

Proyecto Final

Máquina de Ensayo Triaxial

29 de Mayo, 2014

Indice

Introducción	3
Desarrollo Teórico	3
Resultados a Obtener del Ensayo	5
Esfuerzo Normal Efectivo	5
Deformación Axial y Lateral	5
Curva Tensión-Deformación	6
Módulo de Young	6
Coeficiente de Poisson	6
Módulo de Elasticidad Transversal y de Compresibilidad	7
Envolvente de Mohr	7
Diseño de Máquina	8
Especificación Técnica	8
Características Generales de Diseño	9
Secuencia de Armado	13
Detalles de Diseño	15
Alojamiento Pistón Hidráulico	15
Pistón Multiplicador	16
Pistón Hidráulico	16
Brida Ciega de Cierre	16
Bornes y Sello de Bornera	17
Cámara de Confinamiento	18
Asientos Esféricos	19
Pistón Buzo	19
Camisa de Muestra	20
Cálculos de Diseño	20
Recipientes a Presión	20
Pistón Hidráulico	21
Unión Abulonada	27
Radios sometidos a Presión	30
Accesorios	33
Sellos	33
Central Hidráulica	42
Elementos de Medición	44
Procedimiento de Ensayo	46
Lista de Trabajos Citados en el Texto	47
Bibliografía	47

Introducción

El proyecto consiste en el diseño de una máquina de ensayo triaxial para muestras de rocas que son consideradas potenciales recursos de petróleo no convencionales.

La mayor inclinación de las empresas de la industria petrolera a explorar y desarrollar yacimientos de recursos no convencionales junto a desarrollos tecnológicos que permitieron la explotación de dichos recursos, ha motivado a la industria a investigar más profundamente la geomecánica de estos reservorios con la finalidad de perfeccionar la técnica de fractura hidráulica, empleada más comúnmente en este tipo de yacimientos. A raíz de esto, se han desarrollado distintos tipos de ensayos para las muestras con la finalidad de obtener las propiedades mecánicas de la roca ensayada. Dentro de estos ensayos se pueden encontrar: el ensayo brasileño, ensayo de compresión uniaxial (UCS) y el ensayo de compresión triaxial (TXC), para el cual la máquina desarrollada en este trabajo se ha basado.

Desarrollo Teórico

El concepto del ensayo de compresión triaxial deriva de su uso en la ingeniería civil donde se utiliza para conocer los parámetros característicos de un suelo. Dado que los mismos producen fallas por esfuerzos de corte, su comportamiento es más complejo que el de otros elementos como el acero o el hormigón donde prevalecen esfuerzos normales.

El ensayo de compresión triaxial consiste en el confinamiento isobárico de una muestra de roca (generando un esfuerzo isotrópico) dentro de un recipiente a presión junto con un esfuerzo axial incremental hasta llevar la misma a la fractura. Mediante este método se puede simular el estado natural de la roca en el yacimiento, con el esfuerzo isotrópico, y el comportamiento de la misma al incrementar la carga sobre ella.

Para un cubo elemental, el estado tridimensional de tensión general, con su respectivo círculo de Mohr y tensiones principales, es el de la siguiente figura:

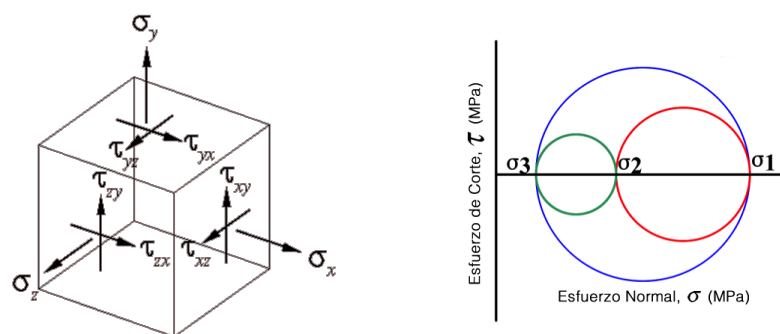


Fig. 1a - Estado de Tensión Tridimensional de Cubo Elemental

El tensor de tensiones en este caso es:

$$T = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{pmatrix}$$

Considerando ahora que los esfuerzos de corte son nulos en el ensayo triaxial, y que además, $\sigma_y = \sigma_z$ se obtiene el siguiente tensor de tensiones, de la cual se deduce el respectivo círculo de Mohr.

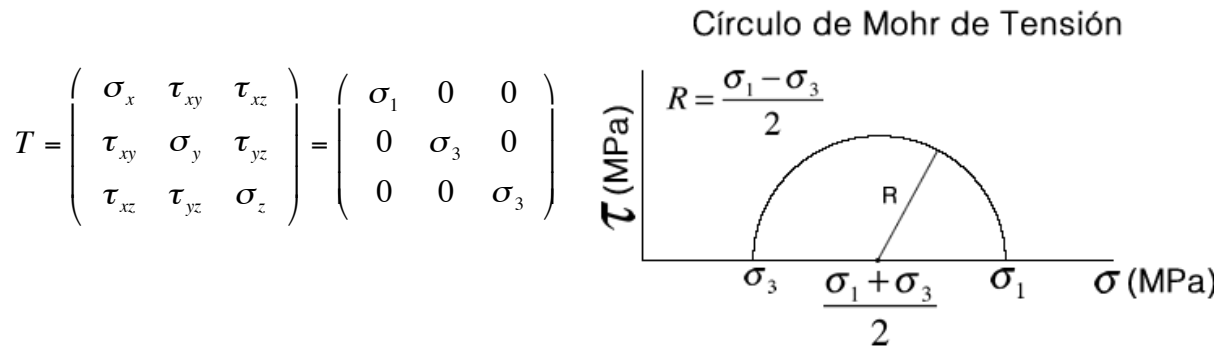


Fig. 1b - Estado de Tensión para Compresión Axial Confinada

Para este estado de tensión, la ecuación que describe al círculo de Mohr es:

$$\tau^2 + \left(\sigma - \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \right)^2 = \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \right)^2$$

El criterio de falla utilizado para estudiar el comportamiento de este tipo de materiales es el de Mohr-Coulomb. Este criterio presenta un área delimitada por un recta en la cual se dividen los estados de tensión a los que se puede someter a la roca sin fallar, y aquellos en los cuales la roca presentará una falla. Así, si el elemento solicitado posee un círculo de Mohr dentro de la envolvente, el mismo no presentará fallas (Y en la Fig. 2). Algo que no ocurrirá de tener un estado de tensión que toque la envolvente (X en la Fig. 2), o en el peor de los casos, cruce ese límite.

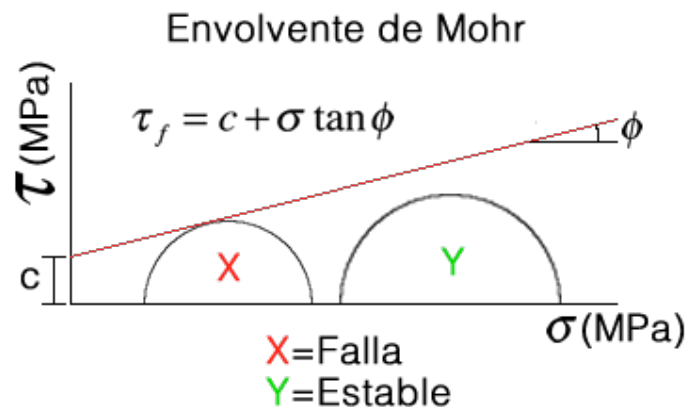


Fig. 2 - Envolvente de Mohr

Donde,

- c - cohesión
- ϕ - ángulo de fricción interna
- σ - esfuerzo normal efectivo ($\sigma_1 - \sigma_3$)

El ensayo triaxial de una muestra consistirá entonces, en generar una falla en un plano de hábito (θ) para el cual se podrían calcular los esfuerzos normales y de corte con las siguientes fórmulas:

$$\tau_{\theta} = (\sigma_1 - \sigma_3) \sin \theta \cos \theta$$

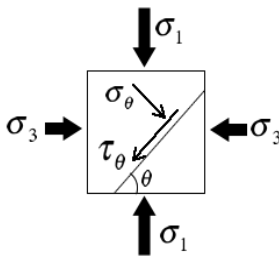
$$\sigma_{\theta} = \sigma_3 + (\sigma_1 - \sigma_3) \cos^2 \theta$$


Fig. 3 - Plano de Falla y esfuerzos asociados

Resultados a Obtener del Ensayo

En esta sección se definen las propiedades mecánicas y los parámetros característicos de la roca que pueden ser obtenidos a través de un ensayo triaxial. Cabe remarcar que la máquina diseñada en este proyecto cumple con los requisitos necesarios para poder medir y/o estimar todos estos valores.

A continuación se listan los resultados a obtener a través del ensayo:

1. Módulo de Elasticidad Transversal (G) y Módulo de Compresibilidad (K)
2. Módulo de Young (E)
3. Coeficiente de Poisson (ν)
4. Esfuerzo Normal Efectivo (σ)
5. Esfuerzo Total de Falla (σ_1) y Esfuerzo de Confinamiento (σ_3)
6. Deformación Axial (ϵ_a) y Lateral (ϵ_l)
7. Cohesión (c) y Ángulo Interno de Fricción (ϕ)
8. Curva Tensión-Deformación (σ - ϵ)
9. Envolvente de Mohr

Esfuerzo Normal Efectivo

La tensión de compresión de la muestra será calculada mediante:

$$\sigma = (\sigma_1 - \sigma_3)$$

Para este cálculo se medirán durante el ensayo el esfuerzo total de falla (σ_1) y el esfuerzo de confinamiento (σ_3).

Deformación Axial y Lateral

Ambas deformaciones deberán ser medidas por los aparatos utilizados en el ensayo para cumplir con este fin.

Las deformaciones unitarias de la muestra serán calculadas mediante:

$$\epsilon_a = \frac{\Delta L}{L} \quad \epsilon_l = \frac{\Delta D}{D}$$

Donde,

- L - longitud original de la muestra
- ΔL - cambio en la longitud de la muestra
- D - diámetro original de la muestra
- ΔD - cambio en el diámetro de la muestra

Curva Tensión-Deformación

Se representará en un gráfico las curvas de tensión de compresión en función de la deformación axial y lateral respectivamente. Un ejemplo de esta curva puede ser observada en la Fig. 4.

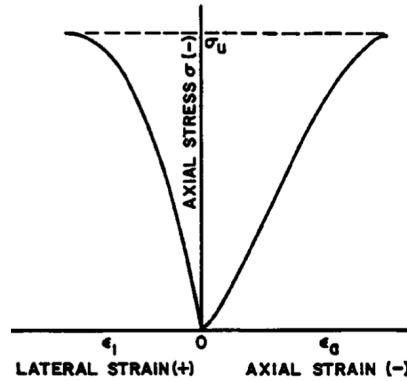


Fig. 4 - Curva σ - ϵ (ASTM D7012, 2004)

Módulo de Young

El valor del módulo de Young podrá ser calculado de maneras diferentes comúnmente utilizadas en la ingeniería. Algunas de estas maneras se pueden observar en la Fig. 5 e incluyen:

- Tangente a la curva de tensión-deformación a un porcentaje arbitrario de la tensión máxima admisible (usualmente 50%).
- Pendiente promedio a la porción recta de la curva tensión-deformación.
- Módulo secante entre cero y algún porcentaje de la máxima tensión admisible.

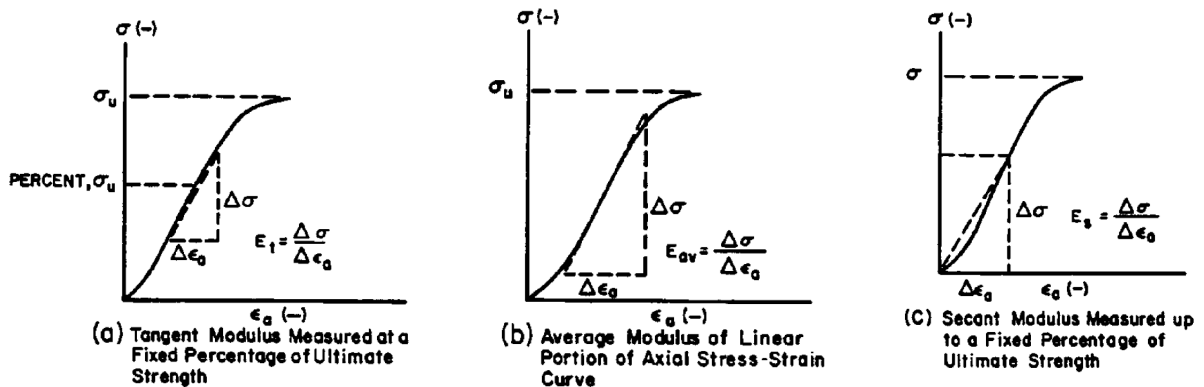


Fig. 5 - Métodos para el cálculo del Módulo de Young (ASTM D7012, 2004)

Coeficiente de Poisson

Para calcular el coeficiente de Poisson se deberá utilizar la fórmula:

$$\nu = - \frac{E}{\text{pendiente_curva_lateral}}$$

La pendiente de la curva lateral (curva tensión-deformación lateral) deberá ser calculada de la misma manera en la que se calculó el módulo de Young en el apartado previo.

Módulo de Elasticidad Transversal y de Compresibilidad

Ambos módulos se calcularán asumiendo que la muestra es un material isotrópico. De esta manera:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad K = \frac{E}{3(1 - 2\nu)}$$

La aplicación de estas ecuaciones disminuye a medida que la anisotropía de la roca aumenta. En consecuencia, los resultados derivados de las mismas serán sólo aproximados si la diferencia del módulo de elasticidad (Young) en dos direcciones ortogonales es mayor que 10% para un determinado nivel de tensión.

Envolvente de Mohr¹

Para construir la envolvente de Mohr deberán llevarse a cabo tres ensayos como mínimo, con diferentes presiones de confinamiento sobre el mismo material. Debido a la heterogeneidad del material, una buena práctica será la de conducir por lo menos tres ensayos en muestras esencialmente idénticas a cada presión de confinamiento o ensayos individuales a nueve presiones de confinamiento distintas dentro del rango estudiado.

Una curva o línea recta será construida siendo esta tangente a los círculos de Mohr de cada ensayo. Una nota breve deberá indicar la presencia de un plano de fallo y su inclinación, de haber existido, respecto del plano de esfuerzos principales. Si la envolvente fuese una línea recta, el ángulo entre la recta y la horizontal será equivalente al ángulo de fricción interna (ϕ) y la intersección entre la recta y eje vertical representará la cohesión de la roca (c). En el caso que la envolvente no fuese una línea recta, los valores de ϕ serán determinados mediante la construcción de una tangente al círculo de Mohr para cada presión de confinamiento en el punto de contacto con la envolvente y la cohesión correspondiente será obtenida al igual que antes.

Todo esto puede ser apreciado en la siguiente figura:

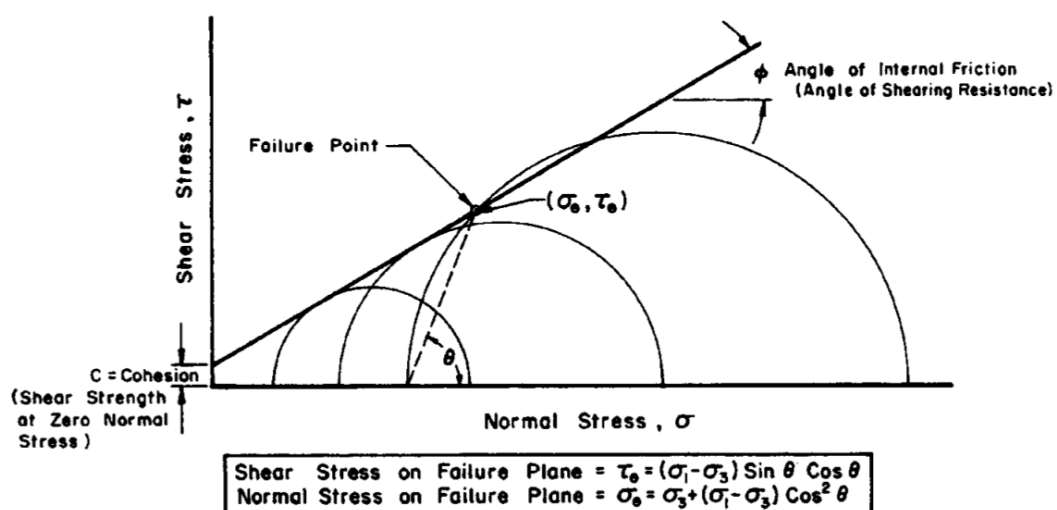


Fig. 6 - Envolvente de Mohr (ASTM D7012, 2004)

¹ Fuente: ASTM D7012 - Standard Test Method for Compressive Strength and Elastic Moduli of Intact Rock Core Specimens under Varying States of Stress and Temperatures

Diseño de Máquina

En la presente sección se desarrolla el diseño íntegro de la máquina de ensayo triaxial acorde a todos los requerimientos que fueron especificados para la misma según normas y procedimientos establecidos para este tipo de ensayos.

Especificación Técnica

1. Requerimientos de la muestra

- Dimensiones
 - Diámetro: 3/4" / 1" (19.05mm / 25.4mm)
 - Longitud: 1.2" / 1.6" / 2" (30.48mm / 40.64mm / 50.8mm)

Cabe remarcar que el diseño de la máquina contempla el ensayo de muestras de cualquier combinación de ambas dimensiones mediante el uso de su respectivo pistón buzo. Sin embargo, se recomienda el uso de muestras que cumplan con la proporción $L/D = 2:1$.

En caso que la longitud de la muestra se encuentre entre dos valores, la misma deberá ser disminuida al valor inferior para poder emplear el pistón buzo de manera correcta. Por ejemplo, para una longitud de 1.4" - se deberá reducir la longitud de la muestra a 1.2".

- Material
 - Pelitas / shales
 - Areniscas
 - Mármoles
 - Granitos

2. Confinamiento

- Presión Máxima de Fluido: 10000 PSI / 690 bar / 69 MPa
- Caudal Máximo de Inyección a P_{max} Conf.: 0.4 l/min

3. Pistón Hidráulico

- Fuerza Máxima: 370 KN
- Esfuerzo Axial Máximo sobre muestra ($D=1"$): 573 MPa / 83000 PSI
- Carrera Máxima: 2mm
- Presión Máxima de Fluido: 31.5 MPa / 315 bar / 4500 PSI

Según estos requerimientos/especificaciones, se podrán efectuar dos mediciones de presión y una de desplazamiento. A continuación se muestra el rango de las mismas:

1. Medición de Presión

- Presión de Confinamiento: 0 - 690 bar / 0 - 10000 PSI / 0 - 69 MPa
- Presión de Fluido de Pistón Hidráulico: 0 - 400 bar / 0 - 5800 PSI / 0 - 40 MPa

2. Medición de Desplazamiento

- Desplazamiento de Pistón Hidráulico: 0 - 2mm

Características Generales de Diseño

El diseño básico de la celda triaxial consiste en un recipiente capaz de resistir altas presiones internas. En consecuencia, se optó por un recipiente cilíndrico de gran espesor de pared para poder resistir dichas presiones. Si bien se evaluaron distintas variantes para el encapsulado del recipiente (roscas, bridas, etc), se concluyó en la utilización de extremos "bridados" para facilitar el montaje y desmontaje repetitivo característico de un ensayo de laboratorio. Mas allá de las distintas variantes, se restringió que el diámetro interno de la cámara de confinamiento no fuese menor a 100mm para facilitar el acceso a la misma con la mano.

Se optó por incluir dentro del diseño de la máquina, el pistón hidráulico encargado de proporcionar los esfuerzos axiales dado que no se contaba con la disponibilidad de una máquina de ensayos universal para esta función. A su vez, permitió reducir los costos totales de la máquina al poder adjuntar de manera sencilla el pistón a la geometría determinada por la celda triaxial.

De esta manera, la geometría de la celda triaxial consiste de tres grandes piezas: cámara de confinamiento, la brida ciega de cierre y el alojamiento del pistón hidráulico. Esta geometría puede ser observada en la Fig. 11.

La cámara de confinamiento y el alojamiento del pistón hidráulico fueron diseñados y calculados siguiendo el código ASME Sección VIII Div. 1 - Reglas para la Construcción de Recipientes a Presión.

La brida ciega de cierre fue diseñada en base a la norma API 6A.²

Como se puede apreciar, la brida ciega de cierre se ubica en la parte superior de la máquina ya que es la manera más sencilla de desmontar la misma finalizado un ensayo. De otra manera, se deberían desmontar las otras dos piezas que constituyen un peso mucho mayor e imposible de levantar manualmente. En consecuencia, el pistón hidráulico actúa en contra a la fuerza de gravedad y la muestra se comprime de abajo hacia arriba.

La solución elegida permite el desmontaje de la brida ciega de cierre mediante la remoción de seis tuercas para el fácil acceso a la cámara de confinamiento. Aparte de esta facilidad de desmontaje finalizado el ensayo, se evita el desmontaje de los bulones de la máquina gracias a varios ranurados del extremo inferior de la máquina que ofician de alojamiento para cada cabeza hexagonal de cada bulón.

Se provee de un juego de seis pistones buzos junto con dos asientos esféricos para flexibilizar las dimensiones de las muestras como fue mencionado en las especificaciones técnicas.

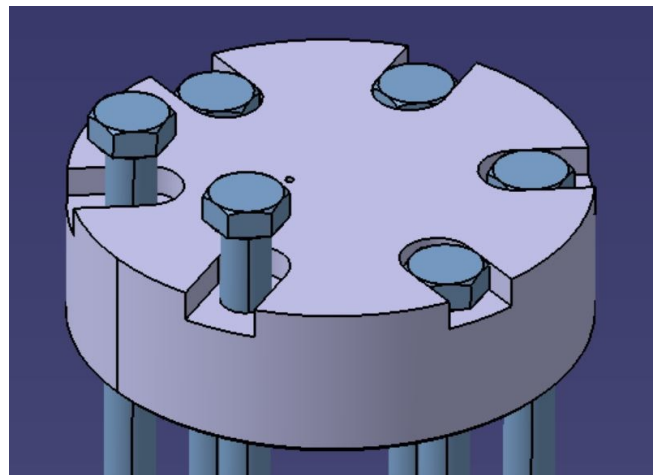


Fig. 7 - Alojamiento Bulones Hexagonales

² API 6A - Specification for Wellhead and Christmas Tree Equipment.

Se diseñó un alojamiento para un sensor LVDT de marca HBM (Linear Variable Differential Transformer) de 2mm de carrera con la finalidad de medir el desplazamiento del pistón hidráulico y obtener un valor aproximado, en primera instancia, de la deformación axial de la muestra.

Se incluyeron ocho orificios a la brida ciega de cierre que oficien de alojamientos para borneras que permitan la extracción de señales eléctricas de dentro de la cámara de confinamiento. Esta función fue prevista para el uso de cuatro Strain Gauge, un par de mediciones de deformación lateral y otro par de deformación axial. A su vez, se practicó un orificio central en la brida de cierre para permitir en un futuro el conexionado de un sensor de presión que permita medir la presión de poro de la muestra. La misma es conducida por un orificio central en ambos asientos esféricos provistos.

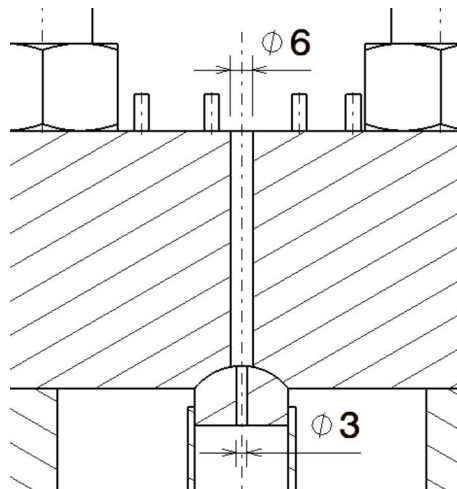


Fig. 8 - Orificio para Conexionado de Presión de Poro

El elemento sellante entre la cámara de confinamiento y la brida ciega de cierre elegido es un O-ring de marca Parker de alta dureza capaz de resistir 10000 PSI de presión interna. Este elemento permite su uso repetido durante varios ensayos con una alta facilidad de montaje.

Se previó una ranura para el desagote de fluido hidráulico que pueda aparecer entre el alojamiento del pistón hidráulico y la cámara de confinamiento.

Ranura para extracción de aceite

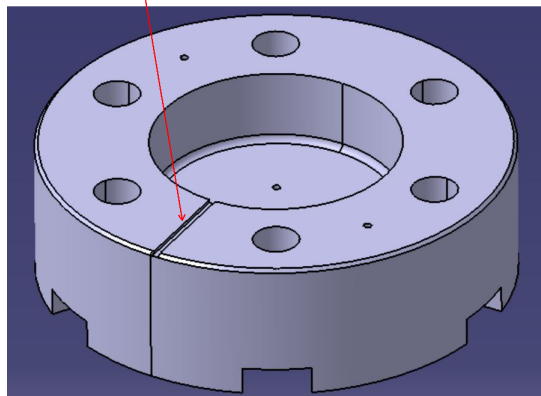


Fig. 9 - Desagote de fluido hidráulico

Se incluyó una vía de extracción de fluido hidráulico secundaria a la cámara de confinamiento que permita desagotar aquél fluido remanente del ensayo que no salga de la cámara por la vía conectada a la central hidráulica.

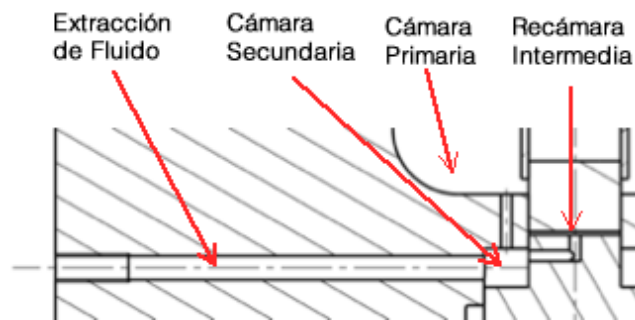


Fig. 10 - Detalle de Ecualización de Presión

Se diseñó un orificio de ecualización de presión que permita el ingreso de fluido hidráulico que genere el estado de tensión isotrópico requerido por las normas. De esta manera, una vez alcanzada la presión de confinamiento del ensayo, el pistón hidráulico se pone en marcha, se elimina la película de fluido que ejerce el esfuerzo isotrópico sobre la muestra y se comienza a comprimir la muestra por medio del pistón hidráulico. En consecuencia, los controles de la central hidráulica se simplificaron de manera considerable pasando a ser dos controles de presión para dos circuitos independientes que cumplen con los requisitos estipulados por la norma ASTM D7012.³

Se incluyó como elemento multiplicador de fuerza un segundo pistón sobre el cual se alojaron los sellos hidráulicos SKF que limitan el pasaje de fluido de la cámara de confinamiento hacia el alojamiento del pistón hidráulico. Dichos sellos son utilizados en la construcción de pistones hidráulicos. El acople entre este pistón y el pistón hidráulico es mediante un asiento esférico que permite rotaciones de este último en dos ejes evitando un desalineado del pistón multiplicador. De la misma manera que antes, se diseñó un orificio de ecualización de presión que permite el pasaje de fluido hasta la parte inferior del pistón buzo con la finalidad de comunicar la presión durante la etapa inicial del ensayo (esfuerzo isotrópico).

Por último, se diseñaron las conexiones de presión hidráulica de ambos circuitos hidráulicos independientes para permitir la conexión con los racores correspondientes a las tuberías de la central hidráulica.

³ Ver Figura 10.

A continuación se pueden apreciar dos cortes del conjunto final diseñado:

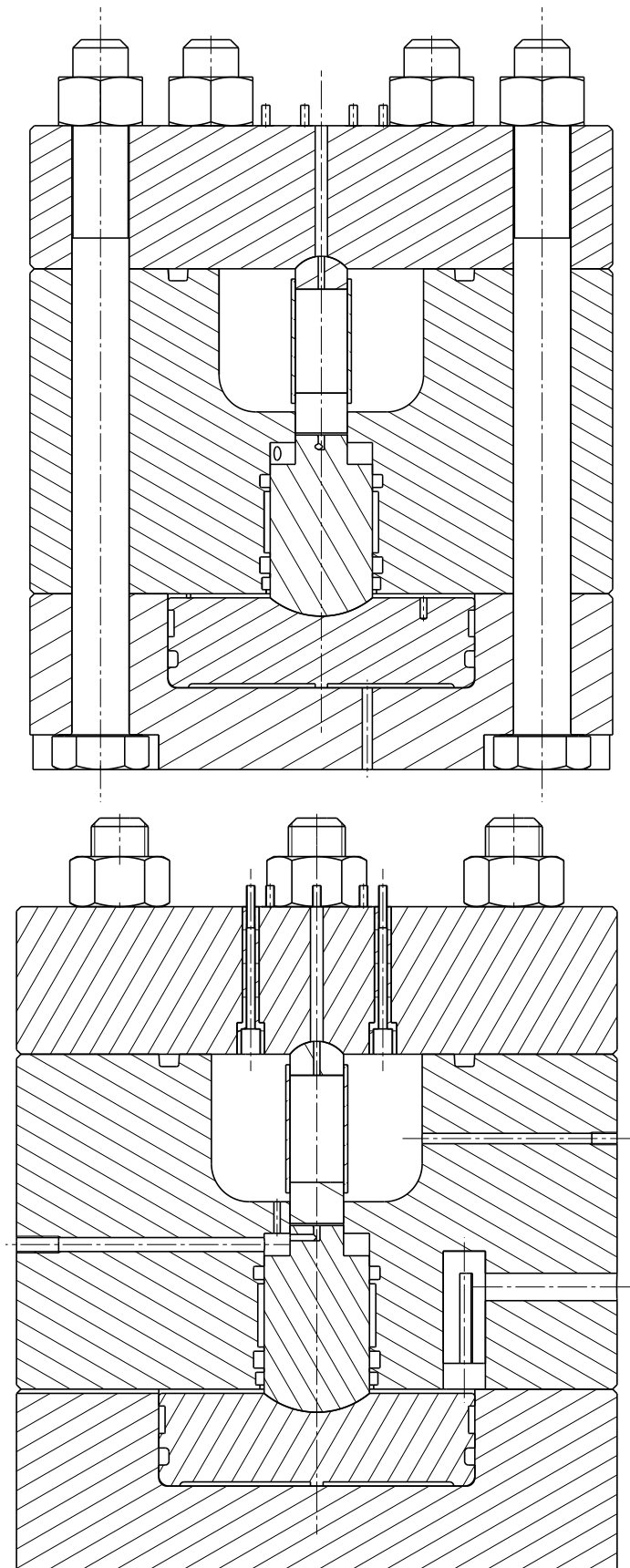


Fig. 11 - Vista en Corte de Conjunto

Secuencia de Armado

A continuación se describe la secuencia de armado sugerida para la máquina.

Paso 1: Instalación de sellos del pistón hidráulico y montaje del mismo en su alojamiento.

Paso 2: Repetición del paso anterior para montar el pistón multiplicador en la cámara de confinamiento. Colocación el taco para el montaje del LVDT y montaje del mismo.

Paso 3: Ensamblado de subconjuntos armados en los pasos anteriores.

Paso 4: Colocación de conjunto a ensayar (pistón buzo, muestra, camisa de muestra y asiento esférico).

Paso 5: Instalación de sellos de bornera y bornes en la brida ciega de cierre.

Paso 6: Colocación de O-ring en el alojamiento de la cámara de confinamiento. Montaje de la brida ciega de cierre completando el conjunto. Cierre final del conjunto mediante arandelas y tuercas.

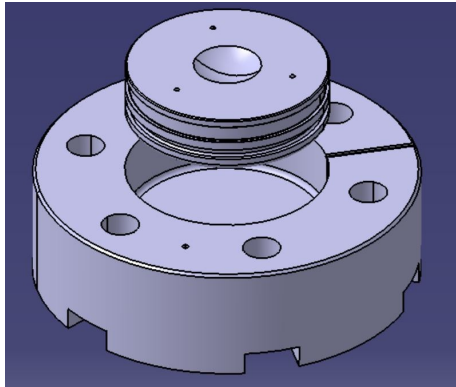


Fig. 12 - Paso 1

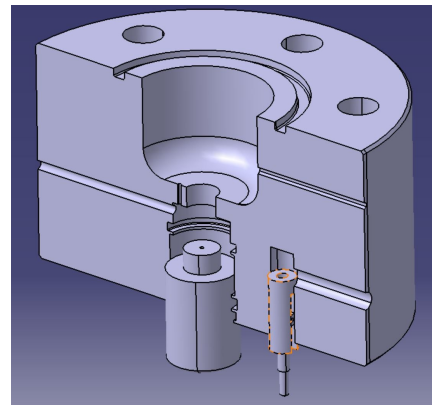


Fig. 13 - Paso 2

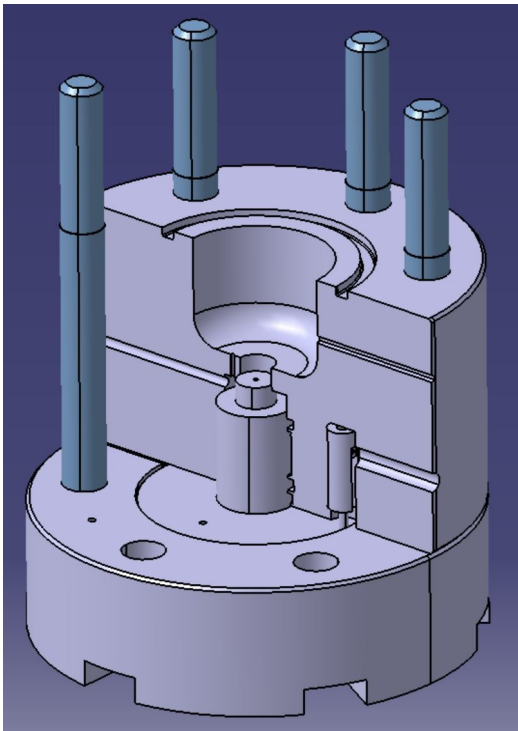


Fig. 14 - Paso 3

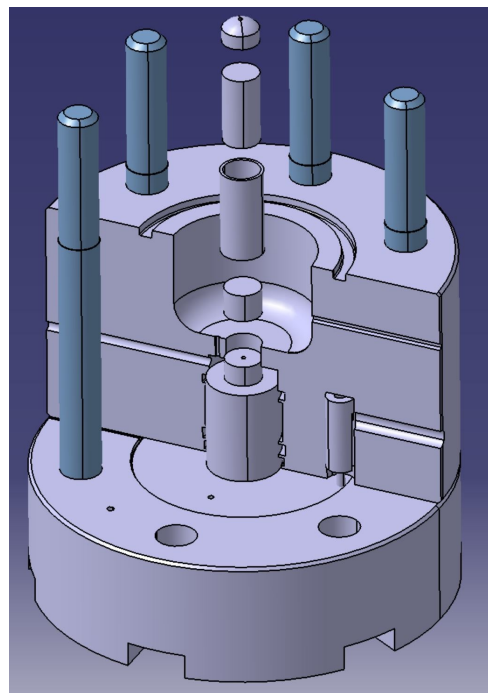


Fig. 15 - Paso 4

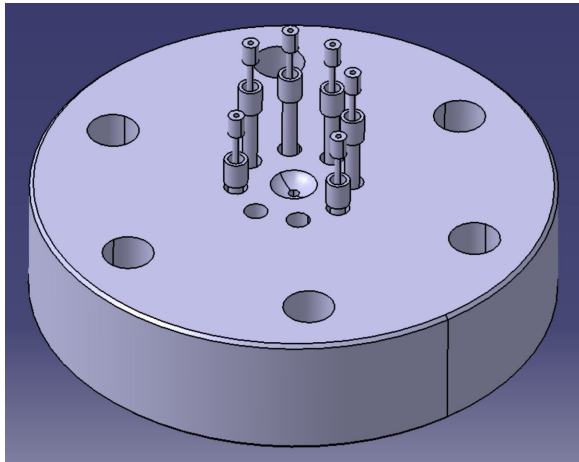


Fig. 16 - Paso 5

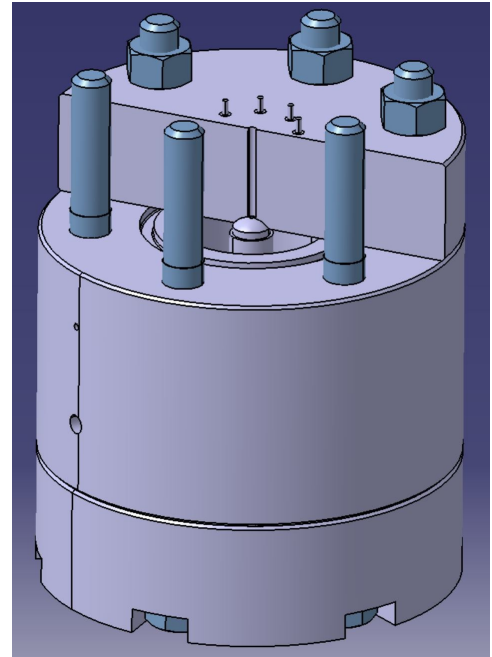


Fig. 17 - Paso 6

Detalles de Diseño

Alojamiento Pistón Hidráulico

Esta pieza consiste principalmente de un tocho de 86mm de espesor con un cilindrado interior de 150mm donde se alojará el pistón hidráulico. La misma contiene 6 agujeros de 28mm de diámetro para el montaje de los bulones de apriete, cada uno con un ranurado del lado exterior con la finalidad de trabar las cabezas hexagonales de los bulones contra las paredes de la ranura y lograr un fácil y rápido montaje y apriete de las tuercas en el extremo contrario de la máquina.

De manera descentrada del eje de simetría se puede encontrar un agujero roscado (G1/4"x12mm) destinado a la conexión con el circuito hidráulico.

Se diseñó un radio de acuerdo en el interior del cilindro de 4mm para evitar la concentración de tensiones por la presión hidráulica.⁴

El diámetro externo del tocho de 285mm fue fijado en base a las dimensiones de la brida ciega de cierre.

Se incluyeron dos agujeros ciegos de 5mm de diámetro y 50mm de profundidad en la cara de contacto entre el tocho y la cámara de confinamiento para la instalación de dos espigas de centrado durante el montaje.

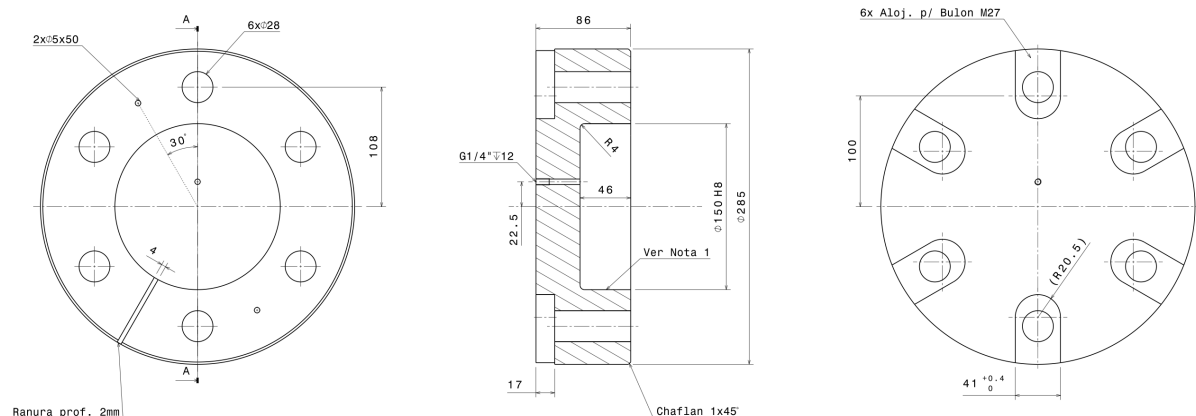


Fig. 18 - Diseño Alojamiento Pistón Hidráulico

El espesor del fondo del alojamiento del pistón hidráulico es de 40mm.⁵

En base a las dimensiones de los bulones a utilizar (M27x3x340 acorde a la norma ISO 898⁶) el ancho de las ranuras para alojar las cabezas de los mismos es de 41mm y su profundidad es de 17mm.

⁴ Referirse a la sección Cálculos de Diseño - Radios sometidos a Presión.

⁵ Referirse a la sección Cálculos de Diseño - Recipientes a Presión.

⁶ ISO 898 - Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel -- Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes -- Coarse thread and fine pitch thread.

Pistón Multiplicador

Esta pieza de 50mm de diámetro en la mayoría de su longitud, posee una reducción a 25.4mm de diámetro en la parte superior donde apoya contra el pistón buzo. En esta reducción se practicaron dos agujeros de 3mm de diámetro en forma de "L" con la finalidad de actuar como una ecualización de la presión de confinamiento.

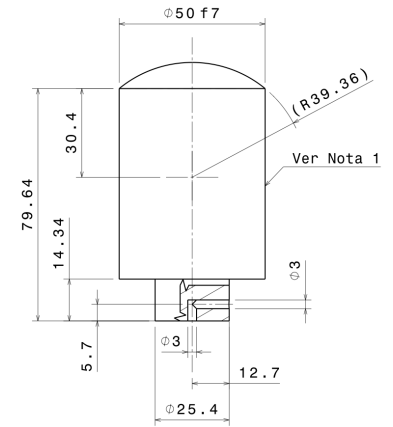


Fig. 19 - Diseño Pistón Multiplicador

Pistón Hidráulico

Esta pieza consiste básicamente de un tocho de 150mm de diámetro y 44mm de espesor, con dos alojamientos necesarios para un sello hidráulico y un anillo de guía. Posee un radio de acuerdo de 5mm en la cara que hace contacto con su alojamiento en la máquina de tal manera que se evite un enclavamiento del pistón en la cavidad.

Se ofició un frentado de 2mm de profundidad en la cara inferior para permitir el ingreso de fluido hidráulico al iniciar el ensayo y evitar fluctuaciones de carga en el proceso.

De manera recíproca que en el pistón multiplicador, se diseñó un asiento esférico en la cara superior para el contacto entre ambas piezas que permitirá pequeñas rotaciones de este pistón sin el desalineado del pistón multiplicador.

El diámetro externo de 150mm fue elegido en base a la disponibilidad de sellos hidráulicos y la geometría de las otras dos piezas importantes. Al igual que antes, se deben cumplir requerimientos de rugosidad y tolerancias dimensionales para el correcto sellado.⁷

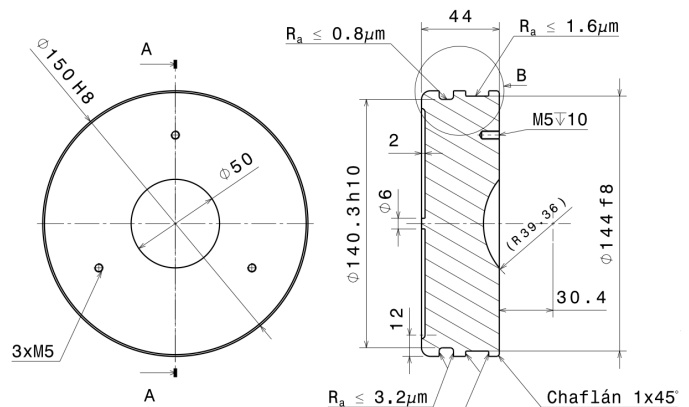


Fig. 20 - Diseño Pistón Hidráulico

Se incluyeron tres agujeros roscados M5x10 a 120° con la finalidad de facilitar el desmontaje del pistón en caso de ser necesario.

Brida Ciega de Cierre

El diseño de esta pieza se basa en la norma API 6A en la cual se especifican las dimensiones de distintos tamaños de bridas ciegas sometidas a presiones internas de 10000 PSI. Tiene un diámetro de 285mm, un espesor de 70mm, 6 agujeros pasantes de 28mm de diámetro para los bulones de apriete, 8 agujeros que ofician de alojamientos para las borneras y un agujero central de 6mm de diámetro para la futura medición de presión de poro.

Los alojamientos para las borneras se encuentran distribuidos simétricamente en una circunferencia de menor diámetro que el cilindro interior de la cámara de confinamiento

⁷ Referirse a la sección Accesorios - Sellos Hidráulicos.

para permitir la fácil conexión de los cables de los aparatos de medición a sus respectivos bornes.

El agujero central se comunica con un agujero de menor diámetro en el asiento esférico que permite la ecualización de la presión de poro a través de todo el conducto por más que el asiento rote levemente.⁸

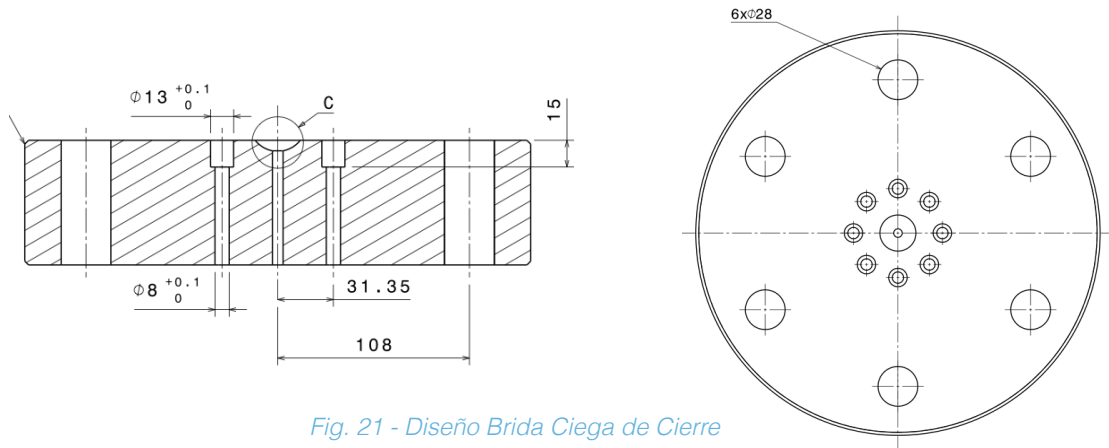


Fig. 21 - Diseño Brida Ciega de Cierre

Bornes y Sello de Bornera⁹

Los bornes son una especie de bulones de acero inoxidable SS-316, roscados en sus extremos que permiten la transmisión de señales eléctricas debido a su conductividad. Los mismos van clavados dentro de los sellos de la bornera para lograr un efectivo sellado del alojamiento. Los sellos de la bornera son camisas de polipropileno que permiten que la fuerza generada por la presión interna sobre la cara inferior del borne deforme el espesor

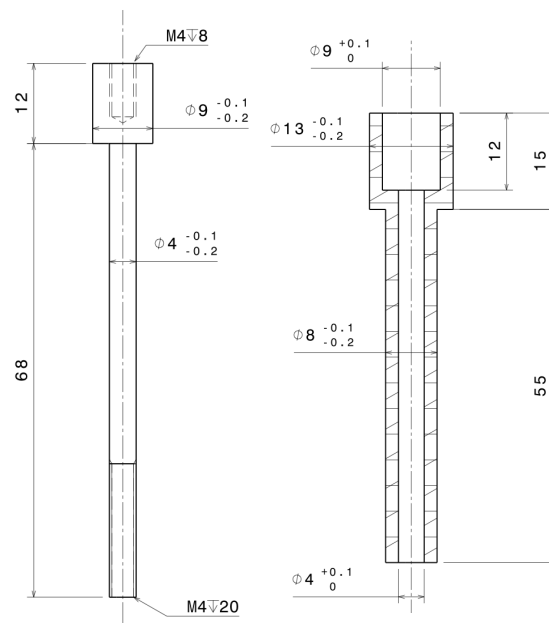


Fig. 22 - Diseño Borne y Sellos

⁸ Referirse a la Fig. 8 para más detalles.

⁹ Se le agradece al Prof. Ricardo Lauretta por el diseño de la pieza.

de la reducción en diámetro del borne evitando fugas de fluido hidráulico por el alojamiento.

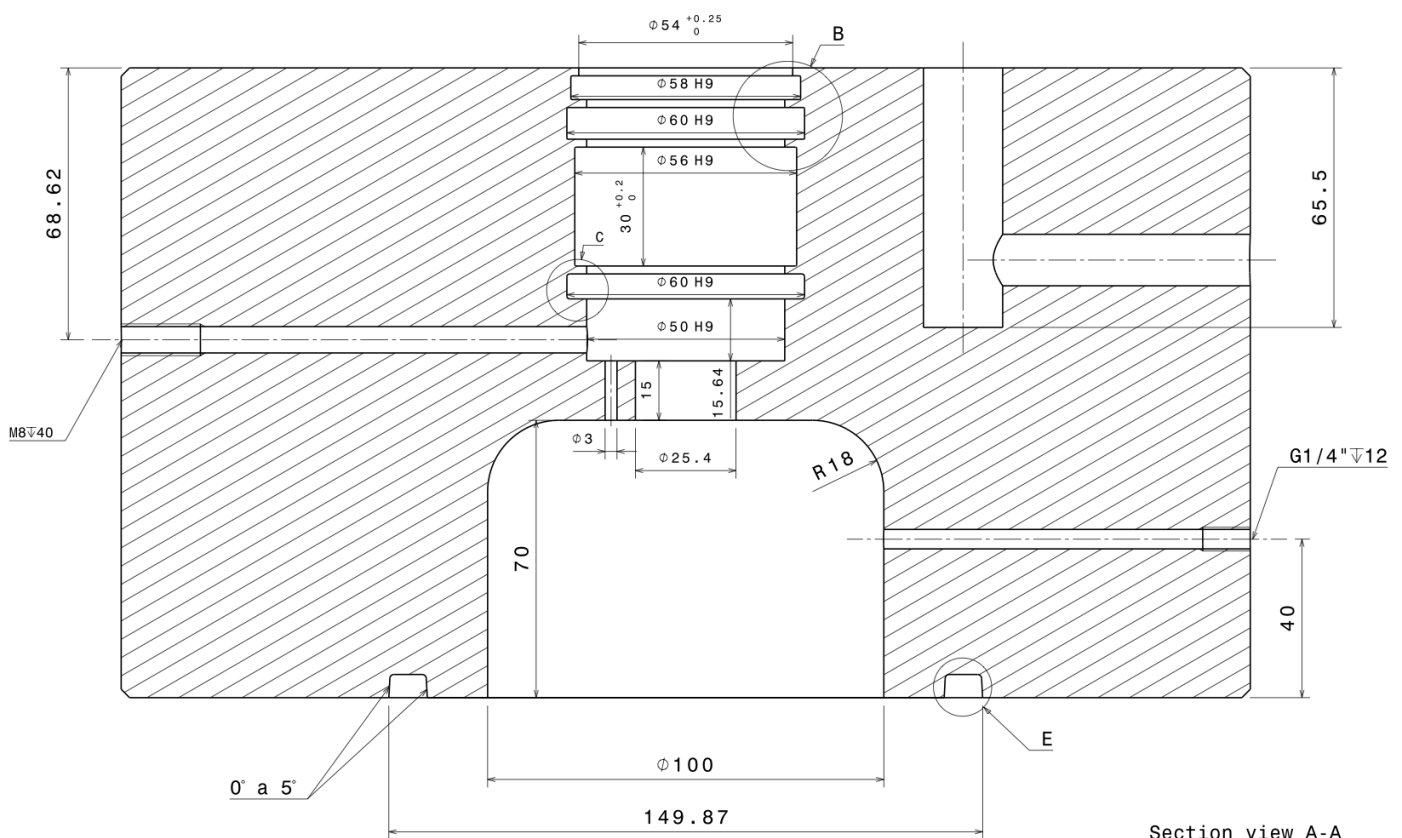
Cámara de Confinamiento

Esta pieza consiste de un tocho cilíndrico de 285mm de diámetro externo con un cilindrado interno, principal de 100mm de diámetro y 70mm de profundidad. En el otro extremo, la pieza contiene todos los alojamientos para los sellos utilizados para evitar fugas de fluido hidráulico a alta presión. Este último cilindrado es de 50mm de diámetro para poder alojar el pistón multiplicador. Luego se aloja una reducción en diámetro para seguir la geometría del pistón multiplicador y poder introducir el pistón buzo.

A su vez, la pieza contiene los 6 agujeros para los bulones de apriete, los dos agujeros para las espigas de centrado con el alojamiento del pistón hidráulico, dos agujeros dispuestos en forma de "L" previstos para la instalación del LVDT, dos agujeros radiales pasantes para la conexión hidráulica y el desagote (G1/4"x12mm y M8x40mm respectivamente) y un agujero de 3mm de diámetro de ecualización de presión.

El alojamiento para el O-ring que actúa de sello entre esta pieza y la brida ciega de cierre fue diseñado según los requerimientos de Parker. Nuevamente, se deben cumplir requerimientos de rugosidad y tolerancias dimensionales para el correcto sellado en los alojamientos de los sellos.⁷

Se diseñó un radio de acuerdo en el interior del cilindro de 18mm para evitar la concentración de tensiones por la elevada presión hidráulica.¹⁰



¹⁰ Referirse a la sección Cálculos de Diseño - Radios sometidos a Presión.

Asientos Esféricos

Se diseñaron dos asientos esféricos distintos en función del diámetro de la muestra a ensayar ($3/4"$ o $1"$). Los requisitos principales de esta pieza es que el diámetro del asiento se encuentre entre el diámetro de la muestra y dos veces este valor. Por otro lado, el centro de la esfera deberá localizarse a la altura de la cara de la muestra en contacto con esta pieza.¹¹

Ambos asientos contienen un agujero pasante de 3mm de diámetro para la comunicación de la muestra con el exterior de la máquina (presión de poro). Por razones constructivas, el asiento para muestras de $3/4"$ posee una reducción de diámetro para permitir la colocación de la camisa de la muestra.

El material utilizado para su manufactura deberá ser acero endurecido (templado y revenido) que garantice una dureza HRC>50.

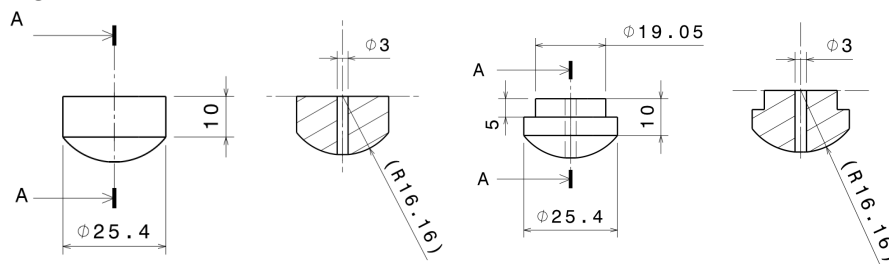


Fig. 24 - Asientos Esféricos ($1"$ y $3/4"$)

Pistón Buzo

Para garantizar el esfuerzo isotrópico inicial demandado por el ensayo, se diseñó un pistón intermedio (pistón buzo) con su respectiva recámara intermedia. La misma se encuentra a la misma presión que la cámara de confinamiento mediante el agujero de ecualización. Una vez alcanzada la presión de confinamiento del ensayo, se comienza a incrementar la presión del pistón hidráulico hasta lograr que el mismo comience a moverse. En cierto momento, el pistón multiplicador obtura la recámara intermedia y entra en contacto con el pistón buzo. A partir de este momento se comienza a comprimir la muestra axialmente hasta generar la fractura y finalizar el ensayo.

La recámara intermedia es un espacio de 1mm de espesor otorgado para la presencia de fluido hidráulico entre el pistón multiplicador y el pistón buzo.¹²

Debido a la flexibilidad que debe poseer la máquina en cuanto a las dimensiones de las muestras, se aprovechó la presencia del pistón buzo para permitir que se puedan ensayar muestras con diámetros de $1"$ o $3/4"$ y longitudes entre $1.2"$ y $2"$. Para esto se diseñó un juego de pistones buzo para cada combinación posible.

¹¹ Referirse a la norma ASTM D7012.

¹² Referirse a la Fig. 10 para detalles.

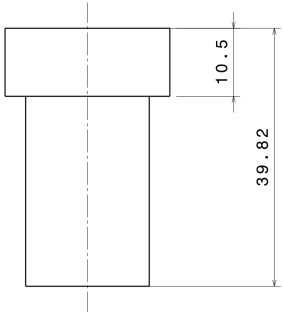
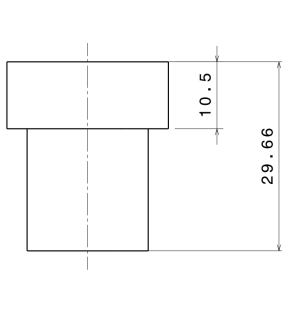
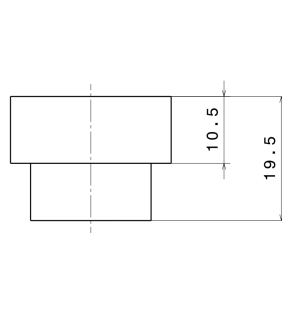
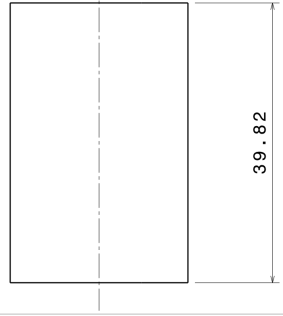
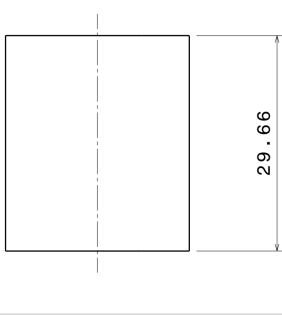
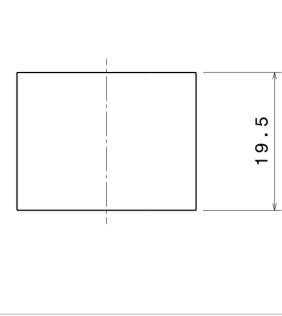
ϕ/L	1.2"	1.6"	2"
3/4"			
Ref.	Buzo 11	Buzo 12	Buzo 13
1"			
Ref.	Buzo 21	Buzo 22	Buzo 23

Fig. 25 - Juego de Pistones Buzo

Camisa de Muestra

La camisa de muestra podrá ser de un material polimérico de tipo elastómero, o bien, metálica en caso de realizar ensayos a temperaturas mayores a la ambiente. Su diámetro interno deberá asegurar un buen ajuste con la muestra a ensayar y su espesor deberá garantizar la integridad del material a la presión de confinamiento del ensayo.

Cálculos de Diseño

Recipientes a Presión

Para el diseño de todas las partes de la máquina que se encuentran confinadas a cierta presión hidráulica se optó por diseñar las mismas bajo el código ASME Sección VIII Div. 1 - Reglas para la Construcción de Recipientes a Presión. Según el apartado UG-27 de dicho código, en lo que confiere al espesor al de pared bajo presión interna requerido por el recipiente, especifica el uso de la siguiente fórmula:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

Donde:

- t = espesor mínimo de pared del recipiente
- P = presión interna de diseño
- R = radio interno del recipiente bajo presión
- S = máxima tensión admisible del material
- E = eficiencia de las uniones del recipiente

Para la cámara de confinamiento, se utilizó:

P	70	MPa
R	50	mm
S	200	MPa
E	1	

Tabla 1 - Cálculo Cámara de Confinamiento

El espesor mínimo de pared del recipiente resultó en: $t = 22\text{mm}$ (7/8").

Para el alojamiento del pistón hidráulico, se utilizó:

P	25.5	MPa
R	75	mm
S	200	MPa
E	1	

Tabla 2 - Cálculo Alojamiento Pistón Hidráulico

El espesor mínimo de pared del recipiente resultó en: $t = 10.4\text{mm}$ (2/5").¹³

Pistón Hidráulico

Para el diseño del pistón multiplicador se tuvo que efectuar un análisis de las fuerzas que iban a ser necesarias para lograr la fractura de la muestra.

La norma ASTM D7012 presenta los siguientes resultados de última tensión a la compresión (UCS) de distintas rocas bajo confinamiento hidráulico a distinta presión de confinamiento (P_c).

P	Barre Granite (Granito)	Berea Sandstone (Arenisca)	Tennessee Marble (Mármol)	
0	217	62	142	
10	282	127	173	Resultados ASTM D7012
25	366	179	206	Cálculo-Extrapolación
40	435	215	237	P _c de Diseño
70	573	287	299	

Tabla 3 - UCS Tipos de Roca (MPa)

Cabe remarcar que en los resultados presentados por la norma, el valor de UCS del testigo de granito no pudo ser llevado a la fractura debido a que la capacidad de la máquina con la cual se llevó a cabo el ensayo fue menor a la requerida por el material. Por esta razón,

¹³ Referirse a la sección Cálculos de Diseño - Pistón Hidráulico

se procedió a extrapolar dicho valor con el procedimiento detallado a continuación con la función de poseer una aproximación del mismo.

Debido a que la norma presenta los resultados de los testigos ensayados hasta una presión de confinamiento $P_c = 40$ MPa, la aproximación que se hizo fue la extrapolación lineal de estos valores a la presión de confinamiento de diseño de la máquina $P_c' = 70$ MPa. La razón de aplicarse una extrapolación lineal es el hecho que las envolventes de Mohr que presenta la norma se vuelven prácticamente lineales al incrementar la presión de confinamiento. Esto puede ser apreciado en la Fig. 26.

De esta manera, con los dos últimos valores de presión de confinamiento ($P_c = 25$ MPa y 40 MPa), se consiguieron los siguientes resultados de UCS_e :

$$UCS_e = A \times P_c' + B$$

	Barre Granite	Berea Sandstone	Tennessee Marble
A	4.6	2.4	2.1
B	251	119	154.3
UCS	573	287	299

Tabla 4 - Extrapolación UCS (MPa)

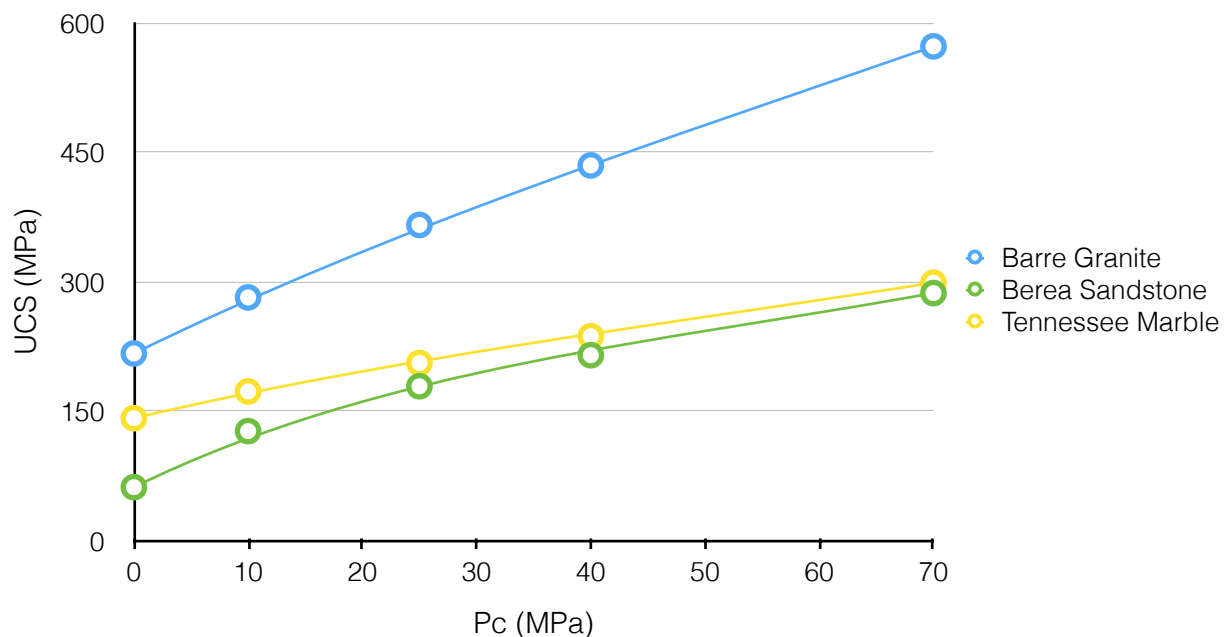


Fig. 26 - Envolventes de Mohr Tipos de Roca

Con esta información, se proyectó la capacidad del pistón hidráulico para lograr la falla de un granito con $UCS_e = 573$ MPa (valor correspondiente a una $P_c' = 70$ MPa o 10.000 PSI).

Con un pistón de diámetro $D_p = 150$ mm, el área sobre la cual el fluido destinado a ejercer la presión al pistón hidráulico resulta en:

$$A_p = \frac{\pi}{4} \times D_p^2 = 17662.5 \text{ mm}^2$$

Por otro lado, el área del testigo sobre la cual se aplicara la carga axial del pistón hidráulico es:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \times D_t^2 = 506.45 \text{ mm}^2$$

Suponiendo un $D_t = 25.4 \text{ mm}$ (1").

A su vez, con el uso de un pistón buzo, la recámara utilizada para lograr un estado de compresión isotrópico hasta llegar a la P_c deseada, generará una fuerza contraria a la del pistón. La misma se supone que se genere por la presión de confinamiento de 10.000 PSI sobre el área del vástago del pistón hidráulico que es:

$$A_v = \frac{\pi}{4} \times D_v^2 = 1963.5 \text{ mm}^2$$

Donde $D_v = 50 \text{ mm}$.

Entonces, la fuerza axial necesaria a ser aplicada por el pistón hidráulico puede ser calculada como:

$$F_H = UCS_e \times A_t + P_c \times A_v$$

$$F_H = 573 \text{ MPa} \times 506.45 \text{ mm}^2 + 70 \text{ MPa} \times 1963.5 \text{ mm}^2 = 427.80 \text{ KN}$$

Para tener cierto margen en función de las diferencias que pueden haber entre testigos de granito de distinta procedencia y las aproximaciones que se hicieron para calcular el UCS_e , se definió $F_H = 450 \text{ KN}$.

Ya definidas las variables anteriores, se pudo determinar la presión mínima de fluido en el recipiente presurizado del pistón hidráulico P_H con:

$$P_H = \frac{F_H}{A_p} = \frac{450 \times 10^3 \text{ N}}{17662.5 \text{ mm}^2} = 25.5 \text{ MPa} = 3700 \text{ PSI} = 255 \text{ bar}$$

Para generar esta presión de fluido, se empleará una bomba secundaria a aquella destinada a proveer el fluido de confinamiento.

Para estimar la carrera máxima del pistón hidráulico, se tuvo que realizar un análisis de la rigidez de los materiales según los resultados del módulo de elasticidad (E) o módulo de Young.

Los resultados presentados por la norma pueden ser apreciados en la Tabla 5.

E (GPa)	Berea Sandstone		Tennessee Marble		Barre Granite	
P _c	25%	50%	25%	50%	25%	50%
0	12.4	16.7	76.3	74.2	46.9	54.2
25	23.5	22.5	71.1	65.2	60.4	59.8
40	24.2	22.8	70	63.2	61.9	60.6
% UCS	25-50%	40-60%	25-50%	40-60%	25-50%	40-60%

Tabla 5 - Resultados de Módulo de Young según ASTM D7012

Como ha sido mencionado previamente en la sección Resultados a Obtener del Ensayo - Módulo de Young, la norma ASTM D7012 calcula el valor de E de dos maneras distintas en función de la presión de confinamiento aplicada durante el ensayo. El parámetro que utiliza es si se está confinando la muestra o no. De esta manera, en caso de no hacerlo, calcula E como la tangente a la curva del gráfico tensión deformación (σ - ϵ) para un cierto % de la UCS.

$$E_t = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\epsilon} \rightarrow \sigma = (0.25 - 0.5) \times UCS$$

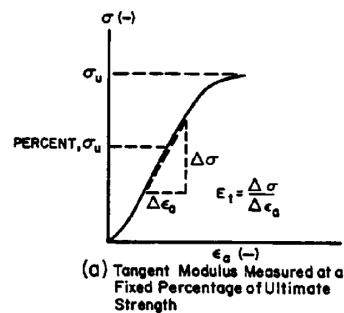


Fig. 5a Métodos para el cálculo del Módulo de Young (ASTM D7012, 2004)

En el caso que exista presión de confinamiento, la norma calcula el valor de E calculando la pendiente de la recta que une dos puntos determinados de un % de la UCS. Haciendo referencia a la Tabla 5, en los casos que hay presión de confinamiento (P_c = 25 y 40 MPa), se obtuvieron del ensayo las deformaciones correspondientes a esfuerzos del 25% y 50% de la UCS y 40% y 60% de la UCS respectivamente para cada tipo de roca. Luego, con estas deformaciones se calcularon dos valores de módulo de Young (E_{avg}) para cada roca. La fórmula utilizada para lograr esto es:

$$E_{avg} = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\epsilon}$$

con $\sigma = (0.25 \text{ y } 0.5) \times UCS$
 0
 con $\sigma = (0.4 \text{ y } 0.6) \times UCS$

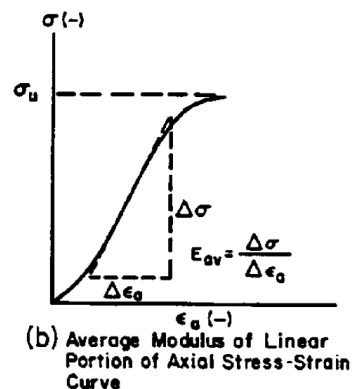


Fig. 5b Métodos para el cálculo del Módulo de Young (ASTM D7012, 2004)

Basado en los resultados presentados en la Tabla 5, se eligió hacer un filtrado/procesado de los mismos para poder determinar la deformación máxima posible que la muestra podría llegar a presentar en la máquina diseñada.

El primer paso de este procesamiento de datos fue la determinación de un módulo de elasticidad promedio para cada tipo de roca a todas las presiones de confinamiento presentadas por la norma, incluyendo la presión de diseño de la celda triaxial $P_c' = 70$ MPa. Todos estos valores fueron considerados para un esfuerzo $\sigma = 0.5 \cdot UCS$ debido a que es el porcentaje de la UCS para el cual fue calculado el módulo de Young en la norma.

De esta manera, en el caso de no tener confinamiento del testigo, se tomó directamente el valor de E_t correspondiente. Y, en los casos con confinamiento, se promediaron los dos valores de E_{avg} (rangos de esfuerzos) correspondientes a esa presión de confinamiento.

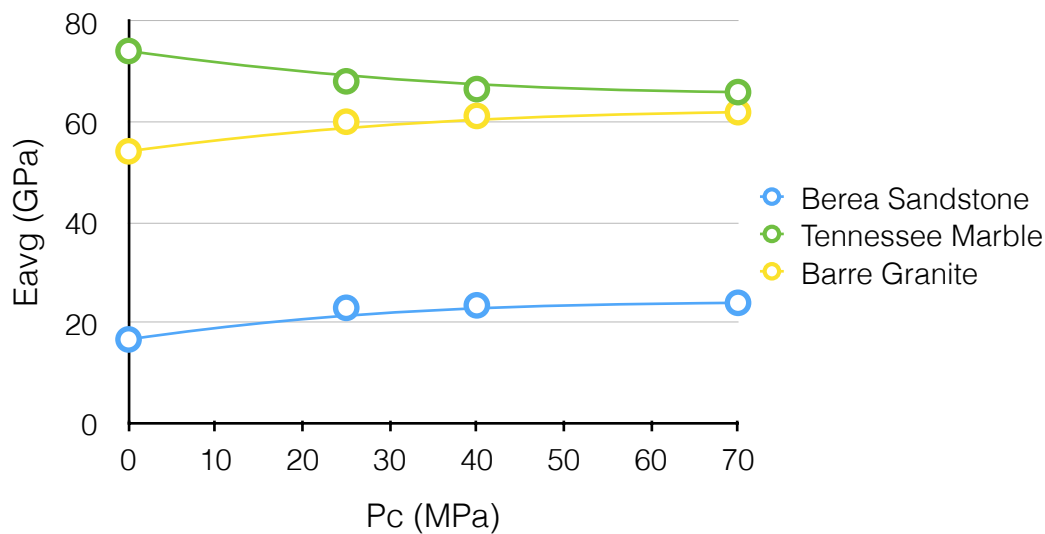


Fig. 27 - Gráfico E_{avg} - P_c

Analizando los resultados de la Figura 27, se pudieron sacar las siguientes conclusiones:

1. El mármol, a diferencia del granito y la arenisca, disminuye su rigidez al incrementar la presión de confinamiento.
2. Si se extendiesen las curvas hasta la presión de confinamiento de diseño (P_c'), se podría suponer que los valores de E_{avg} no serán substancialmente distintos de aquellos obtenidos en los ensayos con $P_c = 40$ MPa.

Basándose en esta última observación, se pudieron construir los valores esperados de módulo de Young para todas las presiones de confinamiento y los tres tipos de rocas.

P_c	Berea Sandstone	Tennessee Marble	Barre Granite
0	16.7	74.2	54.2
25	23	68.15	60.1
40	23.5	66.6	61.25
70	24	66	62

Tabla 6 - Valores de E_{avg} (GPa) - 50% UCS

Haciendo pie en la última aclaración, los valores resaltados de la Tabla 6 son valores puramente estimativos.

Suponiendo un comportamiento elástico se puede determinar la deformación unitaria en la falla del material mediante la Ley de Hooke:

$$\varepsilon = \frac{UCS_{P_c}}{E_{avg}}$$

Utilizando los valores de UCS de la Tabla 3 y los valores de E_{avg} de la Tabla 6, se pudo determinar la deformación total (igual a la carrera a recorrer por el pistón hidráulico) mediante la definición de deformación unitaria:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0}$$

Donde L_0 (longitud original de la muestra) es igual a 50.8 mm o 2".

Se confeccionó la Tabla 7 para presentar dichos resultados. De la misma se puede deducir que la carrera máxima del pistón hidráulico debiera ser de 0.607 mm.

Ahora bien, dado que no se conocen con exactitud las propiedades mecánicas que tendrán las muestras de rocas y las numerosas aproximaciones que se tomaron para llegar a estos resultados, se previó elegir una carrera de pistón conservadora e igual a 2 mm. De esta manera, se estará asegurando la posibilidad de provocar mayor deformación a la muestra para efectivamente llevarlo a la fractura. A su vez, esta medida es compatible con la carrera máxima permitida por el LVDT elegido.

	Berea Sandstone	Tennessee Marble	Barre Granite
σ_u (@ $P_c = 0$)	62	142	217
ε_u (mm/mm)	0.003712575	0.001913747	0.00400369
ΔL (mm)	0.189	0.097	0.203
σ_u (@ $P_c = 25$)	179	206	366
ε_u (mm/mm)	0.007782609	0.003022744	0.00608985
ΔL (mm)	0.395	0.154	0.309
σ_u (@ $P_c = 40$)	215	237	435
ε_u (mm/mm)	0.009148936	0.003553223	0.007102041
ΔL (mm)	0.465	0.181	0.361
σ_u (@ $P_c = 70$)	287	299	573
ε_u (mm/mm)	0.011958333	0.004530303	0.009241935
ΔL (mm)	0.607	0.230	0.469

Tabla 7 - Deformación Unitaria y Total de Muestras

Observando las Figuras 27 y 28, se debe denotar que el comportamiento del mármol es notablemente distinto al del granito y la arenisca. Esta observación no es menor, ya que su rigidez estructural disminuye al aumentar la presión de confinamiento, y las deformaciones totales del material son la mitad o inclusive menores para todos las variantes del ensayo triaxial.

Por otro lado, el comportamiento que comparten los tres tipos de rocas es la tendencia a una fractura más dúctil (con mayor deformación total) a medida que se incrementa la presión de confinamiento. Esta última conclusión puede deducirse de la Figura 28.

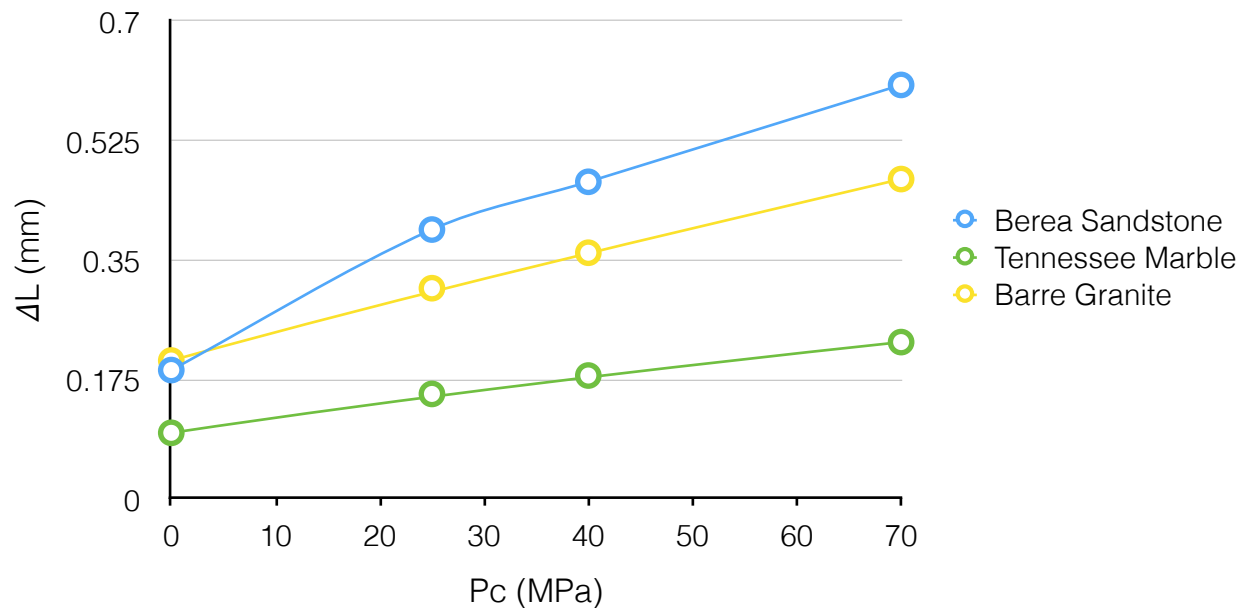


Fig. 28 - Deformación Total de Muestras

Unión Abulonada

Para el diseño de la unión entre las tres grandes partes de la máquina se optó por el empleo de bulones cabeza hexagonal de acero Grado 10.9 regidos por la norma ISO 898. Se eligieron estos bulones por su alta resistencia, gran longitud, disponibilidad en el mercado local y un alojamiento eficaz para facilitar su montaje. Para el dimensionamiento de los mismos, se supuso una fuerza externa a soportar por los mismos compuesta de la siguiente manera:

$$F_b = F_c + F_H$$

Donde:

- F_c : Fuerza resultante de la presión de confinamiento sobre la brida ciega de cierre
- F_H : Fuerza resultante de la presión del pistón hidráulico.
- F_b : Fuerza a soportar por bulones.

Dado que el confinamiento en la máquina puede ser de hasta 70 MPa (10000 PSI), la fuerza resultante basada en el diseño de la brida ciega de la celda se calcula como:

$$F_c = P_c \times A_c = 70 \text{ MPa} \times \pi \left[(57.58 \text{ mm})^2 - (12.7 \text{ mm})^2 \right] \approx 700 \text{ KN}$$

Cabe remarcar, que se supone que la presión de confinamiento ejercerá efecto hasta el diámetro interno del alojamiento del sello radial (O-ring) de la máquina.

En el caso de la fuerza ejercida por el pistón hidráulico, la misma es de¹⁴:

$$F_H \approx 450 \text{ KN}$$

De esta manera, la fuerza a distribuir en los bulones de la unión es $F_b = 1150 \text{ KN}$.

Para evaluar la solución óptima entre número de bulones y el diámetro de los mismos se dispuso de las distintas configuraciones posibles basadas en diámetros estándar de bulones y así, se resolvió la cantidad de bulones necesarios para evitar la falla de los mismos.

Según la norma, las propiedades mecánicas de los bulones son las siguientes:

HRC	32-39
Tensión Última	1040 MPa
Tensión de Fluencia (0.2%)	830 MPa
Elongación (min)	9%

Tabla 8 - Propiedades Mecánicas Bulón Hex. Grado 10.9

De acuerdo a estas propiedades mecánicas, el estado de tensión y la tensión admisible de cada bulón según la norma es respectivamente:

$$S = \frac{F_b}{N_b \times A_s} \quad S_a = \frac{S_y}{FS}$$

Reemplazando los valores anteriores de F_b y S_y , y aplicando un factor de seguridad igual a 2, se obtiene $S_a = 415 \text{ MPa}$. Ahora bien, debido a que la sección del bulón que resiste la tracción (A_s) no contiene a todo el diámetro del bulón, la norma especifica que dicha área se calcule con un diámetro determinado $d_p < D$.

Este diámetro puede ser calculado como:

$$d_p = D - 0.64952P$$

$$A_s = \frac{\pi}{4} d_p^2$$

Donde,

- D : Diámetro nominal del bulón.
- P : Paso del bulón.

Designación	dp (mm)	Nb
M2x0.4	1.74	1165
M2.5x0.45	2.2	729
M3x0.5	2.67	495
M4x0.7	3.54	282
M5x0.8	4.48	176
M6x1	5.35	123
M8x1.25	7.18	68
M10x1.5	9.02	43
M12x1.75	10.86	30
M14x2	12.7	22
M16x2	14.7	16
M18x2.5	16.37	13
M20x2.5	18.37	10
M22x2.5	20.37	9
M24x3	22.05	7
M27x3	25.05	6
M30x3.5	27.72	5
M36x4	33.4	3
M42x4.5	39.07	2
M48x5	44.75	2

Tabla 9 - Valores de d_p y N_b para Roscas ISO 898

¹⁴ Referirse a la sección Cálculos de Diseño - Pistón Hidráulico.

Teniendo el diámetro d_p , se procede a calcular la cantidad de bulones necesaria para cada diámetro nominal de bulón asumiendo que se cumple:

$$S \leq S_a$$

$$\therefore N_b = \frac{1150 \times 10^3 N}{415 \text{ MPa} \times \frac{\pi}{4} d_p^2}$$

En función de los diámetros nominales y pasos de las roscas estándar de la Tabla 9, se consiguieron los respectivos valores de N_b y la relación N_b -Diámetro de la Figura 29. Con estos resultados, se optó por la configuración 6 bulones M27x3 ya que es la más similar a aquella presentada por la norma API 6A para bridas de 10.000PSI (rated working pressure).

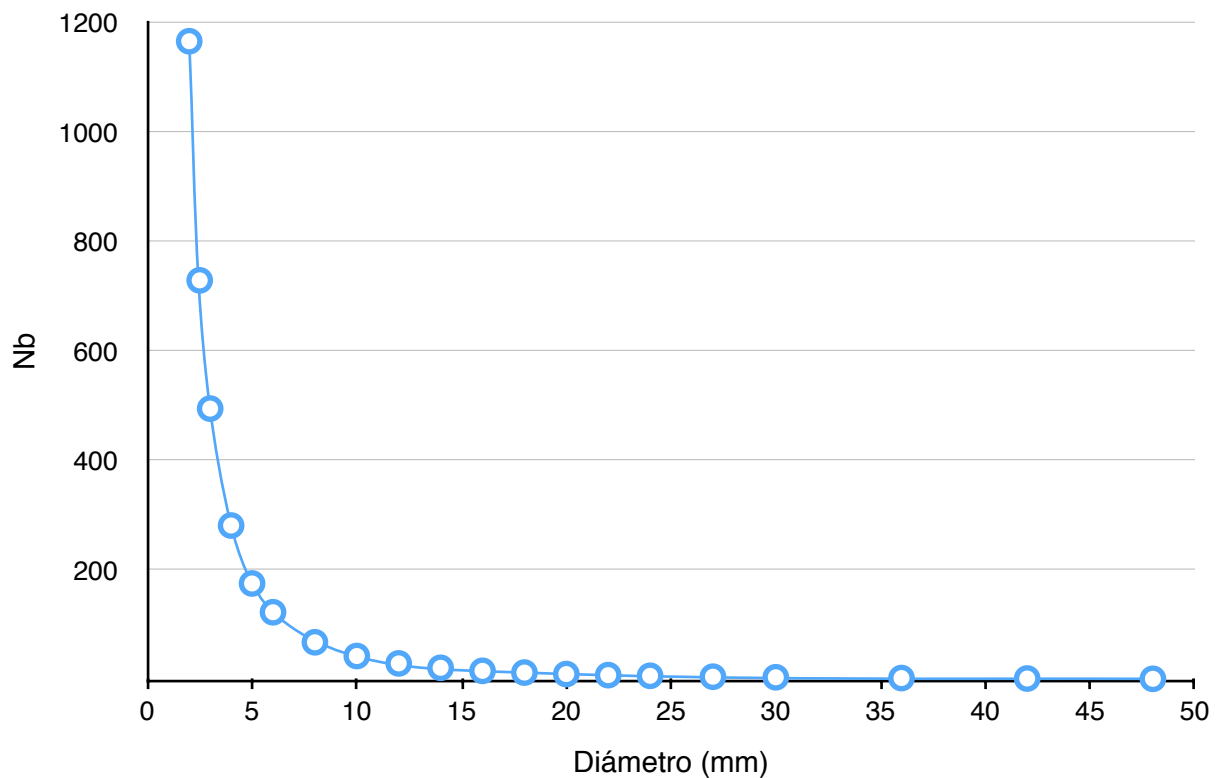


Fig. 29 - Relación N_b - Diámetro

La otra razón por la cual se optó por esta configuración es por seguridad. Con la misma, se verifica que aún sólo apretado debidamente la mitad de los bulones presentes por falta de atención u otros desconocidos, la máquina será capaz de soportar la carga de diseño y se evitaría un accidente catastrófico.

Para verificar que la rosca no se barra por la tensión de corte causada por la tracción en el bulón, la norma define la sección destinada a resistir la tensión de corte como:

$$A_{ss} = \frac{\pi}{2} d_p \times L_e \quad L_e = \frac{2A_t}{\frac{\pi}{2} d_p} \quad A_t = \frac{\pi}{4} (D - 0.938194P)^2$$

Para la configuración M27x3, se obtuvieron los siguientes resultados:

A	459.4064	mm
L	23.3493	mm
A	918.8129	mm
A	492.8960	mm

Tabla 10 - Secciones para Corte de Bulón

Debido a que $A_{ss} \gg A_s$ y que las fuerzas de corte presentes en los bulones son bajas sino nulas, se verifica que el barrido de los filetes de la rosca no ocurrirá si se respeta como longitud mínima de la unión roscada el valor de L_e .

A su vez, la norma especifica que en caso de utilizar el bulón y la tuerca del mismo material y estándar, el diseño de la tuerca ya asegurará que los filetes de la rosca no se barran para la tensión de diseño del bulón. Por esta razón, la norma sugiere que lo más común es que se utilice:

$$L_{sug} = D = 27mm$$

Se adjunta como dato, la secuencia de apriete de los 6 bulones con sus respectivas arandelas y tuercas que se debe seguir para el armado de la máquina.



Fig. 30 - Secuencia de Apriete de Bulones

Radios sometidos a Presión

En esta sección se presenta el método utilizado para el cálculo de los radios de acuerdo que se encuentran presentes en las piezas sometidas a presión hidráulica. Para poder diseñar dichos radios, se optó por llevar a cabo un análisis de elementos finitos (FEA). La tarea consistió en construir varias mallas con distintos radios de acuerdo y evaluar el estado de tensión de las piezas hasta encontrar uno en el cual la tensión sea menor a la tensión de fluencia del material utilizado (incluyendo un factor de seguridad).

Para simplificar el análisis se empleó un modelo axisimétrico. En consecuencia, el modelo pasó a estar en un plano y permitió obtener más detalle en la parte de la pieza en cuestión.

Las cargas aplicadas en los modelos fueron modeladas como presiones distribuidas de 70 MPa en el caso de la cámara de confinamiento y 25.5 MPa en el alojamiento del pistón hidráulico.

Las condiciones de borde que se aplicaron fueron aquellas impuestas por la simetría del problema, junto con el apoyo fijo de una de las caras. La cara en contacto con la brida ciega de cierre para la cámara de confinamiento, y la cara en contacto con la cámara de confinamiento para el alojamiento del pistón hidráulico. Las mallas se construyeron con elementos Q9.

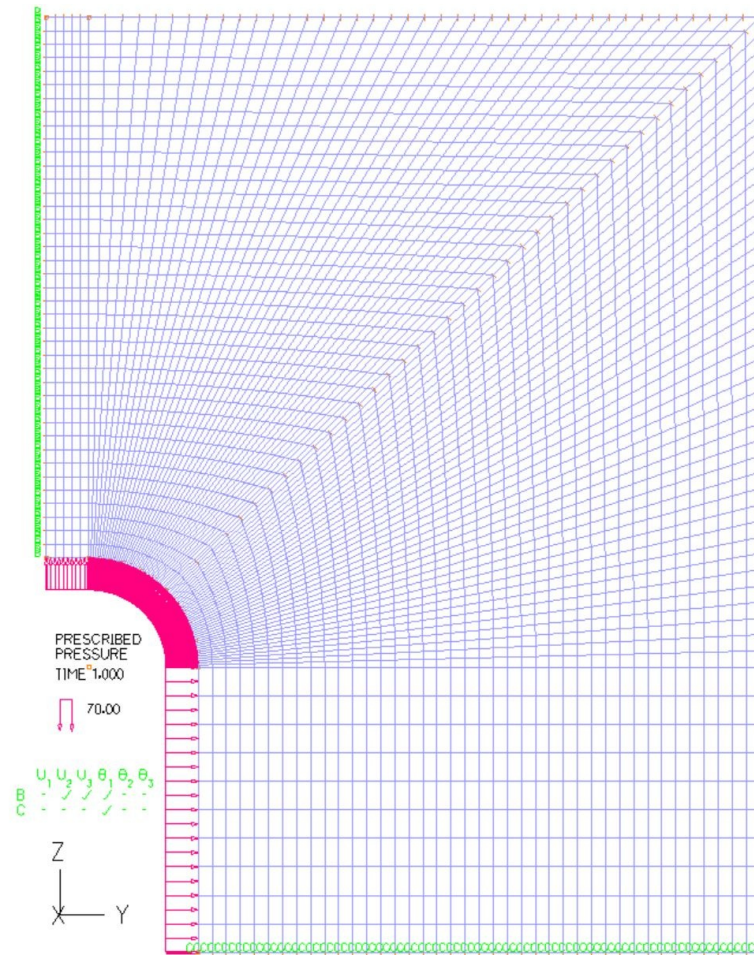


Fig. 31 - Modelado Cámara de Confinamiento

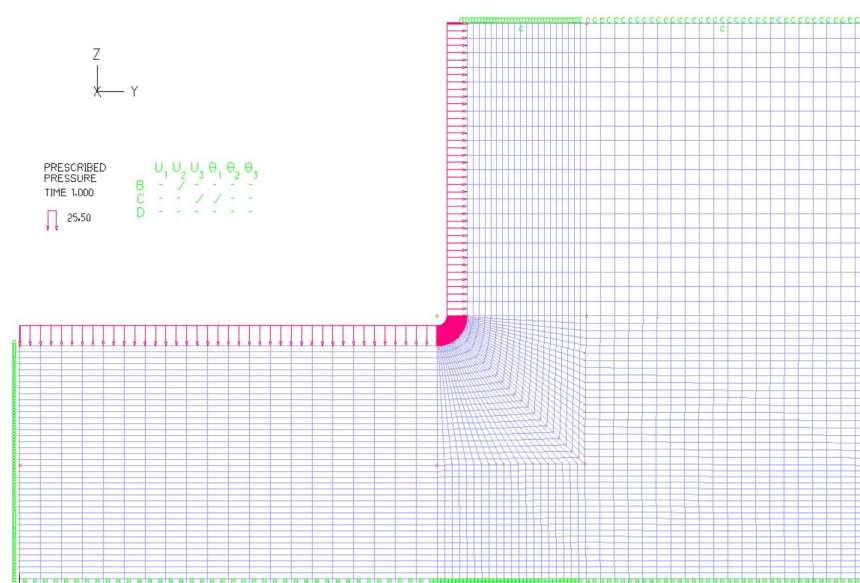


Fig. 32 - Modelado Alojamiento Pistón Hidráulico

Las hipótesis utilizadas en ambos modelos fueron:

- Material isótropo y elástico-lineal.
- $\sigma_{fl} = 250$ MPa, $\sigma_{ut} = 485$ MPa, $E = 200$ GPa, $\nu = 0.3$
- Pequeños desplazamientos

Se realizaron múltiples reiteraciones en las cuales se modificó el tamaño del radio de acuerdo hasta obtener una tensión considerablemente menor a la de fluencia. Se obtuvieron los siguientes resultados:

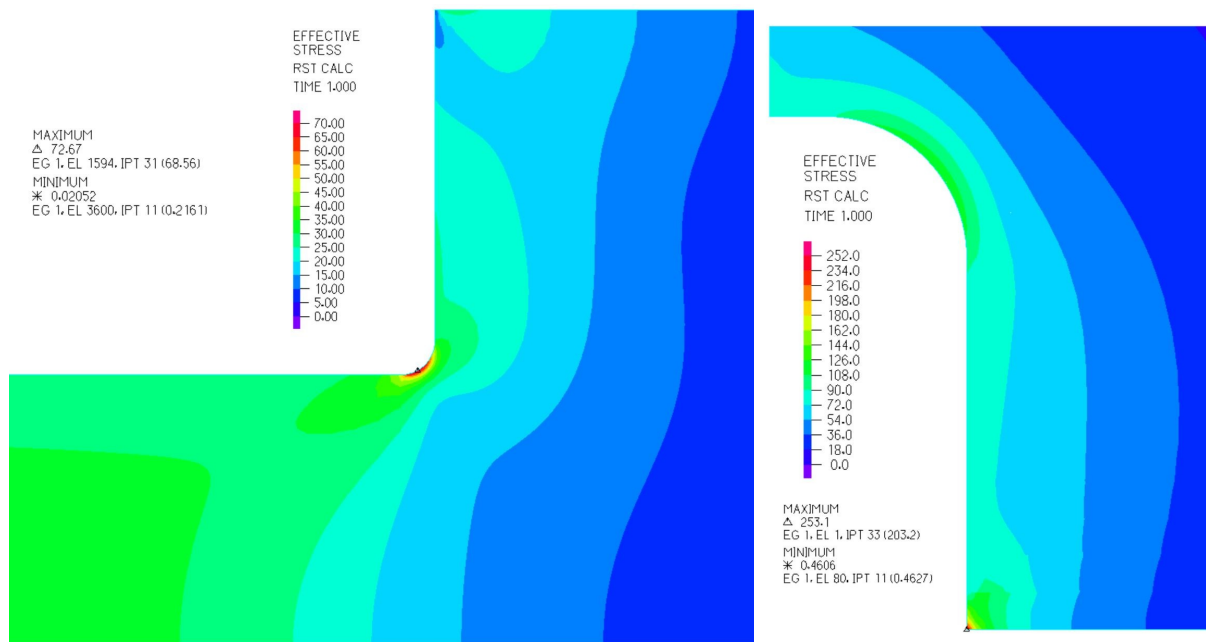


Fig. 33 - Tensiones de Von Mises en MPa

	R	Tensión de Von Mises (MPa)	FS
Alojamiento Pistón Hidráulico	4	72.67	3.44
Cámara de Confinamiento	18	126	1.98

Tabla 11 - Resultados FEA

De esta manera, con las geometrías obtenidas se evita que la concentración de tensiones en los recipientes a presión propicie la falla del material.

Accesorios

Sellos

En esta sección se dará un detalle sobre los sellos utilizados en el diseño de la máquina, tal como el diseño de sus alojamientos y los requerimientos necesarios para su correcto sellado durante el ensayo.

Los sellos hidráulicos empleados en este trabajo pueden ser clasificados en tres grupos según su lugar de aplicación y/o función específica:

1. Sellos de Pistón Hidráulico
 - a. Anillo Sellante
 - b. Anillo Guía
2. Sellos de Pistón Multiplicador
 - a. Anillo Amortiguador
 - b. Anillo Guía
 - c. Anillo Sellante
 - d. Anillo Rascador
3. Sello de Cámara de Confinamiento

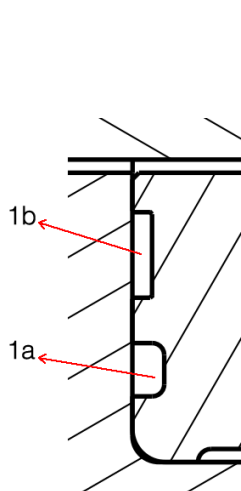


Fig. 34a - Alojamiento para Sellos de Pistón Hidráulico

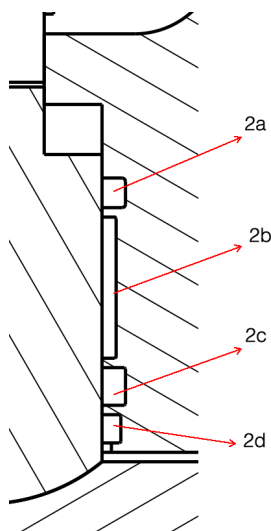


Fig. 34b - Alojamiento para Sellos de Pistón Multiplicador

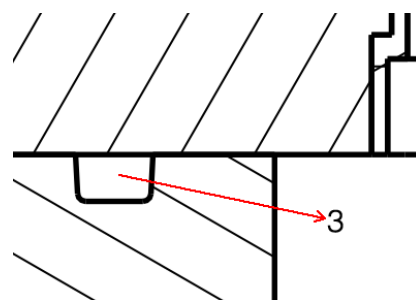


Fig. 34c - Alojamiento para Sello de Cámara de Confinamiento

Aquellos utilizados para el sellado de las partes móviles (ambos pistones) fueron adquiridos de la empresa SKF. Los mismos son utilizados en la construcción de pistones hidráulicos industriales. Para el correcto empleo de estos sellos, el fabricante recomienda que se cumplan los siguientes requerimientos respecto a la calidad superficial de las piezas. Estos pueden verse reflejados también en los planos de fabricación de las piezas. Para el sellado dinámico del pistón hidráulico se deberán cumplir:

Recommendations for the dynamic sealing surface on cylinder bores (honed or roller burnished tubes)	
Thermoplastics, rubbers and PTFE materials	
R_a	0,05 to 0,2 μm (2 to 8 $\mu\text{in.}$)
R_z	0,4 to 2 μm (15 to 80 $\mu\text{in.}$)
R_{max}	0,4 to 2,5 μm (15 to 100 $\mu\text{in.}$)
R_{mr}	50 to 95% (cutting depth 0,5 R_z based on $c_{\text{ref}} = 0\%$)

Tabla 12 - Recomendaciones de rugosidad, sellado de Pistón Hidráulico (SKF, 2013)

Estas recomendaciones, en el caso del pistón multiplicador, son:

Recommendations for the dynamic sealing surface on piston rods (induction hardened and chrome plated rods)		
	Thermoplastics and rubbers	PTFE materials
R_a	0,05 to 0,3 μm (2 to 12 $\mu\text{in.}$)	0,05 to 0,2 μm (2 to 8 $\mu\text{in.}$)
R_z	0,4 to 2,5 μm (15 to 100 $\mu\text{in.}$)	0,4 to 2 μm (15 to 80 $\mu\text{in.}$)
R_{max}	0,4 to 2,5 μm (15 to 100 $\mu\text{in.}$)	

Tabla 13 - Recomendaciones de rugosidad, sellado de Pistón Multiplicador (SKF, 2013)

Ahora bien, para el sellado de superficies estáticas, el fabricante recomienda:

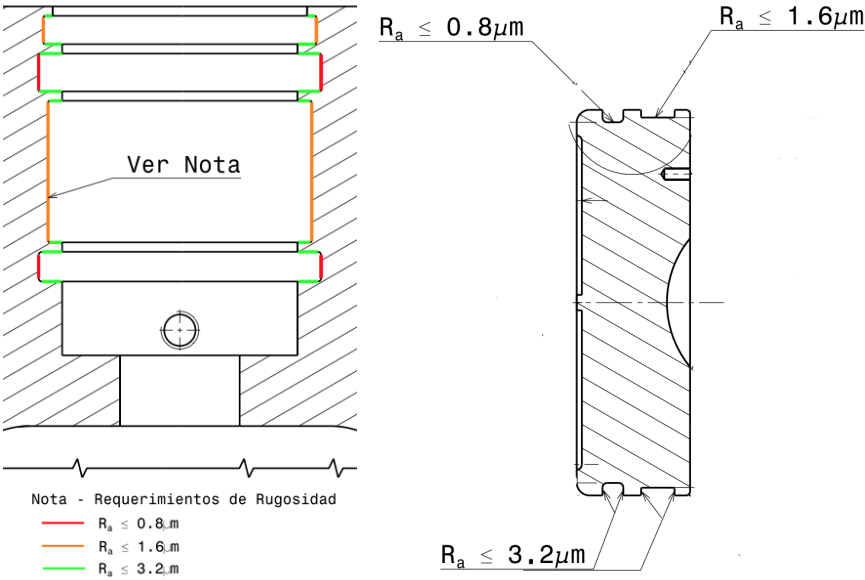


Fig. 35 - Recomendaciones de rugosidad, sellado estático

A continuación se incluyen las hojas de datos de los anillos utilizados en el diseño de la máquina y el diseño de sus respectivos alojamientos. Las imágenes que ilustran el dimensionamiento de los alojamientos para los sellos no se corresponden con ninguna pieza de la máquina diseñada. Fueron extraídas del catálogo del fabricante con el sólo fin de representar las dimensiones elegidas para cada caso.

1. Sellos Pistón Hidráulico
 - a. Anillo Sellante

Este anillo es el encargado de efectuar el sello hidráulico garantizando la estanqueidad del conjunto. Para su elección se tuvo en cuenta el diámetro del pistón hidráulico (150mm) y la presión máxima de trabajo (255 bar). A continuación se presenta la hoja de datos del anillo:

2.1 MPV profile

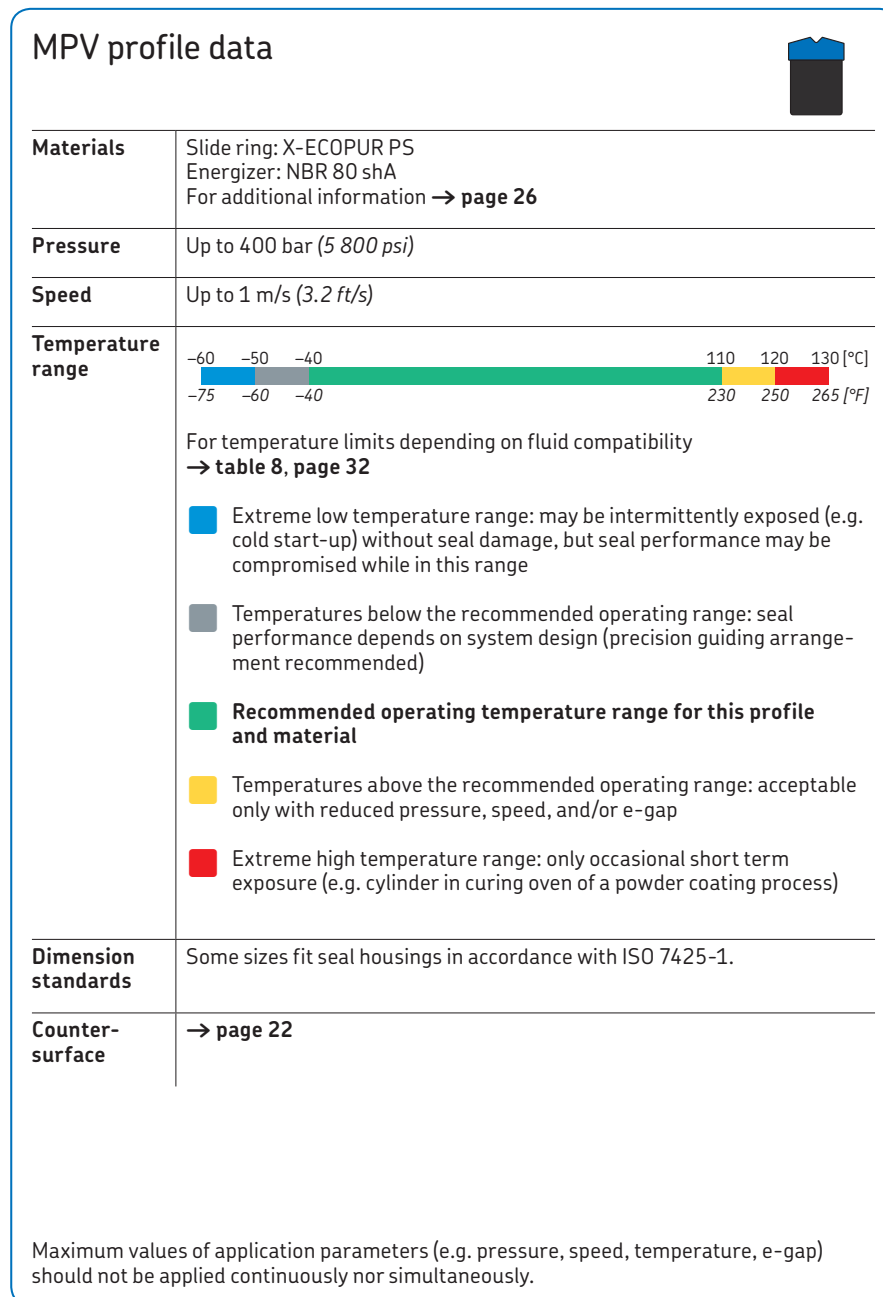
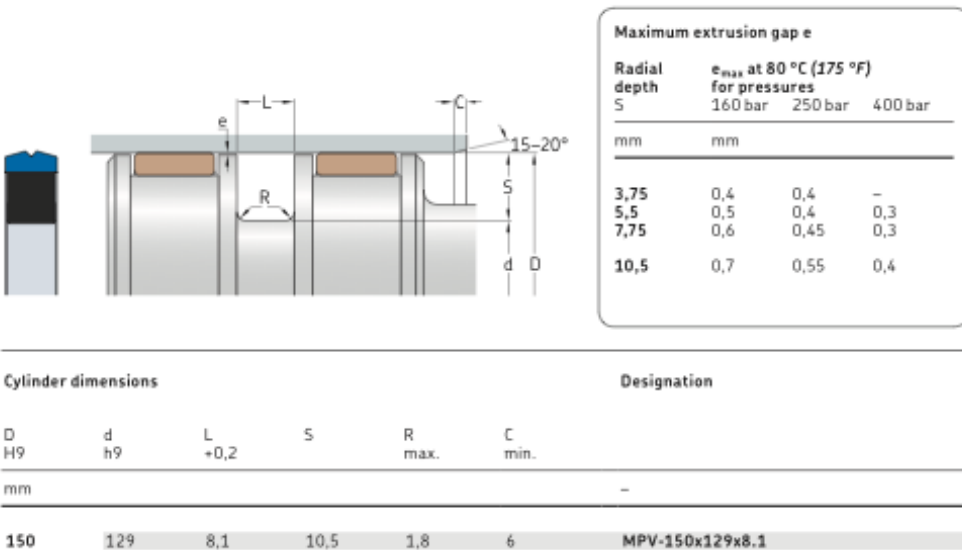


Fig. 36 - Hoja de Datos Anillo Sellante (SKF, 2013)

2.1 MPV profile piston seals, metric sizes D 50 – 200 mm



2.1

Fig. 37 - Diseño Alojamiento Anillo Sellante (SKF, 2013)

b. Anillo Guía

Este anillo es el encargado de soportar todas las fuerzas radiales que puedan causar desalineamientos en un pistón. Para su elección se tuvo en cuenta el diámetro del pistón hidráulico (150mm) y su longitud fue calculada como se describe a continuación.

5.4 PGR piston guide rings, metric sizes D 16 – 240 mm

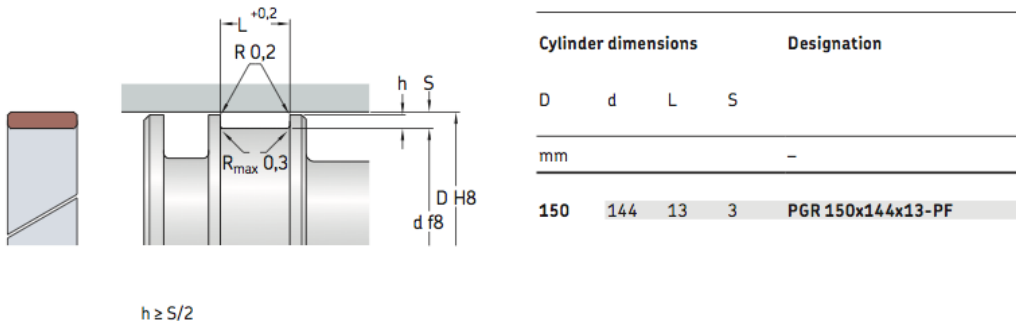


Fig. 38 - Diseño Alojamiento Anillo Guía (SKF, 2013)

Para el cálculo del ancho de este anillo (L) el fabricante recomienda utilizar la siguiente fórmula:

$$L = \frac{Ff}{pD} + 2 = \frac{30 \text{ KN} \times 2}{50 \text{ MPa} \times 150 \text{ mm}} + 2 = 10 \text{ mm}$$

Donde,

- F: carga radial
- f: factor de seguridad
- p: presión de carga máxima recomendada
- D: diámetro interno del cilindro

Cabe remarcar que el valor de carga radial no pudo ser estimado de ninguna manera, por ende, se especifica que el pistón hidráulico es capaz de soportar una carga radial máxima de 30 KN. Por otro lado, la presión de carga máxima corresponde a la del material de dicho anillo (PF).

- 2. Sellos Pistón Multiplicador
 - a. Anillo Amortiguador

Este anillo tiene la tarea de amortiguar cualquier pulsación de presión que ocurra en el sistema y evitar que las mismas entren en contacto con el anillo sellante (2c). Al igual que antes, el diámetro del pistón multiplicador (50mm) y la presión de la cámara de confinamiento (690 bar) fueron los parámetros tenidos en cuenta para su elección.

3.8 RBB profile

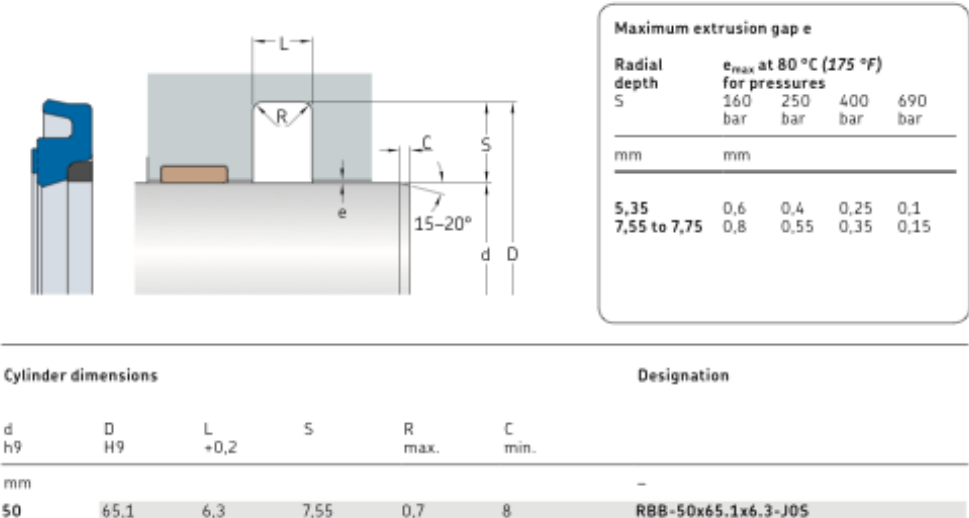
RBB profile data

Materials	Sealing ring: TPU 93A, U-1023 Anti-extrusion ring: metric sizes → POM P-2518 inch sizes → PA P-2506 For additional information → page 26
Pressure	Up to 690 bar (10 000 psi)
Speed	Up to 1 m/s (3.2 ft/s)
Temperature range	-60 -40 -30 110 120 130 [°C] -75 -40 -20 230 250 265 [°F] Extreme low temperature range: may be intermittently exposed (e.g. cold start-up) without seal damage, but seal performance may be compromised while in this range Temperatures below the recommended operating range: seal performance depends on system design (precision guiding arrangement recommended) Recommended operating temperature range for this profile and material Temperatures above the recommended operating range: acceptable only with reduced pressure and/or speed Extreme high temperature range: only occasional short term exposure (e.g. cylinder in curing oven of a powder coating process)
Dimension standards	Some metric sizes fit seal housings in accordance with ISO 7425-2.
Counter-surface	→ page 22

Maximum values of application parameters (e.g. pressure, speed, temperature, e-gap) should not be applied continuously nor simultaneously.

Fig. 39 - Hoja de Datos Anillo Amortiguador (SKF, 2013)

3.8 RBB profile buffer seals, metric sizes d 25 – 110 mm



3.8

Fig. 40 - Diseño Alojamiento Anillo Amortiguador (SKF, 2013)

b. Anillo Guía

Para la elección de este anillo se tuvo en cuenta el diámetro del pistón multiplicador (50mm) y su longitud fue calculada como se describe a continuación.

5.3 RGR rod guide rings, metric sizes d 12 – 140 mm

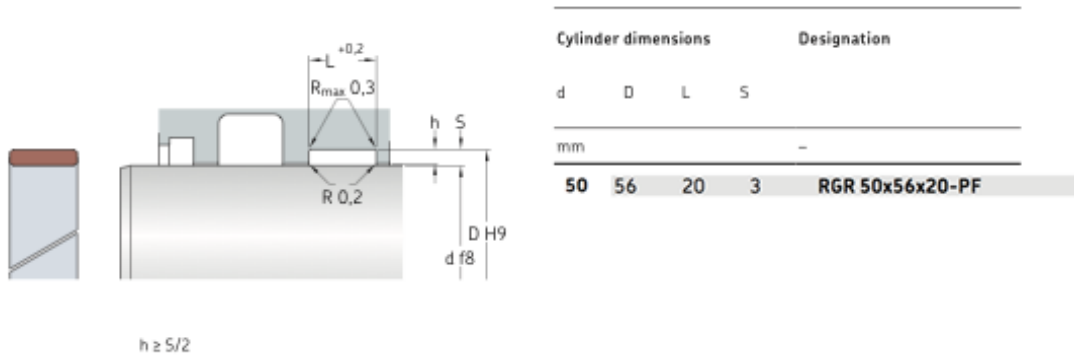


Fig. 41 - Diseño Alojamiento Anillo Guía (SKF, 2013)

Para el cálculo del ancho de este anillo (L) el fabricante recomienda utilizar la siguiente fórmula:

$$L = \frac{Ff}{pd} + 2 = \frac{20\text{KN} \times 2}{50\text{MPa} \times 50\text{mm}} + 2 = 18\text{mm}$$

Donde d: diámetro externo del pistón.

Cabe remarcar que el valor de carga radial no pudo ser estimado de ninguna manera, por ende, se especifica que el pistón hidráulico es capaz de soportar una carga radial máxima de 20 KN. Por otro lado, la presión de carga máxima corresponde a la del material de dicho anillo (PF).

c. Anillo Sellante

Al igual que para el anillo 1a (ya que cumple la misma función) se tuvo en cuenta el diámetro del pistón multiplicador (50mm) y la presión máxima de trabajo (690 bar). A continuación se presenta la hoja de datos del anillo:

3.7 DZR profile

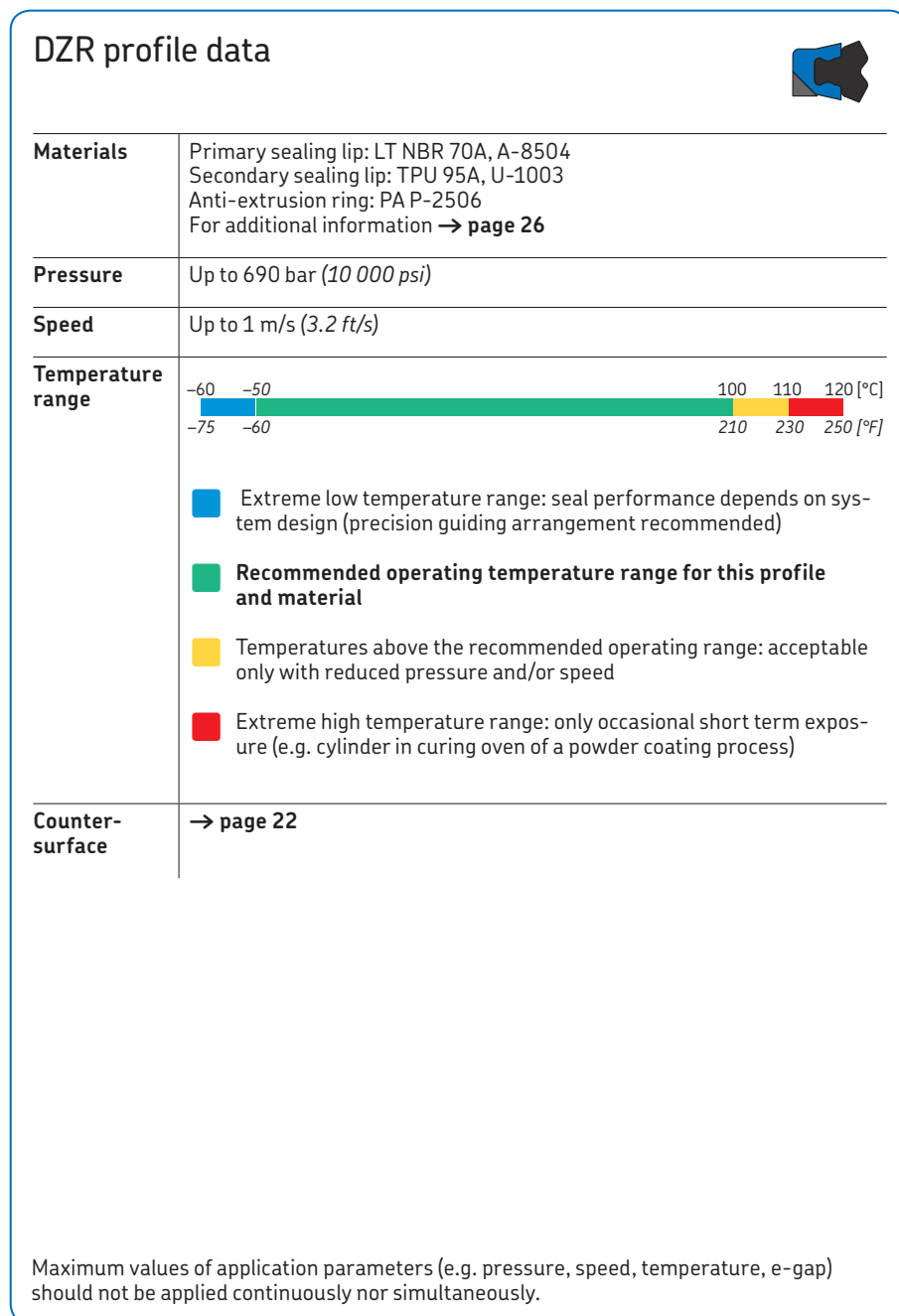


Fig. 42 - Hoja de Datos Anillo Sellante (SKF, 2013)

3.7 DZR profile rod seals, metric sizes
d 40 – 150 mm

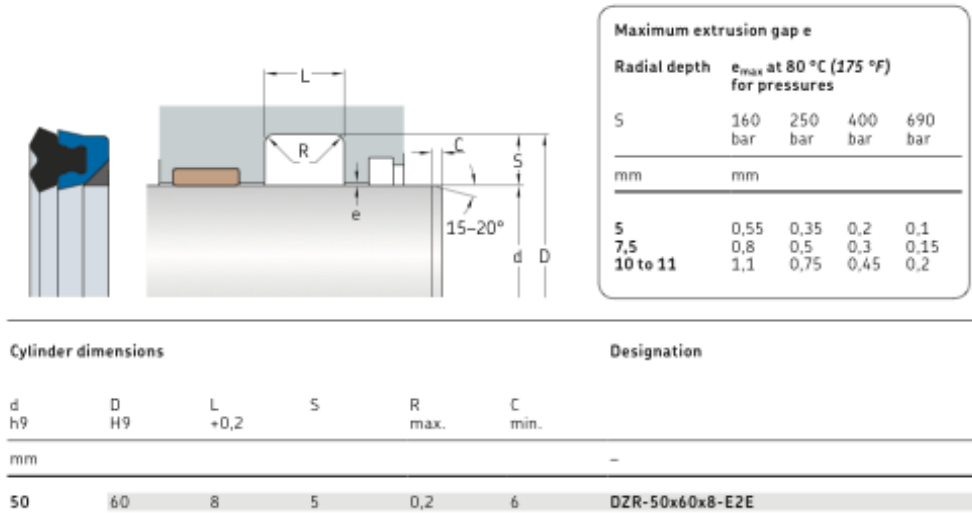


Fig. 43 - Diseño Alojamiento Anillo Sellante (SKF, 2013)

d. Anillo Rascador

La función de este anillo es evitar el paso del fluido hidráulico que haya quedado adherido sobre la pared del pistón multiplicador hacia el exterior de la cámara de confinamiento. En este caso, la selección de este anillo queda limitada por la elección de los anteriores.

4.6 HW profile
Wiper seals

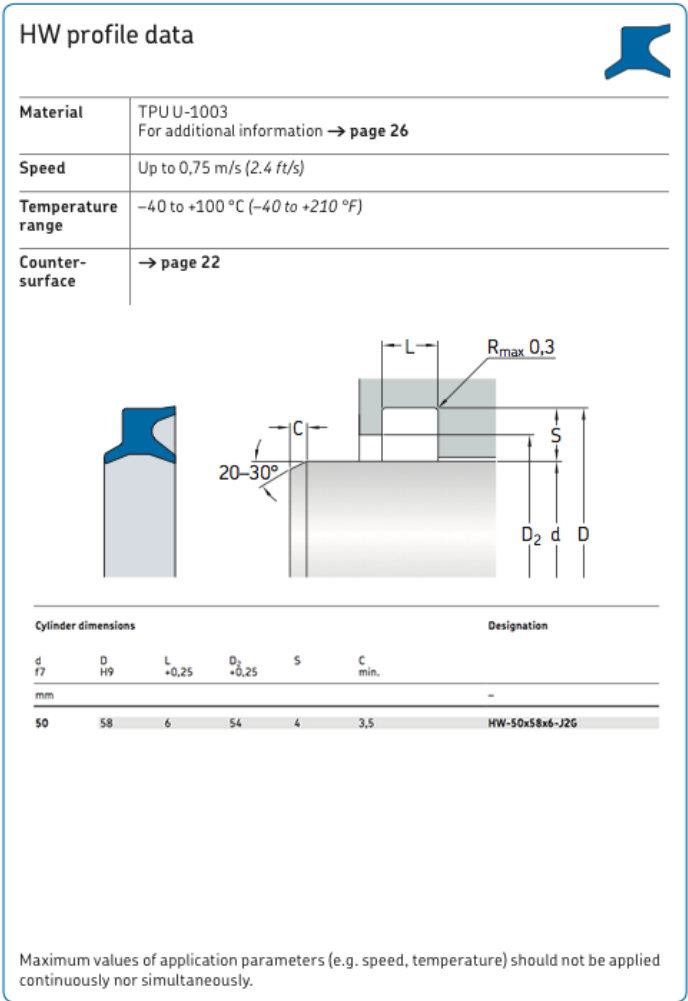


Fig. 44 - Diseño Alojamiento Anillo Rascador (SKF, 2013)

3. Sello de Cámara de Confinamiento

El sello encargado a prevenir fugas de la cámara de confinamiento es un O-ring del fabricante Parker. En función del tamaño de la cámara de confinamiento se diseñó el alojamiento para un O-ring 2-432 de compuesto N30006-90A (compuesto de dureza Shore-A 90 para aplicaciones estáticas a alta presión).

De esta manera, las dimensiones del alojamiento resultaron:

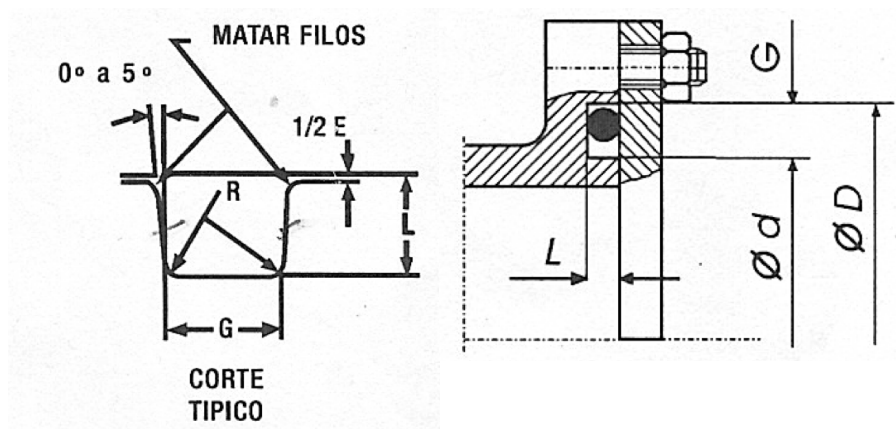


Fig. 45 - Diseño Alojamiento O-Ring (Parker, 2013)

Sección "W"	Profundidad "L"	Ancho "G" ± 0.1	Radio "R"	Diámetro "D"
6.99	5.75 5.95	9.7	0.5 1.0	149.87

Tabla 14 - Dimensiones Alojamiento

En resumen se presenta una tabla en la que figuran todos los sellos elegidos para la máquina:

Referencia	Ubicación	Nro. de Serie
1a	Pistón Hidráulico	MPV-150x129x8.1
1b		PGR-150x144x13-PF
2a	Pistón Multiplicador	RBB-50x65.1x6.3-J05
2b		RGR-50x56x20-PF
2c		DZR-50x60x8-E2E
2d		HW-50x58x6-J2G
3	Cámara de Confinamiento	2-432 Shore 90A

Tabla 15 - Sellos

Central Hidráulica

El diseño de la central hidráulica para la máquina de ensayo fue tercerizado a la empresa Bosch debido a su alta complejidad (debido a las presiones de trabajo) y la experiencia del proveedor en esta área. Se trabajó en conjunto con su departamento de ingeniería para que la central cumpliera los requerimientos del ensayo y facilitara la fabricación de la misma.

Se diseñaron dos circuitos independientes de presión con la finalidad de facilitar la operación de las válvulas manuales durante el ensayo. De esta manera, primero se acciona el circuito de alta presión, el de confinamiento, hasta llegar a la presión de ensayo. Una vez alcanzada esta presión en la cámara de confinamiento, se procede a elevar la presión del pistón hidráulico para obturar la recámara intermedia y empezar a comprimir axialmente la muestra.

Las dos bombas empleadas son de pistones radiales con cilindrada constante. La presión máxima operativa es de 700 bar para el circuito de alta presión y de 400 bar para el circuito del pistón hidráulico. Cada bomba es impulsada por un motor eléctrico de 1.5 KW y 1500 rpm.

Para el control de presión se emplearon válvulas manuales limitadoras de presión en paralelo a los elementos a presión. Para el control de la presión de confinamiento se dispusieron dos válvulas en serie con la finalidad de tener un control fino de presión en primera instancia (hasta 100 bar) y uno más basto para mayores presiones. En el caso del circuito del pistón hidráulico se limitó al control de presión con una única válvula. La elección del empleo de válvulas limitadoras y su disposición permitió tener una única conexión (para cada circuito) en la máquina, lo que evitó mayor mecanizado en las piezas y mayores puntos críticos del circuito hidráulico (racores de conexión). A su vez, permitió tener una única línea de retorno de fluido hidráulico que desemboca en una unidad de filtrado previa a su depósito en el tanque. Aguas abajo de las bombas se dispusieron válvulas anti-retorno y manómetros para efectuar las lecturas de presión. Aparte de los manómetros, se dejaron previstas dos conexiones para la futura instalación de transductores de presión.

Componente	Nro. de Serie	Cant.
FILTRO Y BOCA DE CARGA	FEF 1 P10-F00 (R928018811)	1
TANQUE DE ACEITE (40 LTS) .	ABZBR-40/09-B 1 A/M (R901028367)	1
LIMITADORA DE PRESIÓN TN6 .	DBDS 6 G 1X/100 (G 1/4")	1
VALVULA ANTIRRETORNO TN6	DBDS 6 G 1X/100 (G 1/4")	2
INDICADOR DE NIVEL DE ACEITE DEL TANQUE	127AB31.21/T=FSA127 1.1/T/12 (H 700040)	1
MANOMETRO DE 0 A 250BAR	ABZMM 63- 250BAR/PSI-R/B-G	1
VÁLVULA ESFÉRICA	BKH 10L 08 1113 1 (R900002693)	1
BOMBA DE PISTONES RADIALES CC:0.4CM ³	PR4-1X/0.40-700WA01M01(R900485830)	2
MANGUERA PARA MANÓMETRO	SIST.MINIMESS MANG. AB20-11/1000	2
PUNTO DE MEDICIÓN DE MANÓMETRO	SIST.MINIMESS PUNTO MED.AB20-11/K1 G1/4	2
CONECTOR PARA MANÓMETRO	SIST.MINIMESS NIPLE P/MAN.M1/4" AB20-11	2
FILTRO DE RETORNO	10TEN 0040-H10XLA00-V2.2-MR3(928019844)	1
PANEL FRONTAL 200 x 200 mm	-	1
MOTOR ELÉCTRICO 1.5kW.	1,5 KW 1500 RPM 220/380V-50HZ-B3/B5-IP55	2
LIMITADORA DE PRESIÓN TN6	DBDS 6 K 1X/100	1
VÁLVULA ESFÉRICA DE ALTA PRESIÓN	SKH AB21-18/08 SR-500	1

Elementos de Medición

Para efectuar las mediciones de deformación, desplazamiento y presión se previó el uso de varios elementos de medición.

En primera instancia se dispuso el uso de un sensor LVDT para medir el desplazamiento del pistón hidráulico. Como fue mencionado previamente, esta medición se utiliza como un estimado del valor de la deformación axial de la muestra. Aparte de esta función, la medición funciona como seguro para detectar el movimiento del pistón, o en su defecto, su atascamiento. El sensor empleado en el diseño es del proveedor HBM, modelo W1/2mm-T. Se optó por el sensor de rango de detección de 2mm por la deformación total esperada de las muestras. Por otro lado, en el caso de tener muestras de longitud menor a 2", el empleo del pistón buzo correspondiente complementa la diferencia de longitud y deformación total, manteniendo todas las posiciones de las demás piezas en el máquina. Esto permite que se pueda utilizar dicho sensor.

En segundo lugar, se debe mencionar que se descartó la utilización de mayor carrera (5mm o 10mm). Esto se debe primordialmente a la necesidad de precisión de la medición (a menor carrera, mayor precisión) y también, al espacio disponible en el conjunto. Por contrapartida, la elección de este sensor obligó a limitar la carrera del pistón hidráulico a 2mm para proteger al frágil LVDT. También en cierto que este problema se vuelve una virtud al permitir monitorear el desplazamiento del pistón en todo momento (carrera).

Dimensions (in mm; 1 mm= 0.03937 inches)

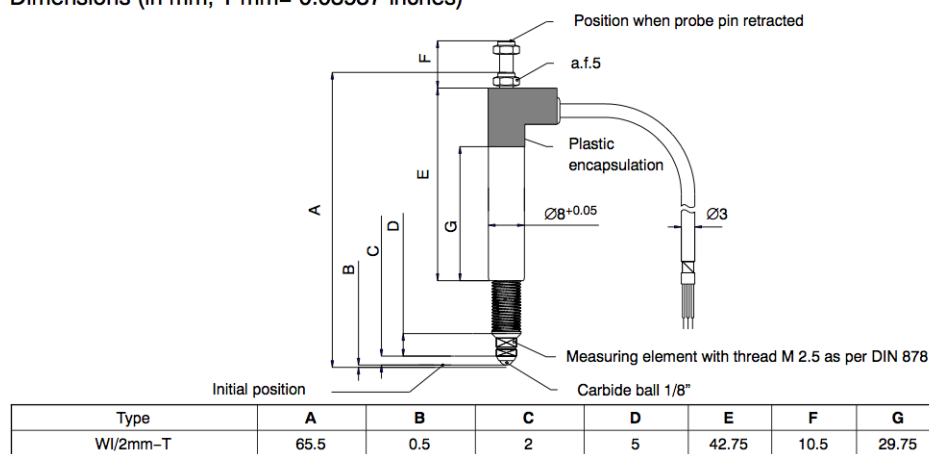


Fig. 47 - Dimensiones del LVDT (HBM, B1119-1.5)

En la Fig. 49 se puede apreciar el montaje del LVDT mediante el taco diseñado para dicha función. De esta forma se garantiza una fácil colocación a tope.

A raíz de la precisión de las mediciones de deformación de la muestra requerida por la norma ASTM D7012, se previó la instalación futura de cuatro galgas extensométricas, dos en dirección axial (o vertical) y dos en sentido circunferencial. En consecuencia, se incluyeron las borneras necesarias para la extracción de las señales eléctricas.

Las galgas extensométricas se deberán montar de manera equiespaciada alrededor del perímetro, cercano al centro de la muestra. Ambas mediciones de deformación deberán poseer una

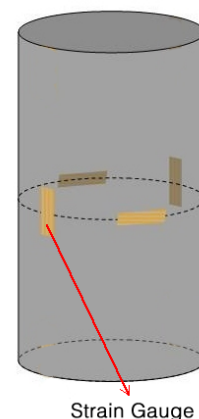


Fig. 48 - Posición Galgas Extensométricas

resolución de al menos 25×10^{-6} y una precisión del 2% en lecturas de al menos 250×10^{-6} . Para lecturas menores a 250×10^{-6} la precisión y la resolución deberán ser menores a 5×10^{-6} .

Para la interpretación de las mediciones de los sensores anteriores se consideraron las siguientes opciones del proveedor HBM: un amplificador de mediciones, modelo MVD2555 o un sistema de adquisición de datos (DAQ) MX840A.

El amplificador es la opción más económica, sin embargo, permite la lectura de una sola medición (posee un solo canal de entrada). Por el otro lado, la DAQ posee 8 canales de entrada pero se puede emplear únicamente mediante software de computadora. Estos canales permitirían el uso de todas las galgas extensométricas y los transductores de presión junto al existente LVDT. Una vez adquirido, el proveedor también suministrará el software (diseñado en conjunto con el cliente) para su uso.

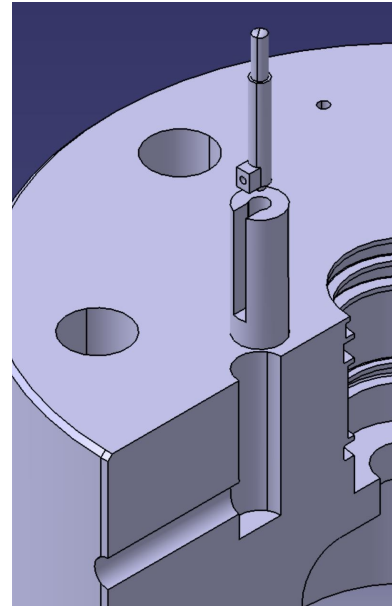


Fig. 49 - Ensamblado LVDT

Procedimiento de Ensayo

En esta sección se describen los pasos a seguir durante el ensayo triaxial de una muestra acorde a la norma ASTM D7012.

1. Los asientos esféricos deberán rotar libremente previo a cada ensayo.
2. Se deberán limpiar los asientos de la muestra y la misma se colocará en el asiento inferior. Se colocará el asiento superior sobre la muestra y se alineará debidamente. Si es apropiado, se colocará la camisa sobre la muestra asegurando buen sello en la base de la misma del fluido de confinamiento. Se colocará la muestra dentro del recipiente y se asegurarán las líneas de conexión de presión de confinamiento.
3. Una pequeña carga axial, $<1\%$ del esfuerzo total de falla anticipado, podrá ser aplicada a la muestra con la finalidad de asentar los asientos de la máquina.
4. El recipiente deberá ser llenado por el fluido de confinamiento de manera uniforme hasta el nivel de diseño en menos de 5 min. La diferencia entre los esfuerzos laterales y axiales no deberá ser mayor que 5% de la presión instantánea en cada instante. De esta manera se garantiza el estado de tensión isotrópico.
5. La carga axial deberá ser aplicada continuamente sin saltos bruscos hasta que la misma se vuelva constante, se reduzca, o una cantidad predeterminada de deformación axial se consiga. La carga deberá ser aplicada de tal manera de producir un incremento de esfuerzos o incremento de deformación lo más constante posible durante todo el ensayo. Cualquiera de los incrementos no podrá desviarse más de un 10% de aquél seleccionado. El incremento deberá ser seleccionado para garantizar la falla de la muestra en un período de tiempo entre 2 y 15 min. La presión de confinamiento deberá ser mantenida aproximadamente constante durante todo el ensayo. Se deberá registrar la máxima carga sustentada por la muestra (en KN con 2 decimales). Lecturas de esfuerzos y tensiones deberán ser registradas en MPa con 1 decimal.
6. Para asegurar que el fluido de confinamiento no haya penetrado la muestra, se deberá inspeccionar la membrana de manera detallada buscando fisuras o punzonados y la muestra deberá ser revisada con una lupa luego de cada ensayo.

Lista de Trabajos Citados en el Texto

ASTM D7012, 2004 - Standard Test Method for Compressive Strength and Elastic Moduli of Intact Rock Core Specimens under Varying States of Stress and Temperatures.

API 6A, 2004 - Specification for Wellhead and Christmas Tree Equipment.

ISO 898, 2009 - Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel -- Part 1: Bolts, screws and studs with specified property classes -- Coarse thread and fine pitch thread.

Bosch Rexroth, RS 11260/08.05. Bomba de pistones radiales con cilindrada constante, tipo PR4.

HBM, B1119-1.5. WI Displacement transducer.

SKF, PUB SE/P1 12393/1, 2013. Hydraulic seals.

Parker, 2013. O-Ring Handbook.

Bibliografía

S. Roller, C. Pohl, and J.H. Behrmann, 2003. Triaxial Shear Strength Investigations of Sediments and Sedimentary Rocks from The Japan Trench, ODP LEG 186.

Hoek, E. and Franklin, J.A. 1968. A simple triaxial cell for field and laboratory testing of rock.

J. Sarout, L. Molez, Y. Gue'guen, N. Hoteit, 2006. Shale dynamic properties and anisotropy under triaxial loading: Experimental and theoretical investigations.

Per Horsrud, 2001. Estimating Mechanical Properties of Shale From Empirical Correlations.

Stephen G. Wright Jorge G. Zornberg Jennifer E. Aguetant, 2007. The Fully Softened Shear Strength of High Plasticity Clays.