00002			PROYECTO FINAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		
NOMBRE: Bordi Darién			ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		
FECHA: 24-11-2022			FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, INGENIERÍA Y AGRIMENSURA		
UNIVERSIDAD NACIONAL DE ROSARIO			MATERIAL: Redondo Trefilado $\phi 5/8"$ x 22 mm - SAE 1045		
DIBUJÓ:	Bordi Darién	24-11-2022	PESO: 0.015 kg	MEDIDAS: mm	
REVISÓ:	Baima Eduardo	24-11-2022	ESCALA: 3:1	TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN DIN 2768	
REVISIÓN:	000	---			

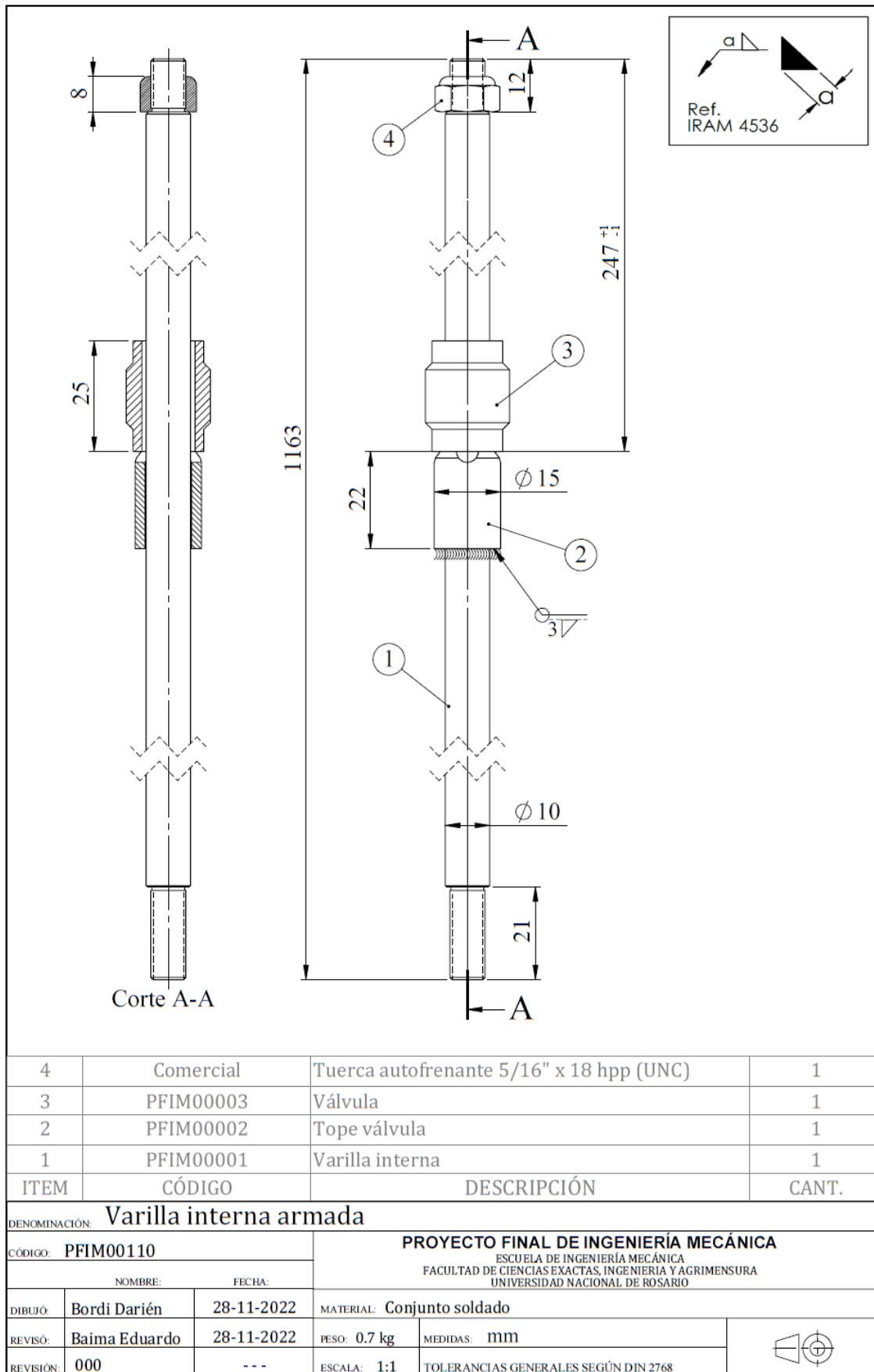












Secuencia de armado:

1_ Montar la guía armada (2), sobre el caño (1).

2_ Montar el pistón (3), sobre el caño (1). Pegar con Loctite 242 (fijador de rosca).

3_ Montar el conjunto cabeza de anclaje (4), sobre el caño (1). Pegar con Loctite 242 (fijador de rosca).

4_ Insertar el conjunto varilla armada (5), dentro del caño (1). El conjunto quedará suelto, hasta que este ensamble se una a la siguiente etapa.

5_ Roscar la tuerca (6), sobre el pistón de la etapa 1 (3). Pegar con Loctite 242 (fijador de rosca).

DENOMINACIÓN: Conjunto etapa 1 (Tramo pistón 3")			
CÓDIGO: PFIM 00120			
NOMBRE:	FECHA:		
Bordi Darién	01-12-2022		
Baima Eduardo	01-12-2022		
REVISIÓN:	000	MATERIAL:	Conjunto armado
		PESO:	18.7 kg
		MEIDAS:	mm
		ESCALA:	1:4
TOLERANCIAS GENERALES SEGUN DIN 2768			

Capítulo 6: Plan de ensayos

El objetivo de este último capítulo, es redactar un plan de ensayos orientado a validar el diseño del sistema de frenado propuesto. Dicha validación estará enfocada puntualmente en lo siguiente:

- Garantizar la seguridad del usuario: Para ello vamos a validar empíricamente mediante prueba hidráulica las exigencias límites de aquellos componentes del sistema que se encuentren más comprometidos, en particular determinaremos la presión hidráulica máxima soportada por los mismos.
- Controlar la velocidad de frenado lograda: para poder definir las dimensiones óptimas de la válvula calculada en el capítulo 3 (diámetros D_v propuestos).
- Indicar cómo podrían medirse y monitorear, el cumplimiento de los parámetros listados en los incisos anteriores (presiones, velocidades, deformaciones, etc.).

A lo largo del proyecto, se trabajó en el diseño de un sistema de frenado para un cilindro hidráulico telescópico doble efecto.

Dicho sistema, implicó el agregado de algunos componentes internos a un cilindro estándar ya validado y comercializado por una empresa fabricante de cilindros hidráulicos agrícolas y viales.

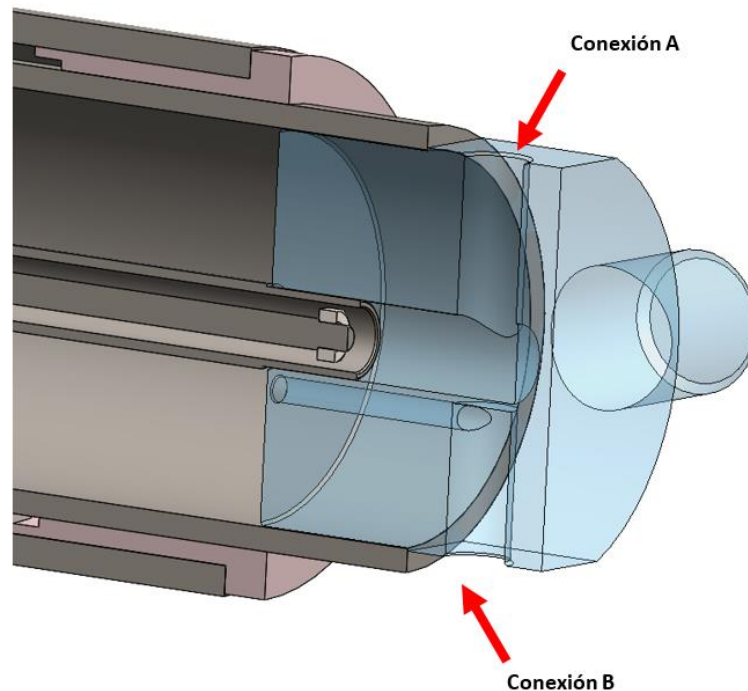
Por lo tanto, en los apartados anteriores se detallaron cálculos para aquellos componentes que:

- Son nuevos para el cilindro.
- Han sido modificados respecto a la versión estándar.
- No son nuevos para el cilindro, pero son críticos para la seguridad de funcionamiento del sistema y por ende para la del usuario, por lo cual deben volver a revisarse.

6.1. Control de la presión máxima del sistema:

De las presiones límites obtenidas arriba, tenemos que **353 Kg/cm²** es la presión máxima que podría soportar el sistema, estando la misma determinada por la resistencia mecánica del caño hidráulico interno, cuando el mismo es sometido a una presión externa de tal magnitud.

Este control se realizará colocando 2 sensores de presión y temperatura (Ver Anexo C), uno en cada conexión de aceite (A y B), las cuales, de manera alternada, se transforman en las líneas de presión y retorno del sistema.



La idea es monitorear cómo evolucionan las presiones del sistema a lo largo de la carrera de apertura del mismo, particularmente cuando trabaje el sistema de frenado. Pero, también se deberá chequear la condición de cierre del cilindro, dado que ésta es la situación donde el caño hidráulico interno recibe presión en su pared externa, y la misma es la que limita la presión máxima del sistema, como se mencionó anteriormente.

El sensor seleccionado (Ver Anexo C), aparte de permitir realizar un *log* de presiones y ver la evolución a lo largo de todo el trabajo, también ayudará a detectar la existencia de picos de presiones, algo que sería muy complicado de registrar con un manómetro analógico y además mediante un registro o seguimiento visual de las indicaciones.

Dicho sensor, también ofrece la posibilidad de registrar la T° del aceite, lo cual resulta interesante de monitorear, dado que permite analizar si se encuentra dentro de los valores de T° recomendados por el fabricante del mismo.

6.2. Control de la velocidad de frenado:

Para el control de la velocidad efectiva de frenado, se propone el uso de una cámara de video de alta resolución (Ver Anexo D), y una regla graduada ubicada detrás del cilindro (respecto de la cámara), tal que permita identificar cuando el mismo comienza la etapa de frenado, y registrar su duración, para luego poder calcular la velocidad.

De este modo se podrá comparar la misma, con la velocidad de frenado objetivo: **82.4 mm/seg.** Velocidad que se determinó considerando lo siguiente:

- Caudal de trabajo: 40 Litros/min.
- La secuencia de apertura de las etapas del cilindro se da comenzando con el pistón de mayor diámetro (6"), y terminando con el tramo que contiene el pistón más pequeño (3").
- Área apertura tramo pistón 3": 40.5 cm².
- Velocidad de apertura nominal tramo 3": 164.8 mm/seg.
- Velocidad objetivo: 50% de la velocidad nominal del tramo 3": 82.4 mm/seg.

6.3. Inspección visual y medición de componentes:

Se plantean jornadas de pruebas de ciclado que comprendan o intenten replicar la condición de funcionamiento real del sistema.

Teniendo en cuenta datos de los clientes de este tipo de cilindros (fabricantes de camiones de basura), se podrán hacer pruebas con una duración acorde a lo esperado para el producto, por ejemplo, pruebas de ciclado que repliquen el uso del producto a lo largo de 1 año. Con el fin de que, al finalizar la misma, se desarme por completo el cilindro hidráulico para chequear puntos claves como:

- Diámetros externos e internos de cada etapa del cilindro hidráulico, intentando hallar alguna posible deformación de los mismos.
- Integridad de cada uno de los sellos hidráulicos empleados.
- Calidad del aceite contenido dentro del mismo, aparte de una inspección visual en busca de contaminantes de tamaños fácilmente perceptibles en una simple inspección visual, lo ideal sería enviarlo a un laboratorio especializado en análisis de aceites industriales.

Conclusiones y recomendaciones

A partir del objetivo de reducir la velocidad del cilindro telescópico doble efecto, se ha llevado adelante un trabajo que busca conseguir una comprensión más completa del problema. En tal sentido, se empleó una analogía de algo ya conocido, que ha sido desarrollado anteriormente, lo cual permite entender el concepto de frenado en un cilindro hidráulico.

El proyecto ha exigido relacionar un conjunto de conceptos; aprovechar el conocimiento adquirido durante la carrera, ha permitido un abordaje mediante una espiral dentro de la cual han tenido cabida determinadas actividades y consideraciones metodológicas.

Dicho esto, se partió desde una lista de exigencias del usuario, que ha permitido escoger, dentro de tres posibilidades válidas, una que se ponderó como la mejor de acuerdo a estas necesidades. Esto orientó aún más el enfoque hacia el problema, hasta dar con una solución en el diseño que satisface los lineamientos planteados al comienzo del proyecto.

Luego de validar el diseño con los cálculos se comprueba que se ha cumplido el objetivo propuesto de lograr la reducción de velocidad en el último tramo del cilindro telescópico y a su vez se verifica que es posible su ensamblaje y fabricación.

Por último, se destaca la conformidad con el trabajo realizado, y a su vez se valida la metodología de resolución de problemas, que comienza desde una necesidad específica de un cliente, poniendo el foco en ella, de modo de traducir necesidades en requerimientos de diseño, cosa de centralizar el esfuerzo necesario para encontrar una posible solución al problema planteado.

Bibliografía

[1] MACHINERY'S HANDBOOK; 29th Edition (2012); Erik Oberg, Franklin D. Jones, Holbrook L. Horton, Henry H. Ryffel; Christopher J. McCauley, Senior Editor; Pag. 288-294, Section: plates, shells and cylinders.

[2] SHIGLEY'S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN; 9th Edition; Budynas & Nisbett; Pag. 113-115, Section 3-14: Stresses in pressurized cylinders

[3] ASME III; Div. 2; Recipientes a presión.

Anexo A: Certificado de calidad del material del caño de la camisa del cilindro telescópico

Tubo sin costura, trefilado en frío, Gr PR520 (Bajo %C).

	CERTIFICADO DE INSPECCIÓN (BS EN 10204 3.1: 2004 - ISO 10474 3.1: 2013)		Number / Número: 776991 Date / Día: July 28, 2014	Page / Página: 1 / 1	Siderca S.A.I.C. Dr Jorge A. Simari 250 (B2304MHA) Campana Buenos Aires, Argentina (+54) 3489 433190 tel (+54) 3489 433605 fax
	Customer / Cliente: ACEROS CUFER S.R.L.		Customer's Order Item / Orden Cliente - Item: OC 5412-00009	Customer's Reference / Ref. del Cliente: N/A	Manufacturer's Works Order Nº / Confirmación de Venta: 16537/02
Manufacturing Process / Proceso de Manufactura: SIN COSTURA TREFILADO EN FRIJO		Product Type / Tipo de Producto: TREF EN FRIJO P/ CILINDROS TELESCOPICOS		Surface / Superficie: EX.:ACEITADO / IN.:ACEITADO	
Standard or Specification / Normas o Especificaciones: EN 10305 + PSP00347 + PSP00203			Steel Grade / Grado de acero: PR520		Ends / Extremos: LISO
Dimensions / Dimensiones: 6.679 X 0.332 INCH 169.65 X 8.43 MM	Schedule / Cédula: N/A	Length / Longitud: 5.5/11.0 m	Quantity / Cantidad: 8 Pcs/pz 190.68 FT 4277 LB 58.12 MTS 1940 KG	Nominal Weight / Peso Nominal: 22.52 LB/FT 33.51 KG/M	
SUPPLEMENTARY INFORMATION / INFORMACIÓN SUPLEMENTARIA					
Additional Information Informacion Adicional			Additional Information Informacion Adicional		
SE ANEXA CERTIFICADOS DALLMINE Nro : 04/13/06311			COLADA DALLMINE : 933015		
COLADA SIDERCA : 2781					
This is to certify that the product described here has been manufactured, sampled, tested, and inspected in accordance with purchaser order requirements. This certificate is not a declaration of origin nor may it be used as a declaration of origin.			For the present we certify that the material at hand is as described, manufactured, sampled, tested, and inspected in accordance with the requirements of its order of purchase. This certificate is not, nor may it be used, as a declaration of origin.		
CUSTOMER - THIRD PARTY			TENARIS QUALITY DEPARTMENT SIGNATURE		
INSPECTION COMPANY COMPAÑIA DE INSPECCIÓN Company Name: N/A Employee Name: N/A			 QUALITY CERTIFICATION DEPT. DEPTO. DE CERTIFICACIÓN DE CALIDAD COLETTA Hugo  CHIEF OF QUALITY CERTIFICATION DEPT. RESPONSABLE DEL DEPTO. DE CERTIFICACIÓN DE CALIDAD AYERBE Eduardo		

Tenaris CERTIFICATO DI COLLAUDO (UNI EN 10204 3.1 / ISO 10474 3.1.B)	CERTIFICATE OF CONFORMANCE CERTIFICATO DI COLLAUDO (UNI EN 10204 3.1 / ISO 10474 3.1.B)		Number / Numero: 04/13/06311 Date / Data: October 10, 2013		Page / Pagina: 1 / 4	Saline S.p.A. Costa Volpinio plant - Via Pigi, 30 24062 Costa Volpinio (BG) - Italy +39 035 975 111 tel +39 035 971 624 fax									
	Customer / Cliente: SIDERCA S.A.I.C.(TYP)		Customer's Order Item / Refir. Ordine Cliente - Item: IM 5502S - SIDERCA		Customer's Reference / Posizione Cliente: \$62JAL1D1696084										
Manufacturer Process / Processo di fabbricazione: STRESS RELIEVING		Product Type / Tipo di prodotto: SEAMLESS COIL FINISHED PIPES FOR CILYNDERS/RODS		Manufacturer's Works Order N° / Conferma-Posizione: 4292363/001		Surface / Superficie: OILED WITH PT 7/1 OLEATI CON PT 7/1 Ends / Estremità: PLAIN ENDS (SQUARE CUT) LISCIE ALLE ESTREMITA' Nominal Weight / Peso nominale: 22.52 lb/t 33.52 Kg/m									
TRATTAMENTO TERMICO DI DISTENSIONE		TUBI SA I.D. QUALITA' A FREDDO PER STELLI / CILINDRI													
Standard or Specification / Norme o specifiche: ACC.TO TENARIS SPECIFICATION PSP00347 REV.1 - SERIE SA I.D. P.S.P 00203/1		Steel Grade / Grado dell'Acciaio: STEEL GRADE PR 520 ACCIAIO GRADO PR 520													
SPECIFICA TENARIS PSP00347 REV.1 - SERIE SA I.D. P.S.P 00203/1		Quantity / Quantità: 45Pcs/Pz 1057707" ft 322.34 mt		26237,1 lb 11901 kg											
Dimensions / Dimensioni: ø 6.679" O.D., ø 6.616" I.D. 152.8id, 169.65od, 8.42wt In mm		Schedule / Scheda:		Length / Lunghezza: 5500 mm + 11090 mm											
DELIVERY NOTES / AVVISI DI SPEDIZIONE															
Delivery Notes Avvisi di spedizione Job number: 0031074449 / 000020 Shipping note: 83538788 - 10/10/2013 Address: DR JORGE SIMINI 250				Delivery Notes Avvisi di spedizione Town: 2804 CAMPANA Country: Argentina											
TENSILE TEST / PROVA DI TRAZIONE															
Heat N° Colata N°	Sample N° Prova N°	Specimen condition Condizioni della provetta			Specimen dimensions Dimensioni della provetta			Test temp Temp. di prova °C	Y.S. Offset 0.2% MPa	U.T.S. Min. 600 Max -- MPa	Elongation / Allungamento				
		Ls	Sc	Type Tipo	On	Size Dimensioni	Area mm²				Req. Min. 620 Max -- MPa	Lo cal.	Min. %	Min. %	Obt. %
933015	X7389	B	SR	SS	L	13.80 x 9.28	128.20	+20	603	699	50	65.0	15.0%	15.0%	
B: Body / Corpo L: Longitudinal / Longitudinale Lo: Initial length / Lunghezza iniziale Ls: Location of sample / Ubicazione provetta Max: Maximum / Massimo Min: Minimum / Minimo Obt: Obtained / Ottenuto Ori: Orientation / Orientamento Req: Required / Richiesto Sc: Specimen condition / Condizioni Provetta SR: Stress relief / Distensione Ss: Strip specimen / Snerpagolare U.T.S: Ultimate Tensile Strength / Rottura Y.S: Yield Strength / Snervamento															

Anexo B: Certificado de calidad del material del caño conducto interno del cilindro telescópico

Acero al carbono, trefilado en frío, ASTM A106M 19 – ASTM A 53-20, Gr B (Bajo %C).



Cliente / Customer DISTRIBUIDORES SIDERCA		
Producto / Product CONDUCCION - AL CARB.P/SERV A ALTAS TEMP.TREF EN FRIO		
Norma / Standard ASTM A 106M 19 - ASTM A 53- 20		
Dimensiones / Dimensions 26.7 x 2.87 mm 3/ 4 x 0.113 Inches	Schedule 040	Peso Nominal/Nominal Weight 1.69 Kg/Mt 1.13 Lb/Ft

Paquete Bundle	Piezas Pieces	Metros Meters	
8909123	151	1488.22	
8909127	12	119.43	
8909100	141	1398.34	
8909111	150	1483.33	
8909121	151	1490.28	
Totales:	605	5979.60	

PACKING LIST / TALLY SHEET

Siderca S.A.I.C
Dr Jorge A. Simini 250
(B2804MHA) Campana
Buenos Aires, Argentina
(54) 3489 433100 tel
(54) 3489 433405 fax

Orden de Fabricación/Manufacturing order 8/8630-01	Número / Number T - 87917/5	Fecha / Date 02/12/2021	Pág./Page 1/1
Orden de Compra/Purchaser Order REPO MAR TREF	Item 00170	Referencia del Cliente/Customer Reference	
Grado / Grade B	Extremo / Ends CORTADO ESCUADRA-REBABADO/SQUARED CUT		
Longitud / Length 5.0/12.0 RL 16" 4.8"/39" 4.4"	Superficie Externa / External Surface Aceitado Oiled	Cantidades / Quantities 605 Pz 5979.60 m 10096 Kg 605 Pcs 19618.04 Ft 22261 Lb	

Pies Feet	Kilos Kilograms	Libras Pounds	Colada Heat	Orden Order
4882.60	2573	5673.31	29589	61805
391.83	200	440.99	29589	61805
4587.70	2343	5166.18	29589	61805
4866.56	2490	5490.30	29589	61805
4889.36	2490	5490.30	29589	61805
19618.05	10096	22261.08		

Anexo C: Sensor de presión y temperatura

Marca: Parker

Modelo: SCPT 400-02-02

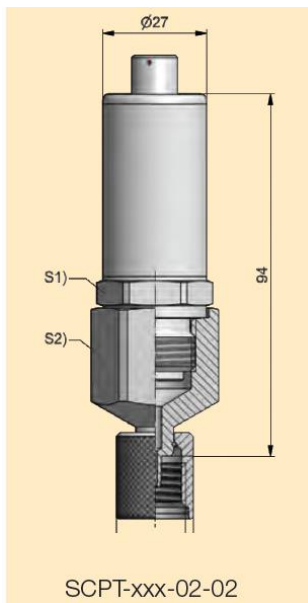
Pressure / temperature measurement SCPT analogue

- Robust stainless steel design
- Response times of 1 ms
- Capturing of pressure peaks
- Accuracy $\pm 0.5\%$
- Laser-welded and labelled



Fast response times guarantee reliable detection of disruptive pressure peaks in the hydraulic system. The robust stainless steel design allows a variety of applications such as for cooling water or in compressed air systems.

All pressure sensors are delivered with a diagnosis adapter (M16x2) installed. Fast and safe connection to the hydraulic system is ensured. Installation times are reduced.



SCPT-xxx-02-02

Technical data

Type	SCPT-015	SCPT-060	SCPT-150	SCPT-400	SCPT-600	SCPT-1000
Measuring range (bar) (psi)	-1...015 -14.5...217	0...060 0...870	0...150 0...2320	0...400 0...5800	0...600 0...8700	0...1000* 0...14500
Overload pressure P _{max} (bar) (psi)	32 464	120 1740	320 4640	800 11600	1000 14500	1000 14500
Burst pressure (bar) (psi)	180 2610	550 7970	1000 14500	1200 17400	2000 29000	2000 29000
Temperature measurement range (°C) (°F) Accuracy ± 3 K	-25...+105 -13...+221	-25...+105 -13...+221	-25...+105 -13...+221	-25...+105 -13...+221	-25...+105 -13...+221	-25...+105 -13...+221

* P_N 630 bar, for pressure peaks up to 1000 bar

Accuracy	
Accuracy FS	max. ±0.5 % + 0.2 %/year
Response time	1 ms
Connections	
Electrical connection	5-pin, plug-in connection
Process connection	1/2" BSP
Material	
Housing	Stainless steel
Seal	FKM
Weight	approx. 275 g
Protection class	IP54 EN 60529

Ambient conditions	
Ambient temperature (°C) (°F)	-25...+85 -13...+185
Storage temperature (°C) (°F)	-25...+85 -13...+185
Media temperature (°C) (°F)	-25...+105 -13...+221
Load change	100 mil.
Shock load	50 g/11 ms IEC 60068-2-27
Vibrations	20 g IEC 60068-2-6

Anexo D: Cámara de video



Especificaciones generales:

Marca: DJI.

Modelo: Osmo 3.

Dimensiones: (L×W×H): 70.5×44.2×32.8 mm

Peso: 145 g

Tarjeta SD soportada: microSD (up to 256 GB)

Cámara:

Velocidad de obturación electrónica: Foto: 1/8000-30 s - Video: 1/8000 s, límite de fotogramas por segundo.

Zoom:

Digital Zoom

Photo: 4x

Video: 2x (> 60fps), 3x (≤ 60fps, HorizonSteady On), 4x (≤ 60fps, HorizonSteady Off)

Grabación estándar:

4K (4:3): 4096×3072@24/25/30/48/50/60fps

4K (16:9): 3840×2160@100/120fps

4K (16:9): 3840×2160@24/25/30/48/50/60fps

2.7K (4:3): 2688×2016@24/25/30/48/50/60fps

2.7K (16:9): 2688×1512@100/120fps

2.7K (16:9): 2688×1512@24/25/30/48/50/60fps

1080p (16:9): 1920×1080@100/120/200/240fps

1080p (16:9): 1920×1080@24/25/30/48/50/60fps

Slow Motion:

4K: 4x (120fps)

2.7K: 4x (120fps)

1080p: 8x (240fps), 4x (120fps)

Hyperlapse:

4K/2.7K/1080p: Auto/×2/×5/×10/×15/×30

Timelapse:

4K/2.7K/1080p@30fps

Intervals: 0.5/1/2/3/4/5/6/7/8/10/13/15/20/25/30/40 s

Duration: 5/10/20/30 mins, 1/2/3/5 hours, ∞

HDR Recording:

4K (16:9): 3840×2160@24/25/30fps

2.7K (16:9): 2688×1512@24/25/30fps

1080p: 1920×1080@24/25/30fps

Formato de video: MP4 (H.264/HEVC)

Batería:

Tipo: LiPo 1S

Capacidad: 1770 mAh

Temperatura de operación: -20° to 45° C (-4° to 113° F)

Tiempo operativo: 160 mins

Conexión:

Frecuencia Wi-Fi:

2.400-2.4835 GHz

5.150-5.250 GHz

5.725-5.850 GHz

Frecuencia Bluetooth:

2.400-2.4835 GHz