



# **UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO**

**CAMPUS IRAPUATO – SALAMANCA  
DIVISIÓN DE INGENIERÍAS**

**DISEÑO DE UN DISPOSITIVO PARA LA OBTENCIÓN  
DE CURVAS DE FLUJO PLÁSTICO PARA LA  
APLICACIÓN EN FORJA**

**TESIS PROFESIONAL**

**QUE PARA OBTENER EL GRADO ACADÉMICO DE:**

**MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

**PRESENTA:**

**ING. SAÚL ANDRÉS HERNÁNDEZ MORENO**

**DIRECTORES:**

**DR. EDUARDO AGUILERA GÓMEZ**

**DR. HÉCTOR PLASCENCIA MORA**

## Agradecimientos

---

---

*A Dios por todas las bendiciones, por ayudarme a encontrar el camino para cumplir mis metas.*

*A mi mamá Luz Mila Moreno Pineda y a mi papá Saúl Hernández Ariza, gracias por su amor y comprensión, por creer en mí a pesar de todas las adversidades, por su apoyo incondicional.*

*A mi mamá por enseñarme los valores de la humildad, respeto y honradez.*

*A mi papá por enseñarme a nunca perder la esperanza de lograr los objetivos, y el valor de la amistad.*

*“Mamá y Papá les quiero decir que su esfuerzo en mí, si ha dado frutos”.*

*A mis hermanas Jenny y Erika, las amo, gracias por que han aportado mucho en mi vida.*

*A mis asesores, el Dr. Héctor Plascencia Mora, el Dr. Eduardo Aguilera Gómez y el Dr. Elías Ledesma Orozco, gracias por su paciencia y apoyo, también por su incansable asesoría y transmitir su conocimiento.*

*A los estudiantes de licenciatura del grupo de trabajo del proyecto, Erick Fonseca, Michel Ortega, Javier Aguayo y Víctor González, gracias por la colaboración en las pruebas realizadas.*

*A mis profesores de Maestría en ingeniería mecánica por contribuir a mi formación en el posgrado.*

*A mis amigos y compañeros del posgrado, también los que compartieron conmigo en México haciendo de mi estadía de las mejores experiencias de mi vida.*

*A mis profesores del pregrado en Ingeniería Electromecánica de la Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia, por despertar mis habilidades y gusto por la ingeniería, que han contribuido al buen desarrollo de mi profesión.*

*A todos mis amigos, gracias, que Dios los bendiga.*

*A la Universidad de Guanajuato y al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), por la oportunidad y el apoyo en el transcurso del programa de posgrado.*

---



---

---

# Índice

## General

---

---

### Capítulo 1

#### Introducción

1.1. Introducción .....	1
-------------------------	---

### Capítulo 2

#### Especificaciones de la prueba de compresión

2.1. Descripción del problema .....	8
2.2. Antecedentes de las pruebas .....	8
2.3. Especificaciones de la prueba .....	10
2.4. Análisis preliminar .....	10
2.5. cálculos preliminares del sistema hidráulico .....	12

### Capítulo 3

#### Construcción de un prototipo para validación de parámetros y diseño del dispositivo

3.1. Propuesta del prototipo de pruebas .....	16
3.2. Adecuaciones en el prototipo .....	19
3.3. Modelo CAD del prototipo .....	20

---



## Capítulo 4

### Pruebas en el prototipo

4.1. Instrumentación del prototipo .....	21
4.2. Pruebas de compresión en el prototipo .....	22
4.2.1. Pruebas de compresión en probetas cilíndricas .....	22
4.2.1.1. Montaje de las probetas cilíndricas .....	23
4.2.1.2. Resultados de la prueba de compresión .....	24
4.2.1.2.1. Resultados con velocidad constante .....	24
4.2.1.2.2. Resultados con velocidad variable .....	25
4.2.2. Pruebas de compresión en probetas de anillo .....	27
4.2.2.1. Diseño del tope mecánico para prueba de 2 mm de deformación .....	28
4.2.2.2. Montaje de la prueba de compresión .....	30
4.2.2.3. Resultados de la prueba de compresión .....	31

## Capítulo 5

### Etapas de la prueba de compresión

5.1. Variables de diseño .....	32
5.2. Etapas de la prueba de compresión .....	32
5.2.1. Equilibrio y cálculo de la presión de balance .....	33
5.2.2. Posición inicial de la prueba de compresión .....	34
5.2.3. Etapa 1: Inicio de prueba, acelerar el cilindro para alcanzar la velocidad máxima .....	35
5.2.3.1. Diseño de la distancia de aceleración .....	35
5.2.4. Etapa 2: Desacelerar el cilindro hasta la velocidad mínima mediante la disminución del caudal .....	38
5.2.5. Etapa 3: Finalización de la prueba .....	41
5.3. Curvas de velocidad y caudal completas para la prueba de compresión .....	42



## Capítulo 6

### Ingeniería de detalle y selección de componentes del sistema hidráulico

6.1. Estudio y selección de componentes hidráulicos .....	43
6.1.1. Cilindro hidráulico .....	43
6.1.1.1. Calculo de pandeo del vástago .....	45
6.1.2. Calculo y selección del acumulador .....	46
6.1.3. Selección de la fuente de potencia hidráulica .....	50
6.1.3.1. Volumen del tanque .....	51
6.1.4. Selección de la servoválvula .....	51
6.1.5. Calculo de la tubería .....	53
6.1.6. Calculo de pérdida de carga .....	54
6.1.7. Golpe de ariete .....	56
6.1.7.1. Sobrepresión en un golpe de ariete .....	56

## Capítulo 7

### Diseño estructural

7.1. simulación estructural del prototipo .....	58
7.1.1. Descripción del funcionamiento del prototipo .....	58
7.1.2. Proceso y tipo de elemento .....	59
7.1.3. Condiciones de frontera .....	60
7.1.4. Resultados de la simulación .....	61
7.2. Búsqueda de patentes .....	62
7.3. Requisitos y limitaciones de diseño .....	65
7.4. Descripción del diseño estructural del dispositivo .....	66
7.4.1. Dibujo CAD del cilindro hidráulico .....	68
7.4.2. Diseño de la base superior.....	68
7.4.2.1. Simulación por FEA de la base superior .....	70
7.4.2.1.1. Tipo de elemento y condiciones de frontera .....	70
7.4.2.1.2. Resultados de la simulación .....	71
7.4.2.2. Análisis de fatiga de la base superior .....	72



7.4.3. Diseño de la base inferior.....	74
7.4.3.1. Simulación por FEA de la base inferior .....	75
7.4.3.1.1. Tipo de elemento y condiciones de frontera .....	75
7.4.3.1.2. Resultados de la simulación .....	76
7.4.3.2. Análisis de fatiga de la base inferior .....	78
7.4.4. Diseño del tope mecánico inferior .....	78
7.4.4.1. Simulación por FEA del tope inferior .....	79
7.4.5. Diseño de las columnas y selección de las tuercas.....	80
7.4.6. Diseño del tope mecánico superior y guía del vástago .....	81
7.4.7. Ensamble para probetas cilíndricas y anillos .....	83

## Capítulo 8

### Objetivos alcanzados, conclusiones y recomendaciones

8.1. Objetivos alcanzados .....	84
8.2. Conclusiones .....	85
8.3. Recomendaciones .....	85

## Referencias

Referencias .....	I
-------------------	---

## Apéndice

### CD con anexos

A.1. CD .....	IV
---------------	----





# Índice de Figuras

Figura 1. Perfiles de velocidades para cada tasa de deformación en relación de la altura de las probetas [1].	8
Figura 2. Perfiles de velocidad del herramental superior respecto al tiempo en escala logarítmica [1].	9
Figura 3. Prensa YL_100 instrumentada para pruebas de compresión [18].	9
Figura 4. Diseño del circuito hidráulico.	11
Figura 5. Perfil de velocidad para de prueba $\dot{\epsilon} = 30 \text{ S}^{-1}$ .	13
Figura 6. Caudal vs tiempo para $\dot{\epsilon} = 30 \text{ S}^{-1}$ .	14
Figura 7. Perfil de velocidad para de prueba $\dot{\epsilon} = 30 \text{ S}^{-1}$ .	15
Figura 8. Caudal vs tiempo para $\dot{\epsilon} = 0.1 \text{ S}^{-1}$ .	15
Figura 9. Fuente de potencia hidráulica.	17
Figura 10. Válvula.	17
Figura 11. Base estructural del prototipo, actuador y acumulador.	18
Figura 12. Montaje del prototipo de pruebas en el laboratorio de DICIS.	18
Figura 13. Adecuación de placa para medición de desplazamiento.	19
Figura 14. Modelo 3D del prototipo.	20
Figura 15. Instrumentación del prototipo.	21
Figura 16. Montaje de la celda de carga y el sensor de desplazamiento [18].	22
Figura 17. Montaje para controlar altura de la probeta cilíndrica en la primera prueba.	23
Figura 18. Calentamiento de las probetas cilíndricas hasta $1000^{\circ}\text{C}$ .	24
Figura 19. Probetas antes y después de la prueba de compresión.	24
Figura 20. Curva fuerza vs desplazamiento.	25
Figura 21. Curva fuerza vs desplazamiento.	25
Figura 22. Perfil de velocidad para de prueba $\dot{\epsilon} = 4.5 \text{ S}^{-1}$ .	26
Figura 23. Caudal vs tiempo para $\dot{\epsilon} = 4.5 \text{ S}^{-1}$ .	26
Figura 24. Campos de velocidades para pruebas de compresión de probetas cilíndricas.	27
Figura 25. Diseño del tope mecánico.	28
Figura 26. Esfuerzo de von Mises.	29
Figura 27. Plano de fabricación del tope mecánico.	30
Figura 28. Montaje de la probeta de anillo.	30



Figura 29. Curva fuerza vs desplazamiento. ....	31
Figura 30. Etapas de la prueba de compresión. ....	33
Figura 31. Presión de balance para posición inicial. ....	33
Figura 32. Posición inicial. ....	34
Figura 33. Aceleración vs distancia de la etapa 1 para la velocidad máxima. ....	36
Figura 34. Aceleración vs tiempo de la etapa 1 para la velocidad máxima . ....	37
Figura 35. Curva de caudal para la etapa 1, velocidad máxima. ....	37
Figura 36. Desaceleración, inicio de la etapa 2. ....	38
Figura 37. Caudal vs tiempo. ....	40
Figura 38. Fin de la prueba. ....	41
Figura 39. Caudal vs tiempo necesario para la prueba de $\dot{\epsilon} = 30 \text{ S}^{-1}$ . ....	42
Figura 40. Caudal vs distancia necesario para la prueba de $\dot{\epsilon} = 30 \text{ S}^{-1}$ . ....	42
Figura 41. Catalogo parker serie 2 H, style j [20]. ....	44
Figura 42. Catalogo parker style 4 [20]. ....	44
Figura 43. Esquema de pandeo [26]. ....	45
Figura 44. Analogía de viga empotrada libre con una viga biapoyada [26]. ....	45
Figura 45. Etapa de trabajo de un acumulador [23]. ....	47
Figura 46. Catálogo de acumulador greer de parker [49]. ....	49
Figura 47. Máxima capacidad de flujo del acumulador [49]. ....	49
Figura 48. Montaje acumulador – servoválvula [48]. ....	50
Figura 49. Catalogo hidrúlica industrial parker [50]. ....	51
Figura 50. Esquema general de una servoválvula [26]. ....	52
Figura 51. Servoválvula series D792 [27]. ....	52
Figura 52. Características de la servoválvula MOOG D792 [27]. ....	53
Figura 53. Tubería de cedula de acero inoxidable sin costura [28]. ....	54
Figura 54. Modelo CAD del prototipo de pruebas. ....	58
Figura 55. Elemento solid 185, ansys [30]. ....	59
Figura 56. Base estructural c del prototipo en ansys apdl. ....	60
Figura 57. Condiciones de frontera para la simulación de la base c. ....	60
Figura 58. Esfuerzo de von mises en la base c. ....	61
Figura 59. Isosuperficies de von mises de la base c. ....	61
Figura 60. Patente [ep1382706] forjado isotérmico de superaleaciones a base de níquel. ....	62
Figura 61. Patente usa [us08131271] prensa de troqueles. ....	63
Figura 62. Patente usa [us07672690] sistemas de pruebas de compresión. ....	64
Figura 63. Patente usa [us3457779a] prensa para producir deformación plástica. ....	64
Figura 64. Montaje del dispositivo de pruebas de compresión. ....	66
Figura 65. Despiece del dispositivo de pruebas. ....	67
Figura 66. Dibujo CAD del cilindro hidrúlico parker. ....	68
Figura 67. Ensamble interno de la base superior. ....	68
Figura 68. Base superior completa. ....	69



Figura 69. Elemento solid 187, ANSYS [30].....	70
Figura 70. Esfuerzos de von Mises para la base superior. ....	71
Figura 71. Esfuerzos de von Mises para la base superior, detalle en la unión.....	72
Figura 72. Criterios de falla a fatiga [21]. ....	73
Figura 73. Ensamble interno de la base inferior.....	74
Figura 74. Base inferior completa. ....	75
Figura 75. Esfuerzos de von Mises para la base inferior. ....	76
Figura 76. Vista inferior, esfuerzo de von Mises de la base inferior. ....	77
Figura 77. Esfuerzos de von Mises para la base inferior, detalle en la unión.....	77
Figura 78. Montaje del tope mecánico inferior. ....	79
Figura 79. Esfuerzos de von Mises, para el tope inferior.....	80
Figura 80. Montaje de las columnas.....	81
Figura 81. Ensamble del tope y guía superiores.....	82
Figura 82. Ensamble para pruebas de compresión de probetas cilíndricas y de anillo. ....	83

---

---

---

# Índice de Tablas

---

---

Tabla 1. Variables de inicio.....	10
Tabla 2. Componentes del sistema hidráulico.....	11
Tabla 3. Resultados del esfuerzo de compresión. ....	28
Tabla 4. Factor de seguridad del tope mecánico. ....	29
Tabla 5. Dimensiones de la probeta de anillo después de la prueba. ....	31
Tabla 6. Especificaciones de la fuente de potencia hidráulica. ....	50
Tabla 7. Lista de subensambles del diseño estructural del dispositivo, ver figura 65. ....	68
Tabla 8. Lista de componentes de ensamble de la base superior, ver figura 67. ....	69
Tabla 9. Elementos que completan la base superior, ver figura 68.....	69
Tabla 10. Lista de componentes de ensamble de la base inferior, ver figura 73.....	74
Tabla 11. Elementos que completan la base inferior, ver figura 75.....	75
Tabla 12. Lista del montaje del tope inferior, ver figura 78.....	79
Tabla 13. Lista en el montaje de las columnas y las tuercas, ver figura 80. ....	81
Tabla 14. Lista detallada del ensamble del tope y guía superiores, ver figura 81.....	82

---



## Simbología

$a$	Aceleración
$A_{Anul}$	Área anular del vástago el cilindro hidráulico
$A_c$	Área de compresión
$A_{circ}$	Área de la sección circular del cilindro hidráulico
$A_{c2}$	Área de compresión dos
$A_i$	Área final de la sección transversal de la probeta cilíndrica
$A_o$	Área de flujo del fluido
$A_p$	Área preliminar del vástago del cilindro hidráulico
$c$	Velocidad de onda de presión
$C_b$	Cilindrada de la bomba
$C_c$	Coefficiente de contracción
$C_F$	Celeridad de la onda en el fluido.
$d_i$	Diámetro final de la sección transversal de la probeta cilíndrica
$D$	Diámetro de la tubería.
$D_{circ}$	Diámetro de la sección circular del cilindro hidráulico
$D_p$	Diámetro preliminar del vástago del cilindro hidráulico
$\Delta\varepsilon$	Deformación verdadera
$\Delta h$	Cambio de altura
$\Delta H$	Presión en altura del fluido
$\Delta P$	Perdida de presión
$\Delta P_a$	Aumento de presión de ariete
$\Delta P_T$	Perdida de presión total
$\Delta t$	Cambio del tiempo
$\Delta v$	Cambio de velocidad
$\Delta V$	Volumen de entrega
$e_o$	Deformación unitaria finita
$e_1$	Relación de precarga
$E$	Módulo de elasticidad del acero
$E_F$	Módulo de elasticidad del fluido
$E_T$	Módulo de elasticidad de la tubería
$\dot{\varepsilon}$	Tasa de deformación o velocidad de deformación



---

$\varepsilon_i$	Deformación verdadera en un instante inicial
$\varepsilon_{i+1}$	Deformación verdadera después de un instante inicial
$f_r$	Factor de fricción
$F$	Fuerza
$F_B$	Fuerza de balance
$F_C$	Fuerza de compresión
$F_{c2}$	Fuerza de compresión dos
$F_i$	Fuerza inicial
$F_{MT}$	Fuerza máxima de trabajo
$F_p$	Fuerza preliminar del vástago del cilindro hidráulico
$F_V$	Fuerza del vástago
$g$	Gravedad
$h$	Altura de la probeta cilíndrica
$h_{c1}$	Perdidas en el cambio de sección en el tramo 1
$h_{c2}$	Perdidas en el cambio de sección en el tramo 2
$h_{codo\ 1}$	Perdidas en los codos en el tramo 1
$h_{codo\ 2}$	Perdidas en los codos en el tramo 2
$h_{f1}$	Perdidas por fricción en el tramo 1
$h_{f2}$	Perdidas por fricción en el tramo 2
$h_i$	Altura de la probeta cilíndrica después de un instante de tiempo
$h_0$	Altura inicial de la probeta cilíndrica
$h_f$	Altura final de la probeta cilíndrica
$h_T$	Pérdida total
$h_1$	Altura inicial para prueba de $30\ s^{-1}$
$h_2$	Altura final para prueba de $30\ s^{-1}$
$H_1$	Altura del tramo 1
$H_2$	Altura del tramo 2
$k_a$	Factor de superficie
$k_b$	Factor de tamaño
$k_c$	Factor de corrección de carga
$K$	Coefficiente de pérdida
$K_F$	Compresibilidad del fluido
$m$	Masa
$m_i$	Constante de la ecuación de esfuerzo real corregido, $i = 1, 2, 3$ .
$n$	Factor de seguridad
$N_b$	Revoluciones de la bomba
$l$	Longitud de posición del vástago
$l_o$	Longitud de recorrido del fluido
$L$	Longitud
$P_B$	Presión de balance

---



---

$P_p$	Presión preliminar del vástago del cilindro hidráulico
$P_{T1}$	Presión en el tramo 1
$P_{T2}$	Presión en el tramo 2
$P_1$	Presión de precarga
$P_2$	Presión de operación
$P_3$	Presión máxima
$Q$	Caudal
$Q_b$	Caudal de la bomba hidráulica
$r_i$	Radio final de la probeta cilíndrica
$r_0$	Radio inicial de la probeta cilíndrica
$Re$	Numero de Reynolds.
$s$	Segundos
$S$	Microestructura
$S_e$	Resistencia a la fatiga corregida
$S_{ut}$	Resistencia ultima
$S_y$	Resistencia a la fluencia
$S'_e$	Resistencia a la fatiga
$\sigma_c$	Esfuerzo de compresión
$\sigma_{c2}$	Esfuerzo de compresión dos
$\sigma_k$	Esfuerzo real corregido
$\sigma_0$	Esfuerzo real
$\sigma_y$	Esfuerzo de fluencia
$\sigma_{1i}$	Esfuerzo corregido por fricción
$t$	Tiempo
$t_c$	Tiempo de cierre instantáneo
$t_{i+1}$	Tiempo después de un instante inicial
$t_i$	Tiempo en un instante
$T$	Temperatura inicial
$T_i$	Temperatura en un instante
$\mu$	Coefficiente de fricción
$v$	Velocidad lineal
$v_f$	Velocidad final
$v_0$	Velocidad inicial
$v_s$	Velocidad característica del fluido.
$v_{Tramo 1}$	Velocidad del fluido en el tramo 1
$v_{Tramo 2}$	Velocidad el fluido en el tramo 2
$v_1$	Velocidad inicial para prueba de $30 s^{-1}$
$v_2$	Velocidad final para prueba de $30 s^{-1}$
$V$	Volumen
$V_A$	Volumen del aceite

---



$V_i$	Volumen final de la probeta cilíndrica
$V_0$	Volumen inicial de la probeta cilíndrica
$V_{tanq}$	Volumen del tanque
$V_1$	Tamaño del acumulador
$V_2$	Volumen de la presión de trabajo
$V_3$	Volumen de la presión máxima
$\vartheta$	Viscosidad cinemática
$W_A$	Peso del aceite hidráulico
$W_C$	Peso del conjunto del cilindro
$x$	Distancia inicial de prueba de compresión
$x_f$	Distancia final
$x_o$	Distancia inicial
$\rho_A$	Densidad del aceite
$\delta$	Distancia de deformación
$\delta_1$	Número de veces el volumen de la entrega para el volumen del acumulador
$\delta_T$	Espesor de la tubería
$\gamma$	Coefficiente adiabático para el nitrógeno en condiciones normales
$\gamma_o$	Peso específico
$\nu$	Módulo de poisson

---

---

---

# Capítulo 1

## Introducción

---

---

### 1.1. Introducción

En este trabajo de investigación se muestra el diseño y selección de componentes de un dispositivo hidráulico, para la obtención de curvas de flujo plástico en materiales a altas temperaturas, siguiendo perfiles de velocidad presentados en el reporte: “Determinación de los parámetros de prueba para puesta a punto y validación de plastómetro”, desarrollado en el proyecto, **Forja Moderna de Cigüeñales con Aceros Especiales para Motores de Alto Rendimiento. Etapa II**, de esta forma se obtiene la caracterización termo-mecánica de materiales en las pruebas de compresión a altas temperaturas, con el objetivo de controlar perfiles de velocidad específicos en el dispositivo hidráulico, con lo cual se podrán obtener curvas de deformación constantes en probetas durante toda la prueba.

- **Objetivo general**

Diseñar de un dispositivo para obtención de curvas de flujo plástico para aplicación en forja, en donde sea posible realizar pruebas de compresión en probetas a altas temperaturas, así como contar con perfiles de velocidad controlados de tal forma que sea posible obtener curvas esfuerzo-deformación verdadera a tasas de deformación constante.

- **Justificación**

Durante el desarrollo del proyecto PEI: “**Forja moderna de cigüeñales con aceros especiales para motores de alto rendimiento. Etapas I y II**”. Fue necesario realizar la caracterización de flujo plástico de probetas de aceros especiales en laboratorios extranjeros, ya que en el país no existe alguna institución pública o privada con la capacidad de realizarlas. Por otra parte en la región cada vez más empresas del sector manufacturero enfocadas a procesos de conformado de aceros se establecen y tienen necesidad de contar con los equipos y recursos humanos altamente capacitados en la temática de deformación plástica, así como de laboratorios de pruebas capaces de dar soporte.

Este trabajo pertenece a la línea de investigación de diseño mecánico y manufactura, es la continuación de trabajos realizados por el cuerpo académico de diseño y manufactura de la división de ingenierías del campus Irapuato – Salamanca de la Universidad de Guanajuato.

- **Planteamiento**

Tomando como insumo lo establecido en el reporte: “Determinación de los parámetros de prueba para puesta a punto y validación de plastómetro”, desarrollado en el proyecto, Forja Moderna de Cigüeñales con Aceros Especiales para Motores de Alto Rendimiento. Etapa II, donde se plantea el problema de realizar la instrumentación de la prensa YL\_100 ubicada en el laboratorio de manufactura de la Universidad de Guanajuato (DICIS), con la finalidad de lograr adquirir las variables físicas que permitan la construcción de las curvas de flujo de materiales sometidos a pruebas de compresión a altas temperaturas y tasas de deformación uniformes.

En el reporte previo mencionado se identificó también la necesidad de estudiar y analizar los cambios en el sistema de accionamiento hidráulico que harán posibles la obtención del campo de velocidades requeridos para que las probetas cilíndricas y de anillos experimenten una tasa de deformación constante.

El diseño del dispositivo se plantea como una solución a un problema que surgió en el transcurso del trabajo de investigación “Forja moderna de cigüeñales con aceros especiales para motores de alto rendimiento. Etapas I y II”, la necesidad detectada fue lograr adquirir las variables físicas que permitieran la construcción de las curvas de flujo plástico de materiales sometidos a pruebas de compresión a altas temperaturas.

- **Hipótesis**

Es posible diseñar y construir un dispositivo con la capacidad de realizar pruebas de compresión a velocidad de deformación constante, ajustable para cada prueba, sometiendo las probetas de aceros a altas temperaturas con la finalidad de obtener de las variables medidas durante la prueba las curvas de flujo plástico.

- **Objetivos particulares**

1. Construcción de un prototipo del dispositivo para validación del diseño y funcionamiento de componentes.
2. Realización de pruebas de compresión a probetas cilíndricas y de anillo en el prototipo del dispositivo, a diferentes temperaturas hasta 1300°C.
3. Ingeniería de detalle de un plastómetro.

- **Metodología de desarrollo**

Con el fin de desarrollar una metodología para llevar a cabo este trabajo de investigación, se siguieron los siguientes pasos:

1. Búsqueda de antecedentes y monitoreo tecnológico de dispositivos existentes utilizados para caracterización de materiales a altas temperaturas.
2. Especificaciones de la prueba de compresión y variables de diseño para realización de cálculos preliminares.
3. Obtención de curvas de caudal necesario para pruebas de compresión, donde se obtenga velocidad de deformación constante de  $0.1s^{-1} \leq \dot{\epsilon} \leq 30s^{-1}$  en las probetas.
4. Construcción de un prototipo del dispositivo para validación del diseño y funcionamiento de componentes.
5. Realización de pruebas de compresión a probetas cilíndricas y de anillo en el prototipo del dispositivo, a diferentes temperaturas hasta  $1300^{\circ}C$ .
6. Diseño de las etapas de la prueba de compresión y curvas de caudal necesario para cada velocidad de deformación constante de  $0.1s^{-1} \leq \dot{\epsilon} \leq 30s^{-1}$  en las probetas cilíndricas y de anillo.
7. Ingeniería de detalle del sistema hidráulico, incluyendo selección de componentes comerciales.
8. Realizar el modelo CAD, simulación por elemento finito del prototipo del dispositivo.
9. Ingeniería de detalle del diseño estructural del dispositivo.
10. Planos de fabricación y ensamble de componentes estructurales.
11. Apoyar en la escritura y solicitud de una patente del dispositivo.

- **Las principales aportaciones del presente trabajo son:**

- Diseño mecánico de un dispositivo para realizar pruebas de compresión en materiales calentados a altas temperaturas.
- Obtención de curvas de caudal necesario en el dispositivo para garantizar perfiles de velocidad a tasas de deformación constante en materiales a altas temperaturas.
- El ensamble de un prototipo funcional ubicado en el laboratorio de manufactura de la Universidad de Guanajuato DICIS.
- Desarrollo de la tecnología para puesta en servicio en la industria local.
- Solicitud de protección de propiedad industrial, a fin de proteger todo este desarrollo ante el Instituto mexicano de la Propiedad Industrial (IMPI).

- **Antecedentes**

En la etapa I del proyecto de Forja moderna de cigüeñales con aceros especiales para motores de alto rendimiento, se realizó por parte del grupo de trabajo una búsqueda de antecedentes y monitoreo tecnológico, en este trabajo de investigación se complementó con la búsqueda de instituciones que realizan este tipo de tecnología, ampliando los conocimientos y permitiendo una visión más clara para el diseño del dispositivo.

Los dispositivos que se han utilizado en la obtención de curvas de flujo plástico y coeficientes de fricción para aplicación en forja han sido máquinas de ensayos mecánicos, también llamados plastómetros. Es una máquina que hace pruebas de compresión en materiales no frágiles, donde se caracterizan distintos tipos de materiales sometidos a altas temperaturas, de esta manera. Los primeros plastómetros funcionaban a velocidades de deformación relativamente bajas, pero con el tiempo se han mejorado y en la actualidad pueden operar en un amplio rango de velocidades de deformación.

En el *ERC for Net Shape Manufacturing*, en conjunto con *the Ohio State University*, se trabajó de manera considerable a partir del año 1986 [3] para hacer una metodología propia para la obtención de las curvas de flujo en materiales a través de pruebas de compresión de cilindros, de las cuales la documentación es mínima, esto por ser secreto industrial.

Para la obtención de curvas de flujo se trabaja con varias pruebas, la primera es la prueba de compresión de anillos, esta con la finalidad de obtener el coeficiente de fricción del material [4] y posteriormente se trabaja con la compresión de cilindros, de la cual se obtiene la curva de flujo necesaria para la deformación del material.

De acuerdo con lo documentado por INSTRON, en la década de los 60's se realizó el primer sistema para hacer pruebas a temperatura de 1000 °C, por parte de INSTRON, [5]. En México no se tiene registro de algún dispositivo para la realización de pruebas a altas temperaturas, por lo que el sistema es novedoso a nivel nacional.

Los investigadores J. R. Douglas, investigador en metalurgia, y T. Altan, líder investigador del proyecto, elaboraron una metodología propia para la determinación de flujo de material y para el coeficiente de fricción, en 1975 [8].

Durante la visita técnica a la Universidad de Freiberg en Alemania, por parte de profesores y estudiantes de posgrado del cuerpo académico de diseño y manufactura de la Universidad de Guanajuato DICIS, se obtuvo información de los rangos de velocidades típicos para obtener curvas de flujo con aplicación al forjado y las temperaturas que indican que se trata de un proceso de conformado en caliente, lo cual fue de valor con los requerimientos del proyecto. Más aún, las tasas de deformación consideradas están dentro del rango que los equipos de esta universidad pueden realizar [1].

Durante mi estancia de investigación en *Center for precisión forming* en *the Ohio State University*, centro de investigación en Columbus Ohio, estados unidos, dirigido por el Dr. Taylan Altan, uno de los investigadores más importantes de la historia del área de forja moderna. Pude observar que hoy en día es poco el trabajo que ellos realizan en forja ya que la demanda tecnológica de las industrias locales está más enfocada en el formado de hoja metálica en frío, formado de precisión, estampado y desarrollo de software, lo que indica que este tipo de tecnología desarrollada en México es de gran impacto a nivel nacional e internacional y con alta aplicación a nivel industrial, ya que tiene una

amplia zona industrial en el área de manufactura en la línea de la forja moderna. De esta forma México está incursionando en el diseño y caracterización de aceros con aplicaciones en la forja moderna a nivel mundial.

- **Monitoreo tecnológico**

Actualmente en México, se han realizado muy pocas pruebas de obtención de curvas de flujo de deformación por compresión a altas temperaturas, encontrándose únicamente el siguiente artículo citado: “Estudio del estado de deformación en aluminio con ensayos de compresión en caliente por el método de elemento finito”, Donde la temperatura para poder obtener las curvas flujo plástico está por debajo de la temperatura de recristalización a 600 °C, lo que indica que este es un trabajo de innovación para el sector automotriz con aplicaciones de forja donde la mayoría de las piezas son de acero con temperaturas de recristalización a 1000°C [7].

Pocas universidades en otros países poseen lo mínimo requerido para la obtención de curvas de flujo plástico por compresión a altas temperaturas:

Sheffield University cuenta con una máquina para pruebas de compresión termo-mecánica Gleeble® 3800, la cual puede alcanzar temperaturas de hasta 2000°C, siendo esta algo necesario para nuestros análisis. Tienen un sistema para la adquisición de datos de línea, lo que indica que el equipo viene fabricado por una empresa. El sistema Gleeble tiene la capacidad térmica de calentamiento de especímenes a una razón de 10,000°C/s. La capacidad mecánica del sistema es de 20 Ton de fuerza estática en compresión y de 10 Ton en tensión. Su velocidad de desplazamiento es a una razón de 2,000mm/s.

Deakin University Australia cuenta con la misma máquina que la universidad de Sheffield y Atılım Üniversitesi cuenta con dos equipos para pruebas de compresión, uno es igual que la Universidad de Sheffield y el otro es un sistema Uniaxial para pruebas de tensión-compresión de marca ZWICK. Posee la capacidad de 30 Ton, con una velocidad de prueba que va de 0.001 – 250 mm/min. Las pruebas pueden hacerse en un rango de temperatura que va desde los 200°C hasta los 1200°C [10].

Además, existen Universidades como Ohio State University (OSU) y North Carolina State University (NCSU), las cuales cuentan con Investigadores destacados en el área de forja, donde hacen pruebas para la obtención de las curvas de flujo de deformación a altas temperaturas [11], la Universidad de OSU cuenta con una prensa Obi Niagara A3, con una capacidad de 32 Toneladas.

La Universidad de NCSU cuenta con una prensa de 150 TON, con la cual hacen las pruebas de compresión. No existe información acerca del sistema de adquisición de datos [12]. Las maquinas utilizadas para la compresión de anillos han sido máquinas universales de ensayos mecánicos, ya que la probeta en forma de anillo se deforma en la dirección axial se obtiene un cambio de

geometría, y para medir la fricción con esta técnica, no se necesitan los valores de esfuerzo de cedencia, ni la fuerza, solo la geometría final [13].

### • **Parámetros de prueba para caracterización**

El esfuerzo de cedencia de un material bajo condiciones uniaxiales, como una función de deformación, tasa de deformación, y temperatura, puede ser llamado esfuerzo de flujo  $\bar{\sigma}$  que es sumamente importante, esto debido a que en el proceso de formado de metal, las cargas de formado y los esfuerzos dependen de tres puntos importantes: geometría de la pieza, fricción y del esfuerzo de flujo del material deformado. El esfuerzo de flujo de un metal está influenciado por:

- Factores externos del proceso de deformación, como son la composición química, estructura metalúrgica, fases, tamaño de grano, segregación e historial de deformación.
- Factores explícitamente relacionados con el proceso de deformación, como son la temperatura, el grado de deformación y la tasa de deformación.

La caracterización de los aceros a alta temperatura se realiza mediante las curvas de flujo, la cual se expresa como una función de temperatura  $T$ , deformación  $\bar{\epsilon}$ , tasa de deformación  $\dot{\bar{\epsilon}}$ , y microestructura  $S$ , como se muestra en la ecuación 1 [14]:

$$\bar{\sigma} = f(T, \bar{\epsilon}, \dot{\bar{\epsilon}}, S)$$

Los parámetros que se utilizan son diferentes dependiendo de la temperatura de trabajo, por ejemplo en el trabajo en caliente de metales, por arriba de la temperatura de recristalización, la influencia de la deformación en las curvas de flujo es insignificante, y la influencia de la tasa de deformación se vuelve muy importante, en cambio en el trabajo a temperatura ambiente, o trabajo en frío, el efecto de la tasa de deformación en el esfuerzo de flujo es despreciable, a comparación del efecto de la deformación en el esfuerzo de flujo.

### • **Procesamiento de los datos**

Partiendo de la determinación analítica de los campos de velocidades desarrollada en el reporte: “Determinación de los parámetros de prueba para puesta a punto y validación de plastómetro” y “reporte final”, desarrollado en el proyecto, Forja Moderna de Cigüeñales con Aceros Especiales para Motores de Alto Rendimiento. Etapa II, que se basó en el curso “determination and evaluation of flow curves” de la T.U. Bergakademie Freiberg [16], y de la condición de que el volumen de la probeta es constante durante la prueba, es decir:

$$V_0 = V_i$$

En adelante, el subíndice  $i$  denotará en valor en cualquier instante de tiempo, de la variable indicada, y el subíndice  $0$  indicará el valor inicial.

$$h_0 r_0 \pi = h_i r_i \pi \quad (1)$$

Obteniendo el área a cualquier instante de la prueba se tiene que:

$$A_i = r_i^2 \pi = \frac{h_0}{h_i} r_0^2 \pi \quad (2)$$

Se puede calcular el esfuerzo “real” usando la ecuación (2) así:

$$\sigma_0 = \frac{F_i}{A_i} \quad (3)$$

Sin embargo, la experiencia mostrada por la T.U. Freiberg en el curso antes mencionado, muestra que se hace necesario realizar ciertas correcciones puesto que la prueba tiene unos parámetros que la ecuación (3) no representa y que son importantes para prueba. Estos parámetros son [17]: la temperatura, la deformación, la tasa de deformación y la fricción. El primer paso entonces será corregir por fricción.

$$\sigma_{1i} = \frac{\sigma_0}{1 + \frac{\mu d_i}{3 h_i}} \quad (4)$$

La ecuación (4) se denomina ecuación de Siedel y es aplicable para coeficientes de fricción siempre que  $\mu \leq 0.45$ . El diámetro instantáneo puede ser obtenido reescribiendo la ecuación (2) así:

$$d_i = 2 \sqrt{\frac{A_i}{\pi}} \quad (5)$$

Para este caso, se toma como  $\mu = 0.3$  de acuerdo con lo reportado por [15]. Por otro lado, la definición de tasa de deformación nos conduce a la ecuación (6):

$$\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt} = \frac{\Delta\epsilon}{\Delta t} \quad (6)$$

De donde se puede obtener la tasa de deformación para cada instante mediante la ecuación (7):

$$\dot{\epsilon} = \frac{\epsilon_{i+1} - \epsilon_i}{t_{i+1} - t_i} \quad (7)$$

Finalmente, se introduce una corrección por temperatura y tasa de deformación, lo que arroja la siguiente ecuación:

$$\sigma_k = \left\{ e^{[m_1(T-T_i)]} * \left( \frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_i} \right)^{m_3} * \epsilon^{m_2} \right\} * \sigma_{1i} \quad (8)$$

De acuerdo con [16], los valores constantes  $m$  de la ecuación (8) son:

$$m_1 = -0.004 ; m_2 = 0.35 ; m_3 = 0.1512$$

De esta manera se puede entonces obtener el valor de esfuerzo real corregido, por los diversos factores que influyen en su valor.

## Capítulo 2

### Especificaciones de la prueba de compresión

#### 2.1. Descripción del problema

Partiendo de lo establecido en el reporte: “Determinación de los parámetros de prueba para puesta a punto y validación de plastómetro”, desarrollado en la Etapa I del proyecto, Forja Moderna de Cigüeñales con Aceros Especiales para Motores de Alto Rendimiento, se requería la instrumentación de la prensa YL\_100 ubicada en el laboratorio de manufactura de la Universidad de Guanajuato DICIS, con la finalidad de lograr adquirir las variables físicas que permitan la construcción de las curvas de flujo de materiales sometidos a pruebas de compresión a altas temperaturas y tasas de deformación uniformes.

#### 2.2. Antecedentes de las pruebas

De la Etapa I del proyecto, Forja Moderna de Cigüeñales con Aceros Especiales para Motores de Alto Rendimiento, fue posible establecer los parámetros de pruebas de compresión para obtener los perfiles de velocidad y tiempo de cada tasa de deformación en relación de la altura de las probetas cilíndricas, ver Figura 1.

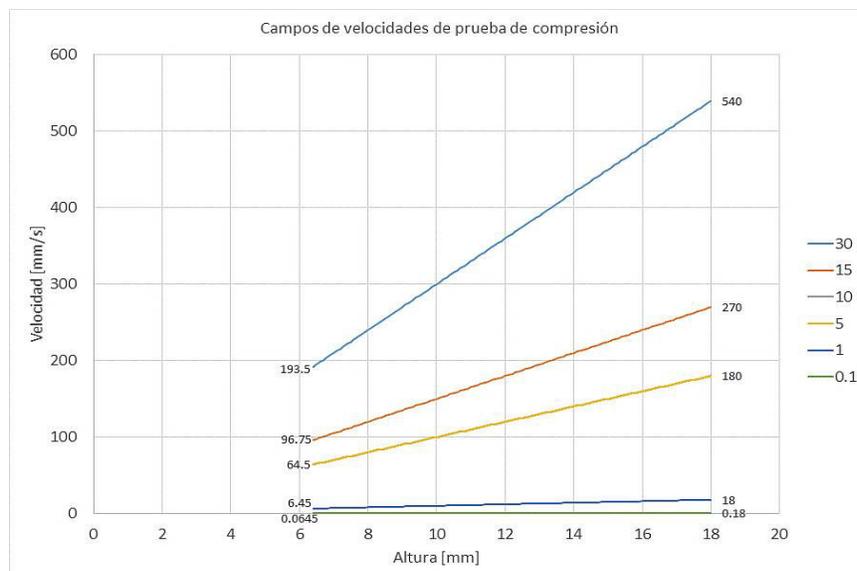


Figura 1. Perfiles de velocidades para cada tasa de deformación en relación de la altura de las probetas [1].

Para cada perfil de velocidad de la Figura 2, se tiene un tiempo de duración dependiendo de cada tasa de deformación, a partir de que inicia la compresión cuando el herramental superior toca las probetas. (La Figura 2, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

**Figura 2. Perfiles de velocidad del herramental superior respecto al tiempo en escala logarítmica [1].**

El sistema para realización de pruebas de compresión a altas temperaturas, en la Etapa II del proyecto, Forja Moderna de Cigüeñales con Aceros Especiales para Motores de Alto Rendimiento, se muestra en la Figura 3, el cual consta de un gabinete de adquisición de datos (derecha) unidad de potencia y control de la prensa YL-100 (centro), la prensa con sus herramientas (izquierda), el horno, ubicado en la parte posterior y el pirómetro [18].



**Figura 3. Prensa YL\_100 instrumentada para pruebas de compresión [18].**

En esta etapa del proyecto mencionado se identificó también la necesidad de estudiar y analizar los cambios en el sistema de accionamiento hidráulico que harán posibles la obtención del campo de velocidades requerido en el ariete para que las probetas cilíndricas y de anillos experimenten una tasa de deformación constante.

### 2.3. Especificaciones de la prueba

La prueba consiste en la deformación por compresión de una probeta a altas temperaturas a una tasa de deformación ( $\dot{\epsilon}$ ) constante, por medio de un dispositivo mecánico; la probeta se debe deformar el 64.1667 % de su altura, la prueba debe ser ajustada a diferentes perfiles de velocidad, de tal forma que se obtenga una tasa de deformación constante.

En reuniones del grupo de trabajo del proyecto, Forja Moderna de Cigüeñales con Aceros Especiales para Motores de Alto Rendimiento. Etapa II, se decidió el diseño preliminar con vista a la construcción de un prototipo, que se planteó como un circuito hidráulico que por medio de una servoválvula regulara el caudal según los tiempos requeridos por cada perfil velocidades de deformación, esta válvula será accionada por medio de un control electrónico.

Las variables de inicio para los cálculos preliminares, están mostrados en la Tabla 1.

**Tabla 1. Variables de inicio.**

Variables	Magnitudes
Fuerza del pistón	35 Toneladas
Presión de trabajo	3000 psi
Tasa de deformación	$0.1s^{-1} \leq \dot{\epsilon} \leq 30s^{-1}$
Velocidad máxima	540 mm/s
Altura de la probeta	18 mm

### 2.4. Análisis preliminar

Se realizó un análisis preliminar de un dispositivo hidráulico y su simulación en el software para sistemas hidráulicos FluidSIM, permitiendo un mejor desarrollo en el comportamiento de los componentes, análisis de seguridad, prevención de daños en su funcionamiento, y la obtención de las curvas de caudal contra tiempo que debe controlar la servoválvula con base en el campo de velocidad, presentadas en las Figura 1 y 2.

El cálculo de estas curvas de caudal permitirá el movimiento del vástago del cilindro hidráulico a tasa de deformación constante en el que se quiere que la probeta se deforme en la prueba de compresión. (La Figura 4, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

#### Figura 4. Diseño del circuito hidráulico.

En la Figura 4, se muestran los componentes que integran el circuito hidráulico del plastómetro que realizará las pruebas de compresión a altas temperaturas. La presión y los flujos necesarios para cada prueba se dispondrán por un acumulador que será cargado por una fuente de potencia hidráulica, estos componentes iniciales se muestran en la Tabla 2.

**Tabla 2. Componentes del sistema hidráulico.**

Referencia	Componentes	Cantidad
1	Bomba de engranes	1
2	Válvula reguladora de presión	1
3	Filtro	1
4	Acumulador	1
5	Válvula proporcional	1
6	Cilindro doble efecto	1

## 2.5. Cálculos preliminares del sistema hidráulico

Tomando como referencia las curvas de los perfiles de velocidad respecto al desplazamiento y el tiempo en que se deben lograr (Figuras 1 y 2), y las variables de entrada se realizaron los cálculos preliminares en el diseño hidráulico y la obtención de curvas de caudal como función del tiempo, para ser ajustada por medio de un polinomio y posteriormente ser programada en la servoválvula como una función de voltaje, el cual regula el movimiento del carrete deslizante, y esto a su vez, la salida del caudal en la válvula, permitiendo obtener la deformación del 64.1667 % de las probetas a diferentes tasas de deformación constante en pruebas de compresión a altas temperaturas. Los cálculos del cilindro hidráulico están dados por las ecuaciones (9) y (10):

$$P_p = \frac{F_p}{A_p} \quad (9)$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4 F_p}{\pi P_p}} \quad (10)$$

$$D_p = 5.73 \text{ in}$$

En el transcurso de los cálculos preliminares se decide por parte del grupo de trabajo una carrera del pistón de 500 mm.

Con el propósito de construir un prototipo del dispositivo de pruebas seleccionando una válvula con capacidad de caudal de 150 gpm (galones por minuto), comandada eléctricamente, con una presión de operación de 3000 psi, montaje sobre el pistón para suministro directo de flujo, evitando así pérdidas de presión en las tuberías.

Calculando un tiempo de respuesta aproximado según la búsqueda de válvulas comerciales con las características de interés, se obtuvo una idea del tiempo de respuesta de 65Hz al 10% - 23Hz al 90 % de su capacidad de operación, donde el volumen de trabajo durante la prueba sería:

$$2,5 \frac{\text{galones}}{\text{s}} * \frac{1}{23} \text{ s} \quad (11)$$

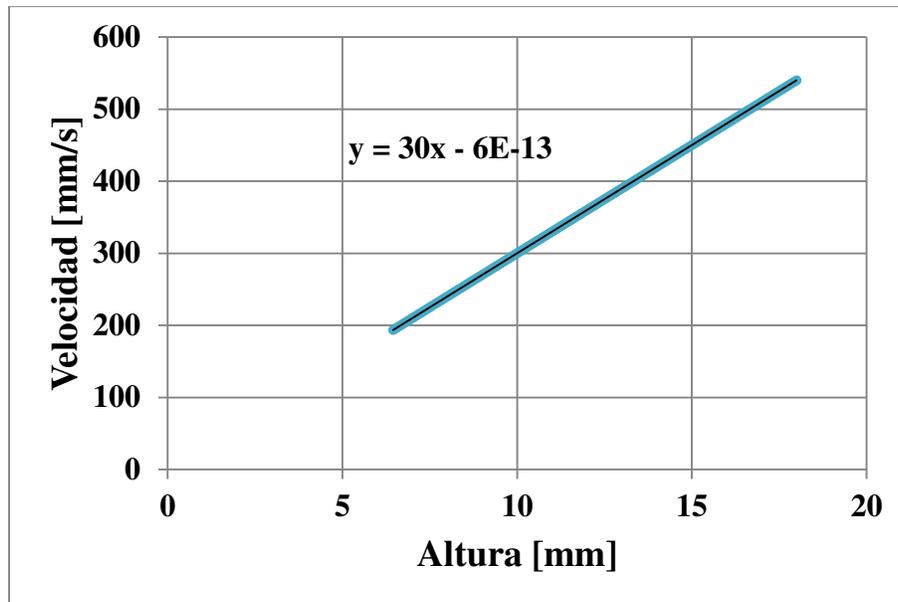
Del cálculo del volumen de trabajo en la ecuación (11), se puede seleccionar un acumulador con capacidad de presión de operación 3000 psi, con volumen 20 litros.

De acuerdo a esta información de los cálculos preliminares se realizó el desarrollo del cálculo del caudal para los perfiles de más alta y más baja velocidades, que son las de una tasa de deformación de  $\dot{\epsilon} = 30 [s^{-1}]$  y  $\dot{\epsilon} = 0.1 [s^{-1}]$  mostradas en la Figura 1, calculando la velocidad lineal con la ecuación (12), donde la velocidad de deformación es constante y las fracciones de altura de la probeta serán las mismas fracciones de altura recorrida por el vástago del cilindro.

$$\Delta v = \dot{\epsilon} \Delta h \quad (12)$$

$$Q = v A_p \quad (13)$$

Calculando caudal de la ecuación 13, para diferentes fracciones de tiempo y deformación de la probeta durante la prueba para una tasa de deformación constante de  $\dot{\epsilon} = 30 [s^{-1}]$ , corroborando el perfil de velocidad – deformación mostrada en la Figura 1, y que se muestra en la Figura 5.



**Figura 5. Perfil de velocidad para de prueba  $\dot{\epsilon} = 30 [s^{-1}]$ .**

Del análisis previo se determinó el caudal en función del tiempo, que se debe desarrollar durante la prueba, esto es necesario para conseguir el perfil de velocidad mostrado en la Figura 5, para tener así una idea preliminar del comportamiento y capacidad de los elementos que integrarían el prototipo del dispositivo de pruebas de compresión.

En la Figura 6, se muestra la curva de caudal en función del tiempo, necesario para que el dispositivo hidráulico haga la prueba de compresión de la probeta calentada a altas temperaturas en el tiempo que dura la prueba a una tasa de deformación constante de  $\dot{\epsilon} = 30 [s^{-1}]$ . (La Figura 6, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

### Figura 6. Caudal vs Tiempo para $\dot{\epsilon} = 30 [s^{-1}]$ .

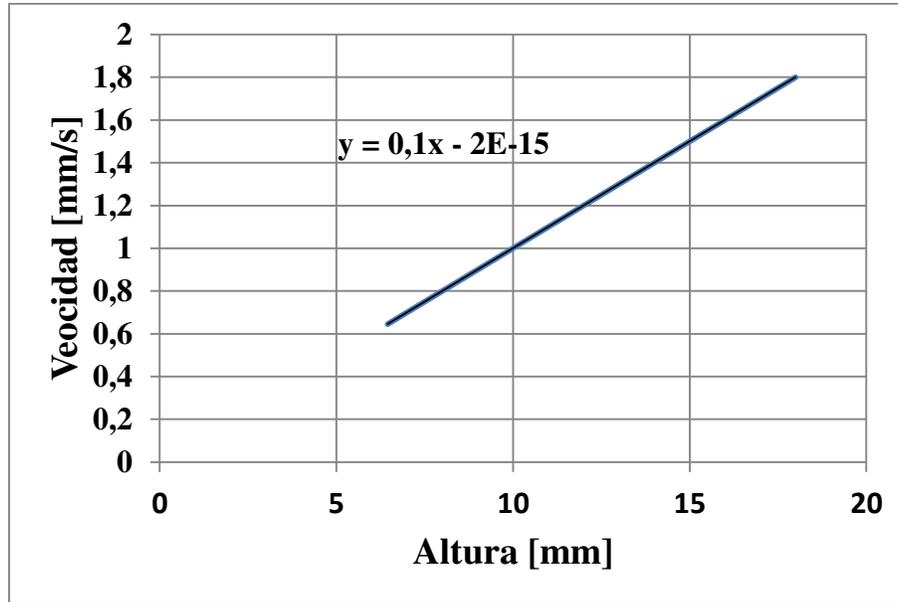
La curva está ajustada por un polinomio de grado 4 de la ecuación (14), que muestra una mejor agrupación de los datos del caudal.

(La Ecuación 14, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

Este polinomio se programará en la servoválvula en función de sus variables de voltaje y corriente, ajustando así la apertura y permitiendo la salida del caudal en el tiempo que dura la prueba.

Continuando el análisis para el perfil de velocidad más lento y utilizando el mismo procedimiento para la menor tasa de deformación constante que es de  $\dot{\epsilon} = 0.1 [s^{-1}]$ , encontrando el caudal para diferentes fracciones de tiempo y deformación de la probeta durante la prueba, corroborando el perfil de velocidad – deformación mostrada en la Figura 1, y que se muestra en la Figura 7.

De igual manera que en el caso anterior, se determinó el caudal en función del tiempo, que se debe desarrollar durante la prueba, esto es necesario para conseguir el perfil de velocidad mostrado en la Figura 7, para tener así una idea preliminar del comportamiento y capacidad de los elementos que integrarían el prototipo del dispositivo de pruebas de compresión.



**Figura 7. Perfil de velocidad para de prueba  $\dot{\epsilon} = 0.1 [s^{-1}]$ .**

En la Figura 8, se muestra la curva de caudal como función del tiempo, necesario para que el dispositivo hidráulico haga la prueba de compresión de la probeta calentada a altas temperaturas en el tiempo que dura la prueba a una tasa de deformación constante de  $\dot{\epsilon} = 0.1 [s^{-1}]$ . (La Figura 8, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

**Figura 8. Caudal vs Tiempo para  $\dot{\epsilon} = 0.1 [s^{-1}]$ .**

La curva está ajustada por un polinomio de grado 6 de la ecuación (15), que muestra una mejor agrupación de los datos del caudal y se programará de la misma forma anterior en la servoválvula.

(La Ecuación 15, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

---

---

## Capítulo 3

# Construcción de un prototipo para validación de parámetros y diseño del dispositivo

---

---

### 3.1. Propuesta de prototipo de pruebas

Con base en lo observado de las pruebas en la prensa YL-100 se realizaron unas consideraciones básicas con el fin de mejorar la realización de las pruebas de compresión en materiales a altas temperaturas, estos puntos básicos son:

- Fuerza.
- Carrera del actuador y velocidad del actuador.
- Espacio y adecuación de los herramentales.
- Modificación del ariete hidráulico.

En este punto se planteó reducir la carrera del actuador, que radica en disminuir el tiempo que hay entre el inicio del movimiento y el inicio de aplicación de carga, evitando así caídas de temperatura en la probeta. Por otro lado, la fuerza máxima disponible es de 100 Toneladas en la prensa YL\_100, y puede ser reducida de manera razonable hasta la cuarta parte, por lo que una capacidad de 25 Toneladas es un valor suficiente para el rango de materiales usados en forja.

Esto hizo posible usar una celda de carga de menor capacidad (50 000 Lb) que puede ofrecer una respuesta adecuada en valores bajos de carga.

Bajo estas conclusiones se gestionaron los equipos necesarios para la construcción de un prototipo por parte del cuerpo académico de Diseño y Manufactura de la Universidad de Guanajuato DICIS, estos elementos están mostrados en las Figuras 9, 10 y 11.



**Figura 9. Fuente de potencia hidráulica.**



**Figura 10. Válvula.**



**Figura 11. Base estructural del prototipo, actuador y acumulador.**

En la Figura 11, se muestra el montaje del cilindro hidráulico y el acumulador hidráulico en la base estructural, donde se realizarían las adecuaciones necesarias para montar la celda de carga y el sensor de desplazamiento con el fin de instrumentar el prototipo del dispositivo.

Una vez ensamblado el prototipo se llevó al laboratorio de manufactura de la Universidad de Guanajuato DICIS, se instaló al lado de la prensa YL\_100, esto con el fin de adecuar e instrumentar el prototipo y realizar las pruebas en probetas cilíndricas y de anillo calentados a altas temperaturas.



**Figura 12. Montaje del prototipo de pruebas en el laboratorio de DICIS.**

En la Figura 12, se puede apreciar una vista general del prototipo de pruebas, a la izquierda se aprecia la fuente de potencia hidráulica, atrás de esta se encuentra la válvula direccional hidráulica, a la derecha se aprecia el soporte estructural, atrás de este el acumulador y encima el actuador hidráulico, la estructura está recubierta por una guarda metálica de seguridad.

### 3.2. Adecuaciones en el prototipo

Con el fin de medir los desplazamientos del vástago y poder medir la máxima velocidad que pudiera alcanzar, se soldó una placa metálica en la punta del vástago, ver Figura 13, en esta placa se pegó una cinta adhesiva blanca para que el sensor de desplazamiento lo leyera, ya que se fijó a un lado del montaje de sujeción del actuador.



**Figura 13. Adecuación de placa para medición de desplazamiento.**

Se realizaron adecuaciones en la instalación de la válvula, para mejor su operación y que se lograra controlar por medio de una instrumentación en LabView.

El trabajo de la instrumentación fue apoyado por estudiantes de licenciatura en ingeniería mecánica de la Universidad de Guanajuato DICIS que pertenecían al grupo de trabajo del proyecto, “Forja Moderna de Cigüeñales con Aceros Especiales para Motores de Alto Rendimiento”. Etapa II.

La instalación del arranque del motor se realizó con instrumentos y elementos del laboratorio de manufactura DICIS.

Una vez integrados todos los elementos del prototipo se ajustó la presión de operación para su uso en las pruebas.

### 3.3. Modelo CAD del prototipo

Con base al montaje del prototipo se realizó un modelo CAD con el fin de realizar adecuaciones con más exactitud desde el software Solidworks y hacer simulación con el fin de modelar mejor la parte estructural del diseño final. En la Figura 14 se muestra el diseño en CAD del prototipo de pruebas.

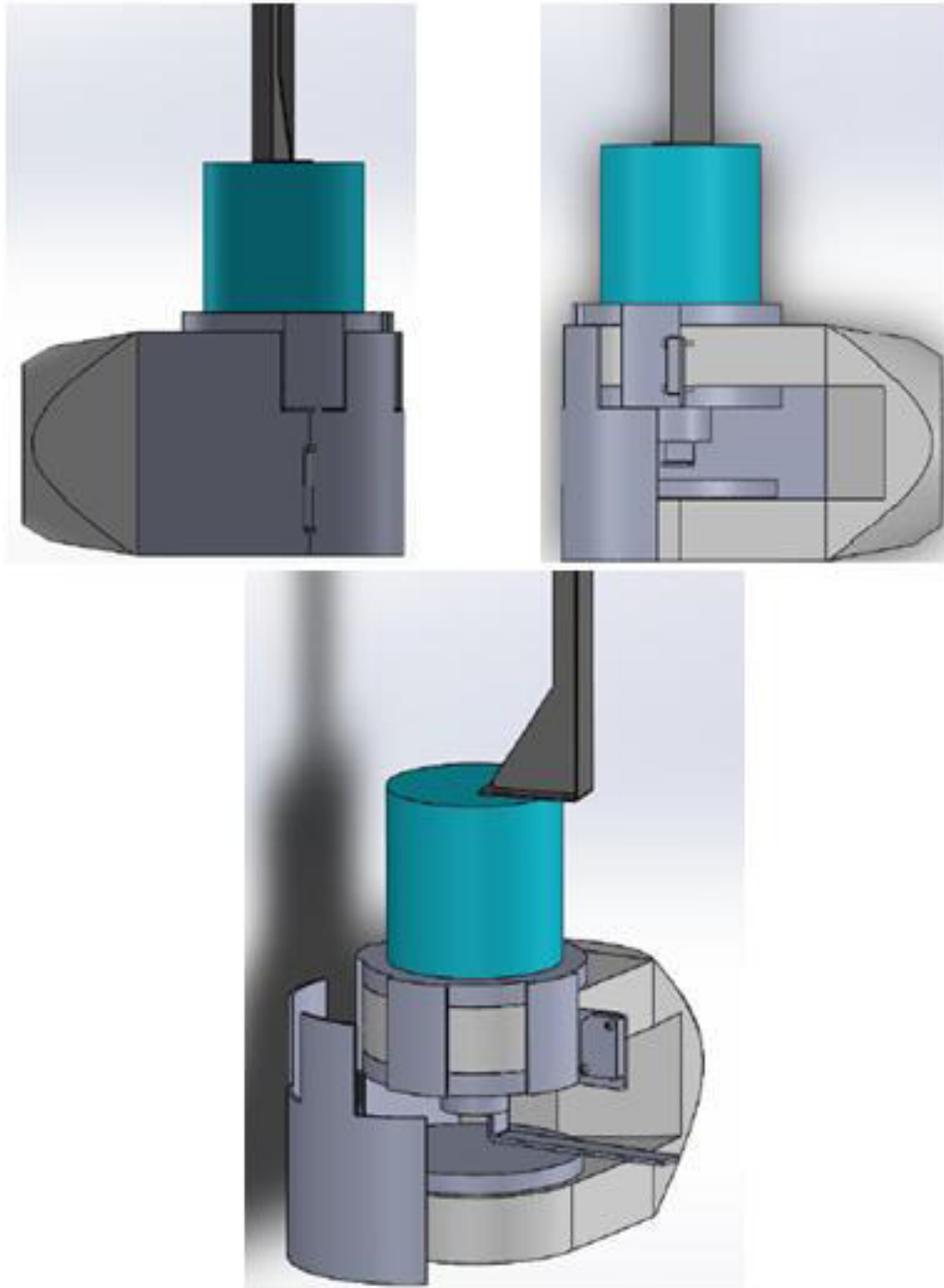


Figura 14. Modelo 3D del prototipo.

---

---

## Capítulo 4

### Pruebas en el prototipo

---

---

#### 4.1. Instrumentación del prototipo

Con el fin de validar las variables importantes de diseño, se realizaron unas pruebas en el prototipo.

Las conexiones del prototipo se realizaron en el laboratorio de manufactura de la universidad de Guanajuato DICIS. La instrumentación se realizó por parte de dos estudiantes de licenciatura en ingeniería mecánica de la Universidad de Guanajuato DICIS, esta instrumentación se programó en el software LabVIEW, ver Figura 15, por medio de una tarjeta National Instruments, donde se conectaron los dispositivos de control como:

- Sensor de desplazamiento.
- Celda de carga.
- Válvula.
- Fuente de voltaje para alimentar la señal de la válvula servo-válvula hidráulica.



**Figura 15. Instrumentación del prototipo.**

En la Figura 16, se observa el montaje de la celda de carga y el sensor de desplazamiento, para tomar las lecturas de fuerza y desplazamiento con las que se medirán las capacidades máximas del dispositivo, con el fin de usar estas variables en el diseño final del dispositivo.

Una vez que se realizó el montaje se hicieron pruebas de funcionamiento del prototipo, de las cuales se obtuvieron datos útiles de la respuesta del circuito hidráulico tales como: la velocidad máxima del desplazamiento del vástago y el tiempo de respuesta respecto a la señal de control programada, con la finalidad de determinar los cambios necesarios para poder realizar las pruebas de compresión.

Las primeras pruebas se realizaron sin comprimir las probetas, obteniendo datos que permitieron determinar las adecuaciones necesarias para realizar las pruebas de compresión en las probetas cilíndricas y de anillo. Se obtuvo una velocidad máxima en vacío de 80 mm/s.

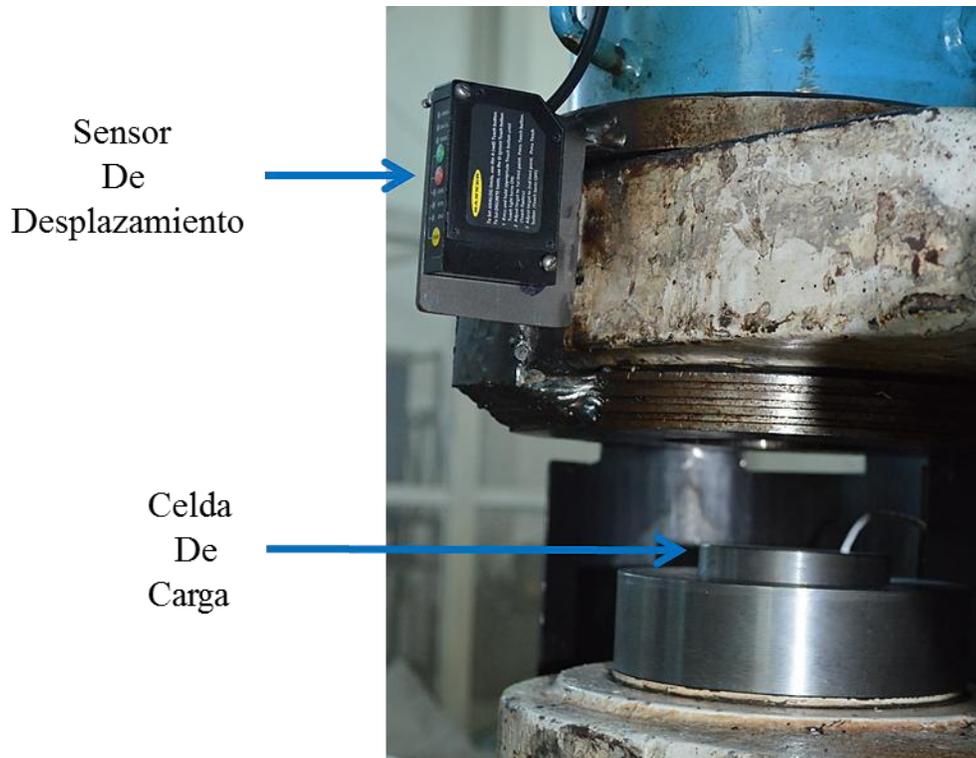


Figura 16. Montaje de la celda de carga y el sensor de desplazamiento [18].

## 4.2. Pruebas de compresión en el prototipo

Con el fin de realizar las pruebas de compresión en las probetas cilíndricas y de anillo, se planteó un montaje para ubicar las probetas, obteniendo variables suficientes para validar el funcionamiento ideal del prototipo.

### 4.2.1. Pruebas de compresión en probetas cilíndricas

El 15 de febrero 2017 se efectuaron pruebas de compresión en probetas cilíndrica calentadas a altas temperaturas, estas pruebas fueron realizadas en el laboratorio de manufactura de la Universidad de Guanajuato DICIS donde está ubicado el prototipo.

La realización de éstas pruebas se llevó a cabo con la ayuda de 4 estudiantes de licenciatura del grupo de trabajo del proyecto, Forja Moderna de Cigüeñales con Aceros Especiales para Motores de Alto Rendimiento. Etapa II.

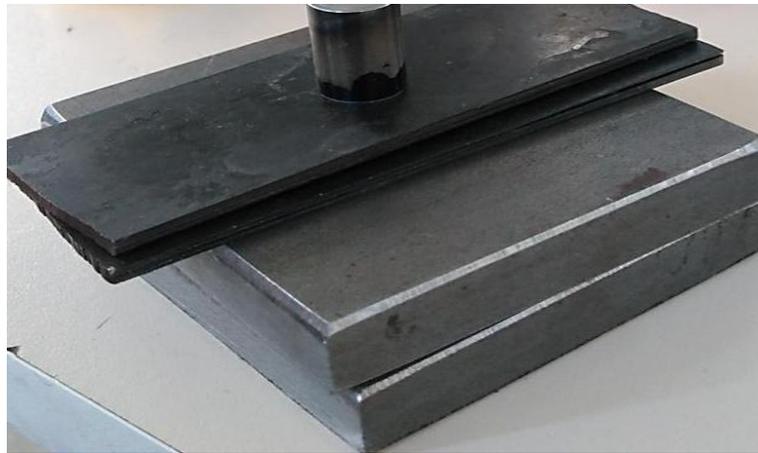
#### 4.2.1.1. Montaje de las probetas cilíndricas

Midiendo la carrera del actuador hasta su final de carrera, con el fin de conocer la distancia que podía recorrer y así ajustar un porcentaje de deformación de la probeta cilíndrica que estuviera en un rango aceptable y poder medir la capacidad de fuerza y velocidad del prototipo en esta prueba.

El grupo de trabajo del proyecto decidió que el tamaño de las probetas fuera de 18 *mm* de altura y 12.7 *mm* de diámetro.

Con material del laboratorio se ajustó la altura para obtener un 50 % de deformación en las probetas, ver Figura 17.

La presión máxima del sistema hidráulica que se utilizó en esta prueba fue de 2000 *psi*.



**Figura 17. Montaje para controlar altura de la probeta cilíndrica en la primera prueba.**

Una vez se obtuvieron los parámetros para la prueba se calentaron 4 probetas cilíndricas en el horno ubicado en el laboratorio de manufactura de DICIS, hasta una temperatura de 1000°C, ver Figura 18, temperatura que está en el rango de los procesos de forja.

Una vez calentadas las probetas hasta la temperatura deseada, se ubicaron rápidamente en el montaje y se realizó la prueba de compresión. Se decidió hacer dos pruebas a velocidad constante y dos pruebas a velocidad variable, ya que el control pudo modificar el paso del caudal moviendo el carrete de la válvula.



Figura 18. Calentamiento de las probetas cilíndricas hasta 1000°C.

#### 4.2.1.2. Resultados de la prueba de compresión

La diferencia en las velocidades fue notable ya que las probetas quedaron a diferentes alturas después de la prueba de compresión, ver Figura 19, con diferencias:

- En las dos pruebas con velocidad constante con la velocidad máxima del prototipo que es de 80 *mm/s* se obtuvo el 50 % de la deformación, como se había planteado.
- En las dos pruebas con velocidad variable se planteó una rampa en de 80 *mm/s* y desacelerando hasta 29 *mm/s* donde se obtuvo una deformación de 47 % aproximadamente.

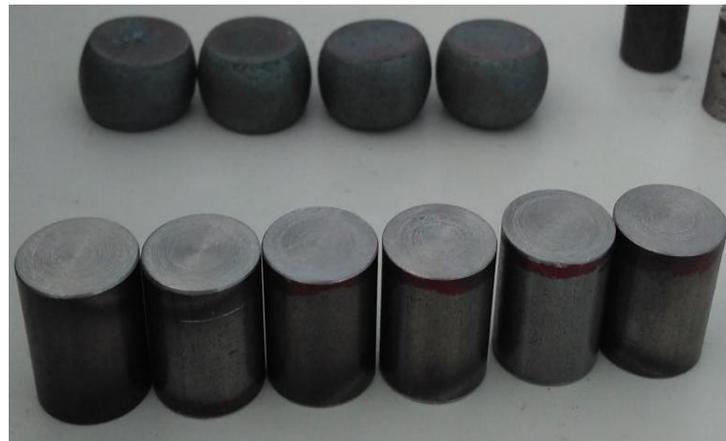


Figura 19. Probetas antes y después de la prueba de compresión.

##### 4.2.1.2.1. Resultados con velocidad Constante

Los resultados, ver Figura 20, de la prueba con velocidad constante fueron de:

- Fuerza máxima de 11040 *Lb*.
- Desplazamiento máximo de 7.15 *mm*.

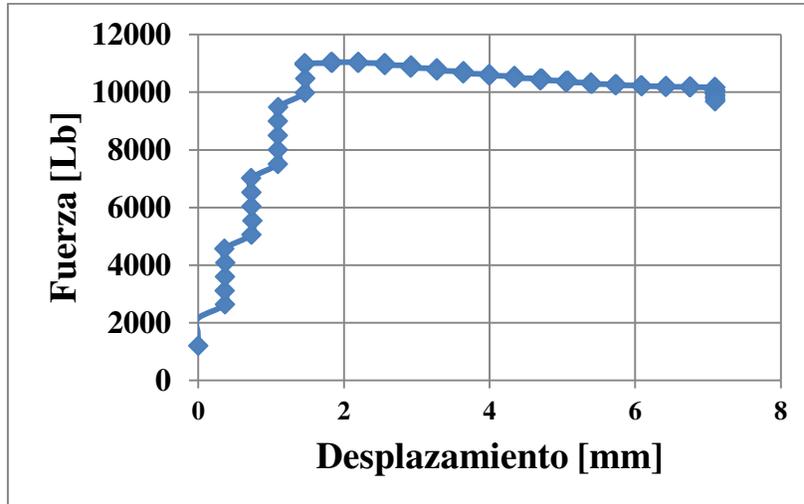


Figura 20. Curva Fuerza vs Desplazamiento.

#### 4.2.1.2.2. Resultados con velocidad variable

Los resultados, ver Figura 21, de la prueba con velocidad constante fueron de:

- Fuerza máxima de 8272.88 *Lb*.
- Desplazamiento máximo de 4.7 *mm*.

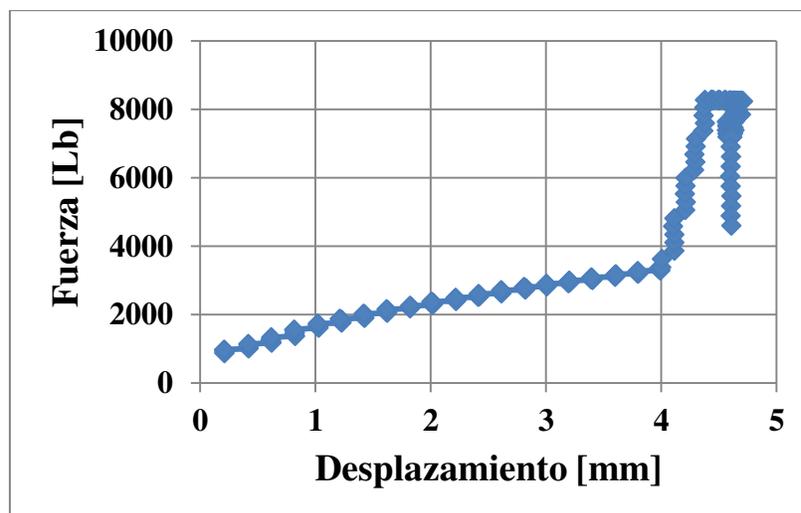
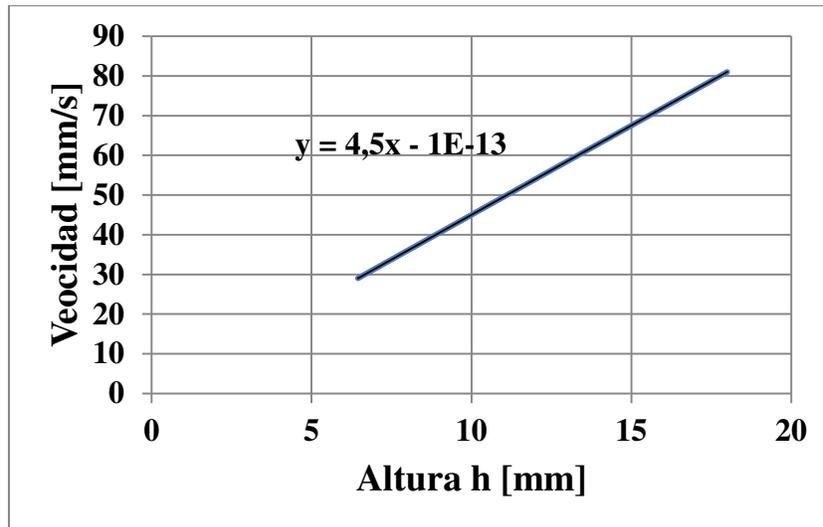


Figura 21. Curva Fuerza vs Desplazamiento.

Al hacer el cálculo de la tasa de deformación que se ajuste a una velocidad de 80 *mm/s*, da un valor de  $\dot{\epsilon} = 4,5 [s^{-1}]$  y recalculando la velocidad para una tasa de deformación constante de  $4,5 [s^{-1}]$  da un valor de velocidad máxima de 81 *mm/s* y una velocidad mínima de 29.03 *mm/s*.

De acuerdo a esta información se calculó el caudal para el perfil de velocidad más alta del prototipo que es de una tasa de deformación de  $\dot{\epsilon} = 4.5 [s^{-1}]$ , para diferentes fracciones de tiempo y

deformación de la probeta durante la prueba, el perfil de velocidad – deformación se muestra en la Figura 22.



**Figura 22. Perfil de velocidad para de prueba  $\dot{\epsilon} = 4.5 [s^{-1}]$ .**

(La Figura 23, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

**Figura 23. Caudal vs Tiempo para  $\dot{\epsilon} = 4.5 [s^{-1}]$ .**

En la Figura 23, se muestra la curva de caudal vs tiempo, necesario para que el dispositivo hidráulico haga la prueba de compresión de la probeta calentada a altas temperaturas en el tiempo que dura la prueba más rápida del prototipo a una tasa de deformación constante de  $\dot{\epsilon} = 4.5 [s^{-1}]$ , esta curva está ajustada por el polinomio de grado 5 que se muestra en la ecuación (16) con una mejor agrupación de los datos del caudal. (La Ecuación 16, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

Este polinomio se programará en la servoválvula en función de sus variables de voltaje y corriente, ajustando así la apertura y permitiendo la salida del caudal necesario en la prueba.

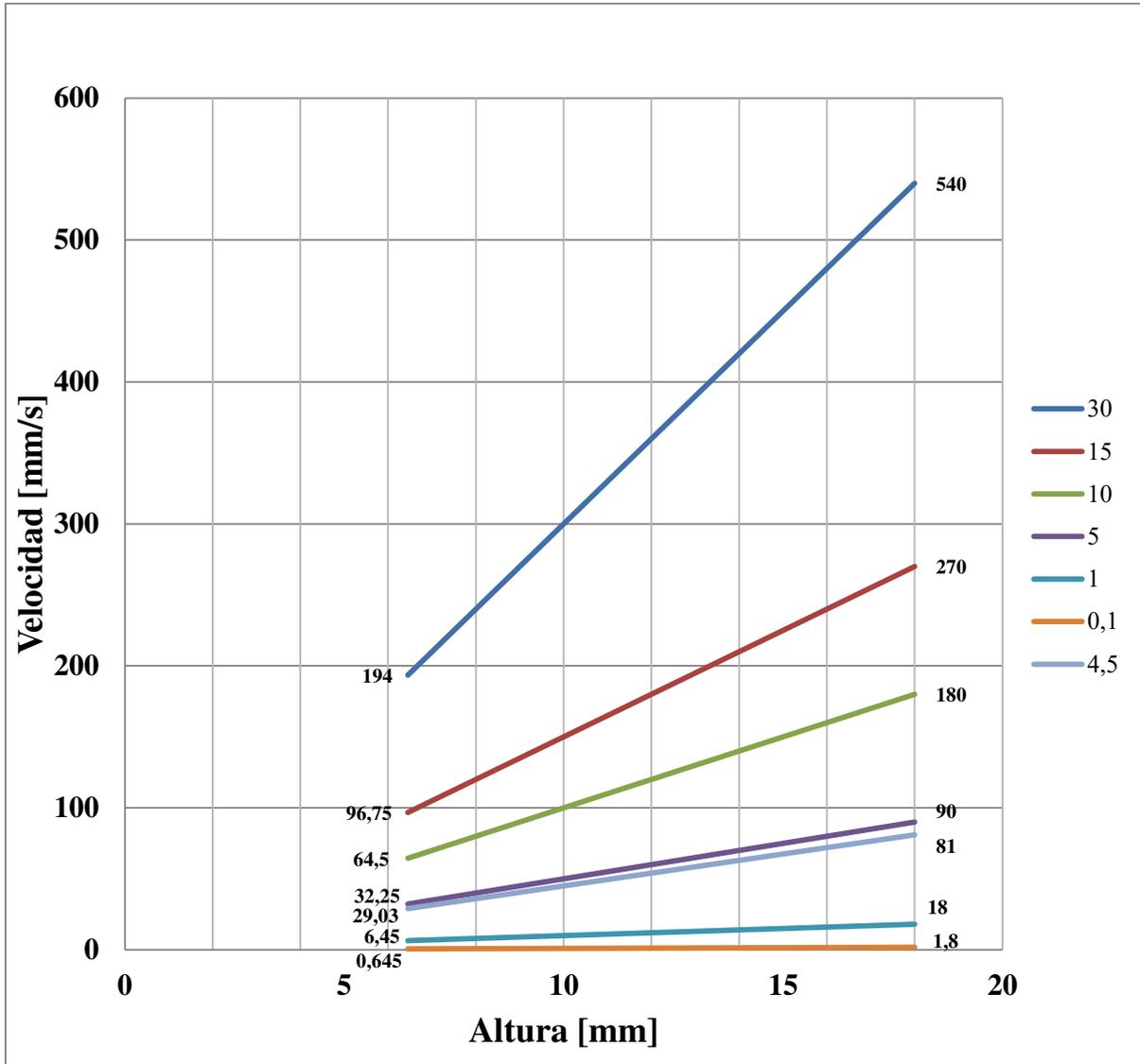


Figura 24. Campos de Velocidades para pruebas de compresión de probetas cilíndricas.

#### 4.2.2. Pruebas de compresión en probetas de anillo

En el planteamiento de las pruebas de compresión en probetas de anillo se identificó la necesidad de diseñar un tope mecánico para garantizar la deformación del 33.3% en anillos a altas temperaturas y así mismo medir la capacidad de fuerza en el prototipo del plastómetro.

El grupo de trabajo del proyecto decidió que el tamaño de las probetas fueran de 6 mm de altura, 18 mm de diámetro exterior y 9 mm de diámetro interior.

Como la deformación requerida en la prueba era de 2 mm que corresponde a un 33.3 % de la deformación, se planteó el diseño de un tope para realizar pruebas en probetas de anillo con fines de ver la respuesta del dispositivo y la deformación de la probeta.

#### 4.2.2.1. Diseño del tope mecánico para prueba de 2 mm de deformación

Se presenta el diseño de un tope mecánico para pruebas de compresión de anillos a altas temperaturas. Se realizaron mediciones directamente en el prototipo y en el modelo CAD para obtener el espacio existente entre el cilindro hidráulico y la base donde está la celda de carga, con el fin de diseñar el tope con las medidas necesarias para la prueba requerida. Según la disposición geométrica en el prototipo del plastómetro se escoge la geometría general del tope con un diámetro de 64 mm y longitud de 44 mm.

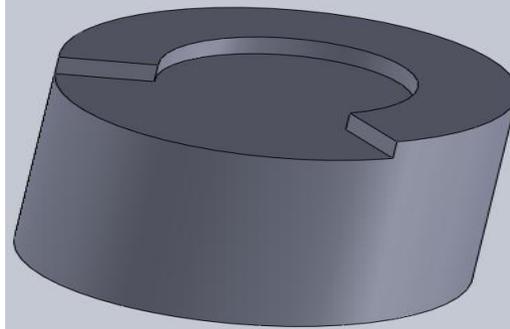


Figura 25. Diseño del tope mecánico.

El criterio de diseño fue dejar la mayor área de contacto posible entre el tope y el cilindro hidráulico permitiendo que la carga aplicada se distribuya en la mayor área posible, garantizando la deformación de la probeta de anillo 2 mm.

Para el cálculo del factor de seguridad del tope se seleccionan dos metodologías [19],

- Esfuerzo de aplastamiento
- Análisis por elemento finito

Se requiere que el esfuerzo de compresión al que se somete el material no alcance el esfuerzo de fluencia,

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A_c} < \sigma_y$$

Primero se encuentra el área que se midió del modelo CAD y obtuvo el esfuerzo para diferentes rangos de carga de la prensa prototipo.

Tabla 3. Resultados del esfuerzo de compresión.

Fuerza [Toneladas]	Esfuerzo [Mpa]
10	64.96
20	129.93
25	162.42
30	194.9



Los resultados de la Tabla 3, indican que con un acero A36 soportará la carga de compresión, sin embargo considerando el área de la probeta de anillo, el esfuerzo en el tope por la carga de compresión aumentara un poco más que el esfuerzo de fluencia del material A36, lo que indica que se marcará la probeta en la cara del tope.

Calculando el esfuerzo producido por la probeta en el tope ya que tiene un área más pequeña y se cree que experimente una fuerza de 6 Ton según datos de simulaciones

$$\sigma_{c2} = \frac{F_{c2}}{A_{c2}} = \frac{60000N}{\frac{\pi}{4}(18^2 - 9^2)mm^2} = 314.38 Mpa$$

Para el análisis por elemento finito se malla el elemento homogéneamente y se escoge un elemento solid 185 que tiene 8 nodos y 3 grados de libertad, un modelo del material como elástico e isotrópico y se elige un material acero A36, con propiedades mecánicas de módulo de elasticidad  $E = 205 Gpa$ ,  $\sigma_y = 250 Mpa$  y una relación de poisson de 0.3. La simulación se realizó para una carga de carga de 25 toneladas distribuida sobre toda el área donde hace contacto el cilindro hidráulico con el tope mecánico.

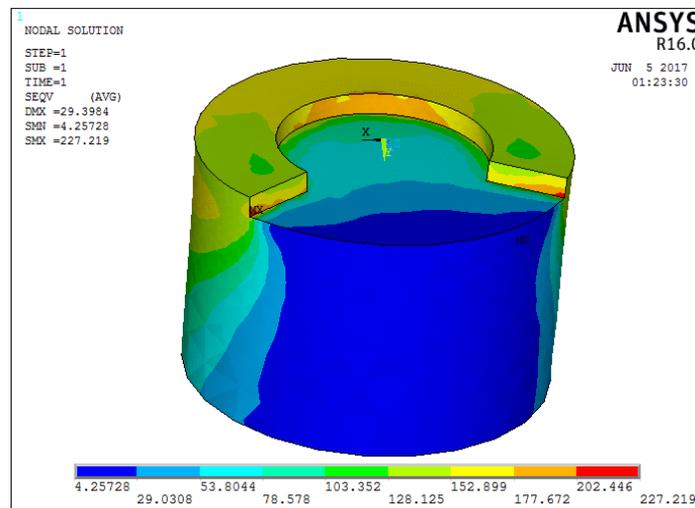


Figura 26. Esfuerzo de von mises.

El esfuerzo de von mises se muestra en la Figura 26, de 170 Mpa aproximadamente, que está distribuido en el área de contacto del cilindro, calculando el factor de seguridad.

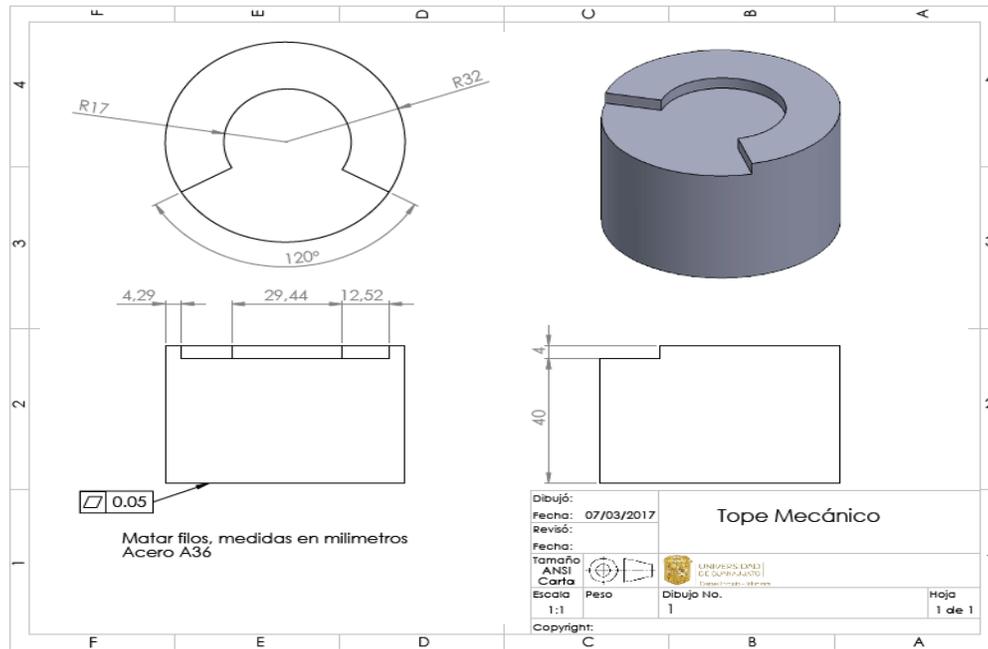
$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_c}$$

Se usó como referencia una carga de 25 toneladas y se obtiene el factor de seguridad

Tabla 4. Factor de seguridad del tope mecánico.

Factor de seguridad	FEA	Aplastamiento
$n$	1.4	1.6

Con los cálculos del tope mecánico se decide realizar el plano de fabricación, ver Figura 27, y construir en el laboratorio de manufactura de la Universidad de Guanajuato DICS, con material A36, que estaba disponible en el laboratorio.



**Figura 27. Plano de fabricación del tope mecánico.**

#### 4.2.2.2. Montaje de la prueba de compresión

El 17 de febrero 2017 se realizaron pruebas de compresión en probetas de anillo a altas temperaturas en el laboratorio de manufactura de la DICIS UG, en donde se encuentra el prototipo.

Las pruebas se realizaron con el apoyo de los estudiantes de licenciatura mencionados en la sección 4.2.1.



**Figura 28. Montaje de la probeta de anillo.**

Las probetas de anillo se calentaron hasta 1200°C considerando que las probetas saliendo del horno hasta el montaje para la prueba pierdan temperatura al tener contacto con el ambiente.

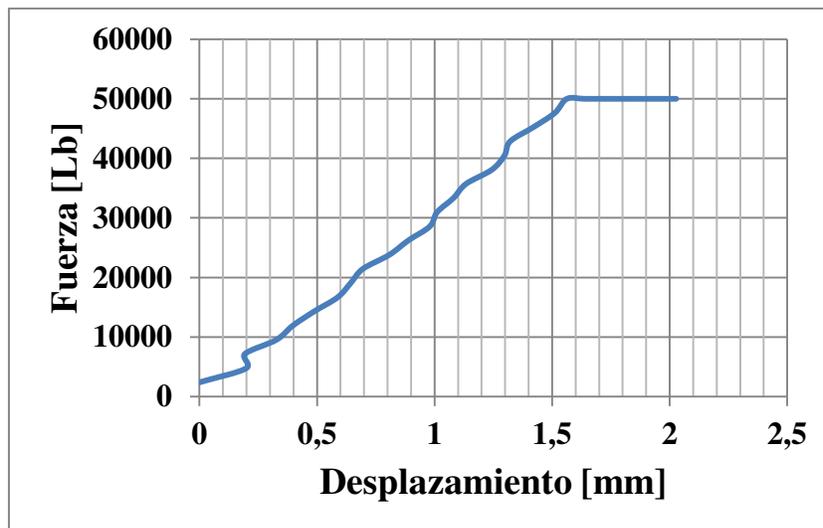
#### 4.2.2.3. Resultados de la prueba de compresión

La probeta se deformó 1.8 mm, la deformación no fue de 2 mm producto a que el tope se inclinó por movimiento de la tapa de la celda de carga. Las dimensiones finales están indicas en la Tabla 5.

**Tabla 5. Dimensiones de la probeta de anillo después de la prueba.**

<i>Altura [mm]</i>	<i>Diámetro exterior [mm]</i>	<i>Diámetro interior [mm]</i>
4.2	21,6	5

Durante la prueba se registró una carga máxima de 50000 libras lo que es la capacidad máxima de la celda de carga, esto sucedió al contacto del vástago y el tope mecánico después de deformar la probeta de anillo. En la Figura 29, se muestra el comportamiento de la fuerza y el desplazamiento durante la prueba de compresión de la probeta de anillo.



**Figura 29. Curva Fuerza vs Desplazamiento.**

A partir de los valores medidos de la fuerza necesaria para la compresión de las probetas en todas las pruebas realizadas, se plantearon nuevas estrategias en el diseño final del dispositivo.

También se realizaron las modificaciones en el control para mejorar la lectura de las variables de interés de las pruebas.

---

---

## Capítulo 5

### Etapas de la prueba de compresión

---

---

#### 5.1. Variables de diseño

Con los resultados obtenidos de las pruebas de compresión en las probetas cilíndricas y de anillo, se definen las variables de diseño para el dispositivo final.

Se decidió en el grupo de trabajo del proyecto disminuir la presión con el fin de que los equipos hidráulicos no trabajaran a su máxima presión.

Las presiones máximas para valores de seguridad se calcularon cuidando la integridad de cada equipo y según las capacidades máximas de los equipos comerciales., siendo estos de  $P_3 = 2500 \text{ psi}$  y  $P_2 = 1950 \text{ psi}$ .

Una vez se definió las presiones de operación, se obtuvo el diámetro de la sección circular del vástago.

$$P_2 = \frac{F_{MT}}{\frac{\pi}{4} * (D_{circ})^2}$$

El resultado para el diámetro fue  $D = 6 \text{ in}$ , siendo este un valor comercial en los catálogos.

#### 5.2. Etapas de la prueba de compresión

Se definieron unas etapas de la prueba de compresión, con el fin de diseñar unas curvas de aceleración para lograr alcanzar las velocidades requeridas de los perfiles para cada tasa de deformación constante. Estas etapas son:

- Equilibrio y cálculo de la presión de balance en el cilindro.
- Posición inicial de la prueba de compresión.
- Etapa 1: Inicio de prueba acelerando el cilindro para alcanzar la velocidad máxima mediante control del caudal el caudal.
- Etapa 2: Desacelerar el cilindro hasta velocidad mínima mediante la disminución del caudal.
- Etapa 3: Finalización de la prueba, frenando el cilindro por medio del tope mecánico.

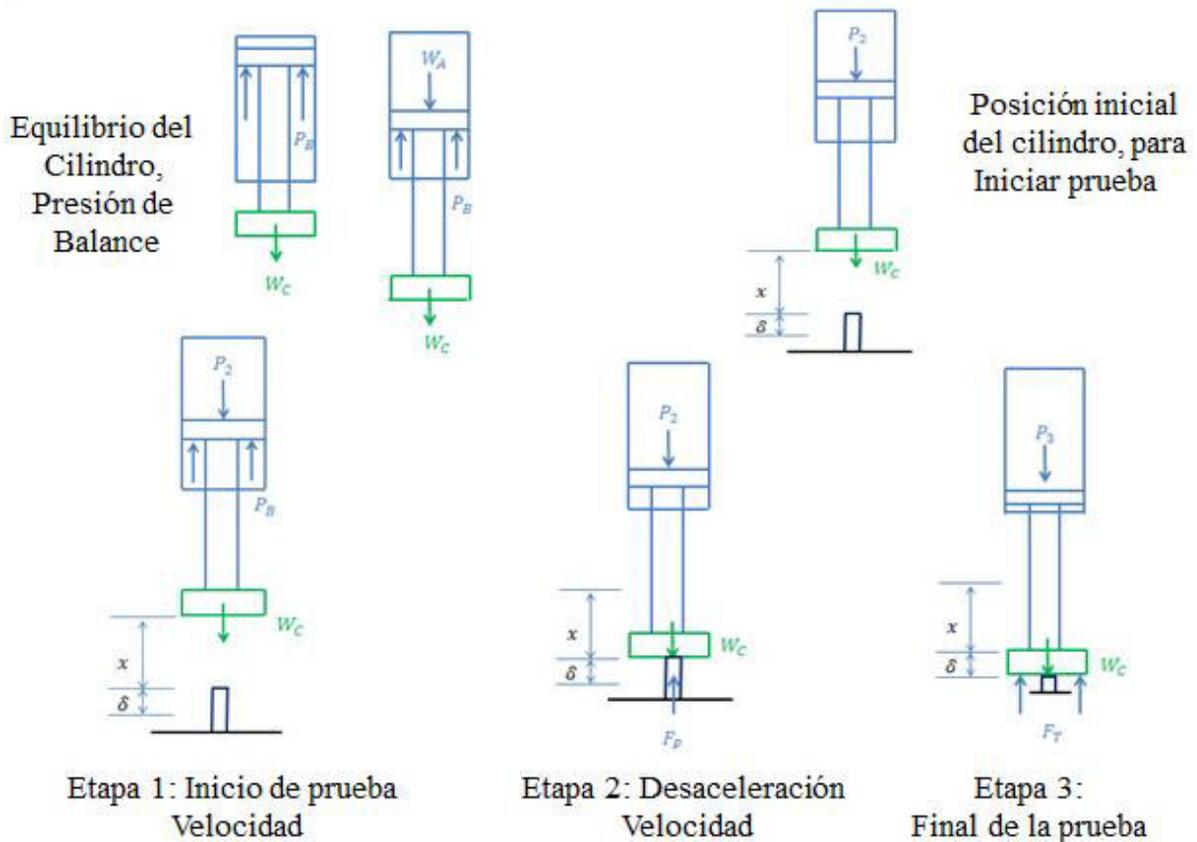


Figura 30. Etapas de la prueba de compresión.

### 5.2.1. Equilibrio y cálculo de la presión de balance

Con la presión de balance se ajusta la válvula de seguridad del cilindro para que él llegue a la posición de trabajo que mediante un sensor que acciona la válvula en centro cerrado y así el cilindro no se mueva más.

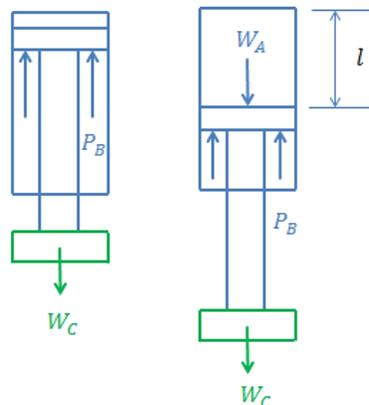


Figura 31. Presión de balance para posición inicial.



Se calcularon los pesos del conjunto del cilindro hidráulico y aceite hidráulico, para posteriormente plantear una sumatoria de fuerzas y estimar la presión de balance.

$$W_A = m_A g = \rho_A V_A g = \rho_A A_{circ} l g$$

$$W_C = m_C g$$

$$\sum F_B = 0$$

$$P_B A_{Anul} = W_A + W_C$$

$$P_B = 7.5 \text{ kPa}$$

$$P_B = 1.1 \text{ psi}$$

La presión de balance es muy pequeña, lo que con el centro cerrado de la válvula será suficiente para sostener el cilindro en la posición inicial.

### 5.2.2. Posición inicial de la prueba de compresión

Al accionar la válvula direccional se desplaza el cilindro hasta su posición de trabajo donde se plantea diseñar un tope superior para garantizar la posición inicial de trabajo.

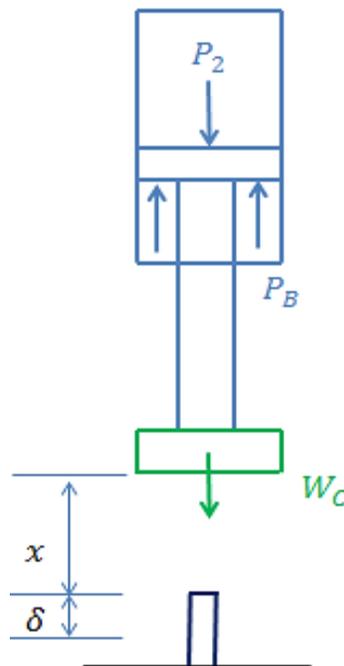


Figura 32. Posición inicial.



### 5.2.3. Etapa 1: Inicio de prueba, acelerar el cilindro para alcanzar la velocidad máxima.

Un primer análisis se hizo calculando la aceleración, tiempo y distancias mínimas para que el cilindro desarrolle la velocidad deseada en la prueba.

Calculando el sistema en sus condiciones máximas de operación:

$$\sum F_V = ma$$

$$P_2 A_{Circ} + W_C = ma$$

$$a = \frac{d\vartheta}{dt}$$

$$t = \frac{\vartheta_f - \vartheta_o}{a}$$

$$t = 2.2 * 10^{-5} \text{ s}$$

$$x = \frac{\vartheta^2}{2a}$$

$$x = 5.9 * 10^{-3} \text{ mm}$$

Los resultados indican que para una velocidad máxima, el cilindro bajo las condiciones de presión de operación alcanza la velocidad deseada en un tiempo y distancia muy pequeños, lo que permite diseñar unas distancias de aceleración moderadas para que el cilindro hidráulico opere en un buen rango de distancia y tiempo.

#### 5.2.3.1. Diseño de la distancia de aceleración

Se decidió una carrera del cilindro de 10 in, de 254 mm, y la longitud inicial de trabajo es de 150 mm, lo que se plantea que el cilindro acelere en 50 mm.

$x = 0.05 \text{ m}$ ,  $\vartheta_f = 0.54 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  bajo estas variables se calcula la aceleración y el tiempo:

$$a = \frac{d\vartheta}{dt} \left( \frac{dx}{d\vartheta} \right)$$

$$adx = \vartheta d\vartheta$$

$$a = 2.916 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$x_f = x_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a t^2$$

$$t = \sqrt{\frac{2x_f}{a}}$$

$$t = 0.185 \text{ seg}$$

Los cálculos de caudal y tiempo necesario para acelerar el cilindro y alcanzar la velocidad más alta deseada en las pruebas, para una aceleración constante de  $a = 2.916 \frac{m}{s^2}$  se muestran graficados en la Figura 33, donde está el comportamiento de la velocidad respecto a la distancia. (La Figura 33, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

### **Figura 33. Aceleración vs distancia de la etapa 1 para la velocidad máxima.**

El comportamiento de la velocidad como función del tiempo en la etapa 1, que es de aceleración constante, se muestra en la Figura 34.

Estas curvas de la velocidad a aceleración constante respecto a la distancia y el tiempo, permitirá al cilindro hidráulico alcanzar una velocidad máxima en una distancia de 50 mm en un tiempo de 0.185 segundos.

El tiempo de la etapa 1, está en el rango de operación de una servoválvula Moog Standard que tiene un tiempo de respuesta de 3 ms, 0.003 segundos.



(La Figura 34, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

**Figura 34. Aceleración vs tiempo de la etapa 1 para la velocidad máxima.**

(La Figura 35, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

**Figura 35. Curva de caudal para la etapa 1, velocidad máxima.**

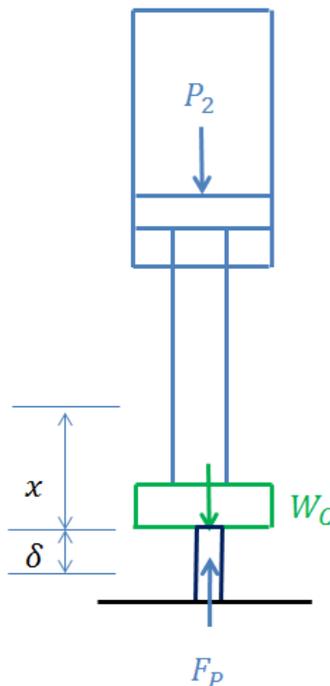
En la Figura 35, se muestra la curva de caudal en función del tiempo, necesario para que el dispositivo hidráulico realice la etapa 1 de la prueba de compresión en el tiempo, esta curva está ajustada por la siguiente ecuación lineal:

Esta ecuación lineal se programará en la servoválvula en función de sus variables de voltaje y corriente, ajustando así la apertura y permitiendo la salida del caudal en el tiempo que dura la etapa 1 y cumpliendo el perfil para la aceleración del vástago.

#### 5.2.4. Etapa 2: Desacelerar el cilindro hasta velocidad mínima mediante la disminución del caudal

En esta etapa 2, se debe empezar a desacelerar la carrera del vástago del cilindro hidráulico con el fin de que desarrolle el perfil de velocidad, Figura 1, para una tasa de deformación constante de  $\dot{\epsilon} = 30 [s^{-1}]$ .

En la Figura 36, está la posición en la que inicia la etapa 2. La distancia a recorrer es la deformación de la probeta que corresponde a un 64.1667 % de deformación, 11.55 mm.



**Figura 36. Desaceleración, inicio de la etapa 2.**

Del reporte: “Determinación de los parámetros de prueba para puesta a punto y validación de plastómetro”, desarrollado en la etapa I del proyecto, Forja Moderna de Cigüeñales con Aceros Especiales para Motores de Alto Rendimiento, se calcula la velocidad en función de la altura y la velocidad de deformación, que es constante. Considerando que, por definición, la deformación que es un cambio geométrico y en este caso la altura de la probeta es la que se hace cambiar mediante un herramental superior, la deformación en términos de la altura viene dada por.

$$\delta = h_f - h_o$$



Que en términos de la deformación unitaria finita se puede expresar.

$$e_o = \frac{h_f - h_o}{h_o}$$

(El desarrollo es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).



(La Figura 37, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

### **Figura 37. Caudal vs Tiempo.**

En la Figura 37, se muestra la curva de caudal como función del tiempo, necesario para que el dispositivo hidráulico desarrolle el perfil de velocidad en la prueba de compresión, en la probeta a

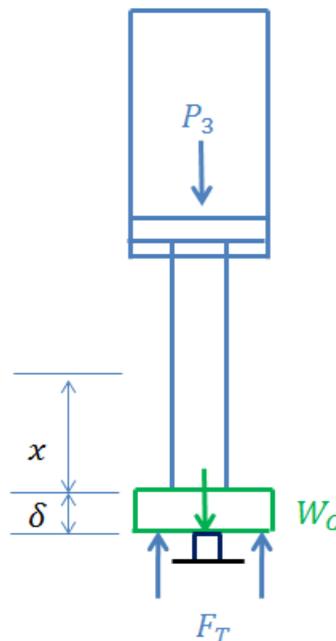
altas temperaturas en el tiempo que dura la prueba y a una tasa de deformación constante de  $\dot{\epsilon} = 30 [s^{-1}]$ , esta curva está ajustada por una función exponencial donde muestra una perfecta agrupación de los datos del caudal.

(El desarrollo es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

Las gráficas de caudal vs tiempo que deben programarse para cumplir los perfiles de velocidad para las demás tasas de deformación están anexadas en el apéndice en un CD.

### 5.2.5. Etapa 3: Finalización de la prueba

Finalizando la prueba de compresión el vástago del cilindro debe detenerse por contacto de un tope mecánico el cual garantiza la exacta deformación de la probeta requerida en la prueba, ver Figura 38.



**Figura 38. Fin de la prueba.**

Cuando finaliza la prueba el cilindro hidráulico llega con una velocidad mínima y choca contra el tope mecánico y se detiene el cilindro, garantizando la deformación de la probeta, que son 64.1667 % reduciendo la altura de la probeta.

### 5.3. Curvas de velocidad y caudal completas para la prueba de compresión

En esta etapa es posible visualizar cuanto recorrido debe hacer el cilindro para acelerar y después desacelerar cumpliendo así con los perfiles de velocidades y las condiciones de deformaciones de la probeta. (La Figura 39, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

#### Figura 39. Caudal vs tiempo necesario para la prueba de $\dot{\epsilon} = 30 [s^{-1}]$ .

La curva de caudal vs tiempo completa de la prueba de  $\dot{\epsilon} = 30 [s^{-1}]$ , ver Figura 39, se pueden representar por medio de dos ecuaciones, las cuales representan la aceleración del cilindro para alcanzar la velocidad máxima y la desaceleración del cilindro para cumplir con el perfil de velocidad necesario que deforma la probeta cilíndrica a una tasa de deformación constante. (La Figura 40, es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

#### Figura 40. Caudal vs distancia necesario para la prueba de $\dot{\epsilon} = 30 [s^{-1}]$ .

Toda la prueba la prueba tendrá que recorrer una distancia de  $61.5 \text{ mm}$ , donde  $50 \text{ mm}$  es de alcance de la velocidad y  $11.5 \text{ mm}$  de la deformación de la probeta.

---

---

## Capítulo 6

# Ingeniería de detalle y selección de componentes del sistema hidráulico

---

---

### 6.1. Estudio y selección de componentes hidráulicos

A partir del diseño preliminar se visualiza el orden en que se calculan y se seleccionan los elementos del circuito hidráulico.

- Cilindro hidráulico.
- Servo-válvula.
- Acumulador.
- Bomba.
- Válvulas de seguridad.
- Filtros.
- Tubería.

#### 6.1.1. Cilindro hidráulico

Con los datos del planteamiento del problema, que son los datos de inicio del desarrollo de la prueba de compresión y las variables de diseño modificadas en el transcurso del desarrollo del proyecto, se calcula y selecciona un cilindro hidráulico con la información del proveedor Oleohidraulica Especializada de Irapuato SA. De CV, quienes manejan la línea de componentes PARKER en cilindros hidráulicos, basado en catálogos PARKER se realiza la selección del cilindro que se ajusta a las características deseadas.

Con una presión de operación de 1950 *psi* , y una fuerza de 25 toneladas se calcula el diámetro.

$$P = \frac{F}{\frac{\pi}{4} * (D_{circ})^2}$$

$D = 6 \text{ in}$ , basándose en el catálogo de cilindros PARKER, donde existe un cilindro de diámetro requerido y que tiene a una presión máxima de operación de 3000 *psi*, que está por encima de las presiones diseñadas.

El catálogo se llama Heavy Duty Hydraulic Cylinders Series 2H / 2HD & 3H / 3 HD PARKER [20], ver Figura 41. Como la presión máxima se diseñó de 2500 *psi* lo cual indica que el sistema podría llegar a 30 Toneladas de fuerza, esto se tendrá en cuenta en el diseño estructural.

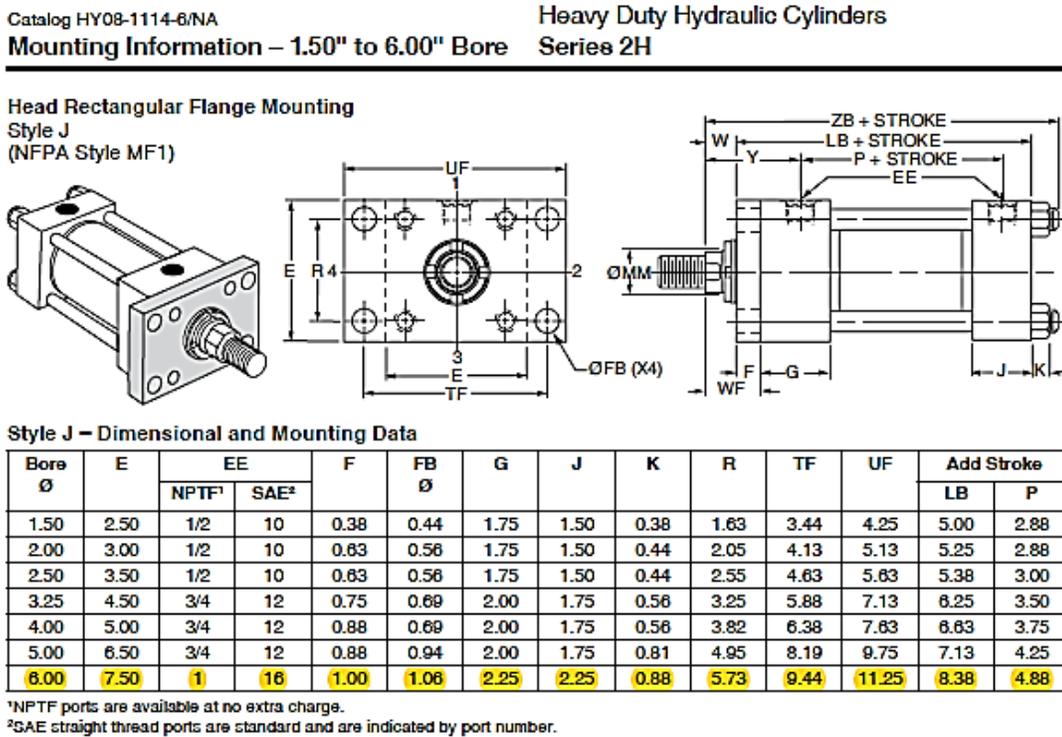


Figura 41. Catalogo PARKER serie 2H, Style J [20].

El diámetro del vástago se dé 2.5 *in*, seleccionando el estilo 4, ver Figura 42, la carrera se elige de 10 *in* que está en los parámetros de diseño.

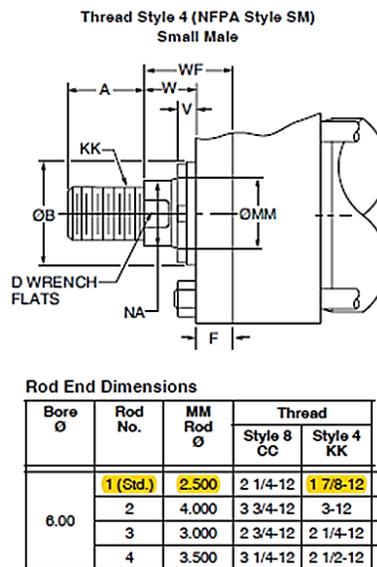


Figura 42. Catalogo PARKER Style 4 [20].

### 6.1.1.1. Cálculo de pandeo del vástago

Por la expresión de Euler según su fijación, ver Figura 43.

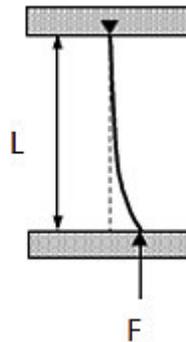


Figura 43. Esquema de pandeo [26].

De la Figura 44, se determina la carga crítica de una viga empotrada-libre será la misma que la de una viga biapoyada de longitud  $L_p = 2L$ , [26].

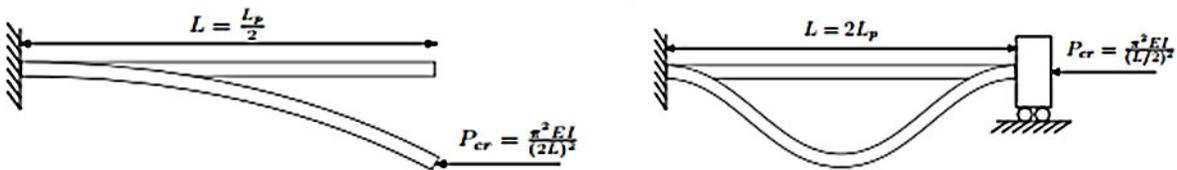


Figura 44. Analogía de viga empotrada libre con una viga biapoyada [26].

$$L_p = 2L ; L_p = 0.5 m$$

Usando la ecuación de Euler para columnas [21].

$$F_{cri} = \frac{C \pi^2 EI}{L_p^2}$$

Donde  $C = \frac{1}{4}$  siempre se debe emplear para una columna con un extremo empotrado y el otro libre, siendo un factor de seguridad amplio.

$$4F_{cri} = \frac{\pi^2 EI}{L_p^2}$$

Calculando para una fuerza máxima de 30 Toneladas

$$d = 41.9 mm$$

Con lo que se comprueba que el vástago no está en riesgo por pandeo ya que se eligió de un diámetro de 2.5 in, 63.5 mm.

Sin embargo se tendrá en cuenta el pandeo en el diseño estructural.

## 6.1.2. Cálculo y selección del acumulador

Un acumulador es un dispositivo hidráulico que sirve como un medio para almacenar fluidos incompresibles bajo presión. Esto se consigue porque cuando el fluido hidráulico bajo presión, entra a la cámara del acumulador comprime un gas. La máxima presión disponible la determina la válvula de alivio o la presión más alta necesaria para mantener el volumen requerido en el acumulador, [23].

Acumuladores de gas:

- También se puede usar para amortiguar sobrepresiones.
- Probablemente el acumulador más utilizado es el de la cámara cargada con un gas inerte, generalmente nitrógeno seco. Nunca debe utilizarse oxígeno debido a su tendencia a quemarse o a explotar al comprimirlo con aceite. A veces se utiliza aire pero no es recomendable por el mismo motivo.
- Un acumulador de gas debe cargarse cuando está vacío de fluido hidráulico.
- La presión de carga del gas no debe ser inferior al 25% (preferiblemente 33%) de la presión máxima de trabajo.

Acumulador de diafragma:

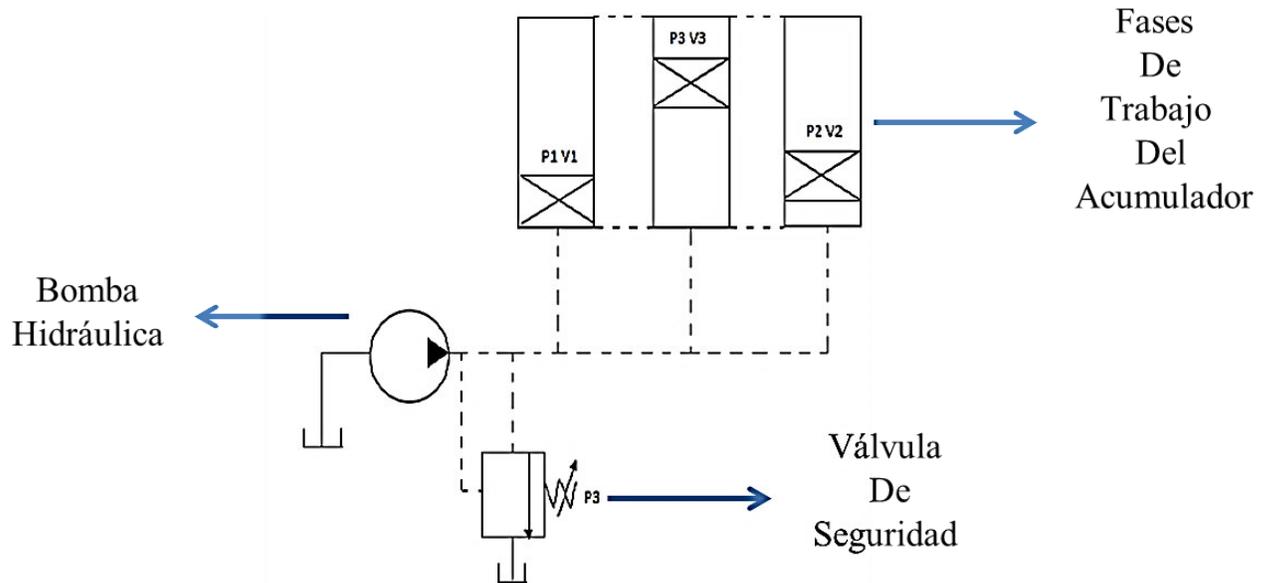
- Se compone de dos hemisferios metálicos atornillados juntos, pero cuyo volumen interior se halla separado por un diafragma de hule sintético, el gas ocupa el hemisferio superior.
- Cuando el flujo entra en el espacio inferior, el gas se comprime. Al descargar todo el líquido, el diafragma desciende hasta la salida y mantiene el gas dentro el acumulador.

Acumulador tipo vejiga:

- No hay ninguna separación entre el separador hidráulico y el gas.
- Se utiliza frecuentemente en máquinas de inyección y debe mantenerse verticalmente. Es importante seleccionar una relación de volúmenes y presiones, de tal forma que no sea utilizado más que un 65% del fluido del acumulador, a fin de evitar que el gas se descargue en el sistema.

Acumuladores en un circuito:

- Se utilizan en muchos sistemas hidráulicos donde es necesario una gran cantidad de fluido para efectuar el trabajo pero éste se realiza solo intermitentemente en el ciclo de la máquina.
- También pueden instalarse en un sistema para absorber choques o picos de presión, debidas a paradas bruscas o inversiones del caudal de aceite. En tales casos, la presión de carga es próxima o ligeramente superior a la presión máxima de trabajo, consiguiéndose así absorber los picos de presión y evitar al mismo tiempo una flexión constante de la membrana o de la vejiga



**Figura 45. Etapa de trabajo de un acumulador [23].**

Análisis desde punto de vista del gas, presiones y cálculos de áreas. Entre más se acerque la presión del acumulador a la presión mínima más eficiente es el acumulador.

$$A_{Circular} = 0.01824 m^2$$

$$A_{Anular} = 0.01621m^2$$

Se consideran las dos situaciones de la Figura 45, manteniendo constante la cantidad de gas y la temperatura, deberá cumplirse la relación:

$$P_1 * V_1 = P_2 * V_2$$

- $e_1 = \frac{P_1}{P_2}$  (relación de precarga). Cuando se tiene un acumulador de vejiga se utiliza para la presión de precarga un 90% de la presión mínima del sistema:  $\frac{P_1}{P_2} = 90 \%$ .
- Para regular el caudal del acumulador existen dos formas: Reguladora de presión y reguladora de caudal.

Los acumuladores también sirven como grandes amortiguadores de ondas. Para el cálculo de este acumulador se usará la expresión:

$$P_1 * V_1^\gamma = P_2 * V_2^\gamma = P_3 * V_3^\gamma$$

Donde a  $P_1$  se le suma 1 bar por la presión atmosférica,

$$P_2 * V_2^{1.4} = P_3 * V_3^{1.4}$$



$$V_2 = V_3 * \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{1}{1.4}}$$

$$V_2 = 1.1942 V_3$$

$$demanda = \Delta V = A_{circ}(x + \delta)$$

$$\Delta V = 1.1214 \text{ Litros}$$

$$\Delta V = V_2 - V_3$$

$$V_3 = 5.9 \text{ Litros}$$

$$V_2 = 7 \text{ Litros}$$

La presión mínima del sistema:  $\frac{P_1}{P_2} = 90\%$

$$\frac{P_1}{P_2} = 0.9$$

$$P_1 = 1769.7 \text{ psi}$$

$$P_1 * V_1 = P_3 * V_3$$

$$V_1 = 8.23 \text{ Litros}$$

Ahora se usará otro método con una ecuacion [23]:

$$V_1 = \frac{\Delta V * \left(\frac{P_3}{P_2}\right)}{e * \left[\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{1}{1.4}} - 1\right]}$$

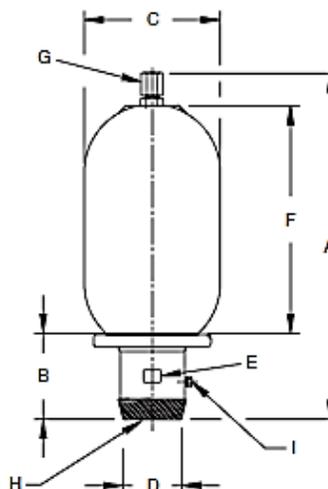
Donde despues de remplazar las presiones queda una expersion como:

$$V_1 = 8.23 \text{ Litros}$$

Usando los catálogos GREER Blandder Products PARKER de las marcas que maneja el proveedor, se selecciona un acumulador de 10 *litros*, ver Figura 46.



For systems requiring a fast "dumping" rate, the High Flow accumulator incorporates a large port assembly capable of flows up to 600 GPM (2270 LPM). Sizes range from 2-1/2 to 15 gallons.



**3000 PSI (207 Bar)**

Models <sup>1</sup>	Nom. Size Gal. (L)	Gas Vol. cu in (L)	Dimensions, in (mm)							Hyd. Port	Port	Weight
			A	B	C	D	E	F	G			
BA02B3A01A1 Male Str. Thd. BA02B3H01A1 Male NPT	2.5 (9.46)	556 (9.11)	22.88 (581)	5.62 (143)	9.06 (230)	4.00 (102)	3.85 (98)	15.25 (387)	1.25 (32)	4-1/4"-8 Str. Thd. 4 NPTF	SAE #6 (9/16-18)	90 (41)
BA05B3A01A1 BA05B3H01A1	5 (18.9)	1124 (18.42)	35.12 (892)	5.62 (143)	9.06 (230)	4.00 (102)	3.85 (98)	27.50 (699)	1.25 (32)	4-1/4"-8 Str. Thd. 4 NPTF	SAE #6 (9/16-18)	130 (59)
BA10B3A01A1 BA10B3H01A1	10 (37.9)	2097 (34.36)	55.62 (1413)	5.62 (143)	9.06 (230)	4.00 (102)	3.85 (98)	48.00 (1219)	1.25 (32)	4-1/4"-8 Str. Thd. 4 NPTF	SAE #6 (9/16-18)	230 (105)
BA11B3A01A1 BA11B3H01A1	11 (41.6)	2400 (39.33)	61.38 (1559)	5.62 (143)	9.06 (230)	4.00 (102)	3.85 (98)	53.75 (1365)	1.25 (32)	4-1/4"-8 Str. Thd. 4 NPTF	SAE #6 (9/16-18)	250 (114)
BA15B3A01A1 BA15B3H01A1	15 (56.8)	3267 (53.54)	79.62 (2022)	5.62 (143)	9.06 (230)	4.00 (102)	3.85 (98)	69.50 (1765)	1.25 (32)	4-1/4"-8 Str. Thd. 4 NPTF	SAE #6 (9/16-18)	315 (143)

NOTE: High flow bladder accumulators not available with Appendix 22 option.

**Figura 46. Catálogo de Acumulador GREER de PARKER [49].**

Para el acumulador seleccionado se tiene una razón de flujo máximo de 833 Litros, lo que indica que está bien ya que el máximo caudal requerido en la prueba de compresión más rápida es de aproximadamente 600 Litros. Ver Figura 47.

**Maximum Flow Rates**

Size (gallon)	Max. Recommended Flow for Standard Mineral Oils	
	GPM	LPM
10 cu in	23	87
1 pt & 1 qt	40	151
150 cu in	60	227
1	150	568
2 1/2 thru 15	220	833
2 1/2 thru 15, Medium Flow	490	1819
2 1/2 thru 15, High Flow	600	2271

**Figura 47. Máxima capacidad de flujo del acumulador [49].**

Se sugiere un montaje de un acumulador directamente con la servoválvula, conectada al cilindro hidraulico con el fin de disminuir perdidas y cumplir con los tiempos de las pruebas de compresión, ver Figura 48.



**Figura 48. Montaje acumulador – servoválvula [48]**

### 6.1.3. Selección de la fuente de potencia hidráulica

Según las cantidades nominales de operación de un motor a 1800 *rpm* y calculando una capacidad de la bomba acorde al sistema.

$$Q_b = C_b * N_b$$

$$Q_b = 0.30 \frac{\text{Litros}}{s}$$

Del catálogo PARKER se elige una bomba de engranajes con las características que están en la Tabla 6, junto con un motor trifásico con una potencia de 7 *kW*.

**Tabla 6. Especificaciones de la fuente de potencia hidráulica.**

Fuente de potencia hidráulica	
Bomba Parker de engranajes	
Desplazamiento	10 ( <i>cm</i> <sup>3</sup> / <i>rev</i> )
Presión máxima	250 <i>bar</i>
Velocidad máxima de trabajo	1800 <i>rpm</i>
Potencia	6.9 <i>kW</i>

En la Figura 49, se muestra el catálogo de hidráulica industrial PARKER, donde se selección la bomba de engranajes.

## Bombas – Desplazamiento fijo

### Engranajes

PGP 500, 600



- Extraordinario rendimiento
- Alta eficiencia
- Bajo ruido de funcionamiento a elevadas presiones de trabajo
- Formatos y conexiones internacionales
- Capacidades de válvula integrada
- Configuraciones de bombas múltiples con una entrada común



Tamaño bastidor PGP 502	0008	0012	0016	0021	0025	0033	0036	0043	0048	0058	0062	0079
Desplazamiento (cm <sup>3</sup> /rev)	0,8	1,2	1,6	2,1	2,5	3,3	3,6	4,3	4,8	5,8	6,2	7,9
Presión máx. cont. (bar)	275	275	275	275	275	275	250	210	160	160	150	120
Veloc. máx. trabajo (rpm)	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	3500	3000	3000	3000	2500
Peso (kg)	1,1	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6

Tamaño bastidor PGP 505	0030	0040	0060	0080	0100	0120
Desplazamiento (cm <sup>3</sup> /rev)	3	4	6	8	10	12
Presión máx. cont. (bar)	275	275	275	275	250	220
Veloc. máx. trabajo (rpm)	4000	4000	3600	3000	2800	2400
Potencia absorbida (kW)	2,3	3,0	4,5	6,0	6,9	7,5
Peso (kg)	2,22	2,27	2,38	2,48	2,58	2,68

Figura 49. Catalogo hidráulica industrial PARKER [50].

### 6.1.3.1. Volumen del tanque

De los manuales de hidráulica [24], se toma que el volumen del tanque son 4 veces el caudal de la bomba en litros por minuto.

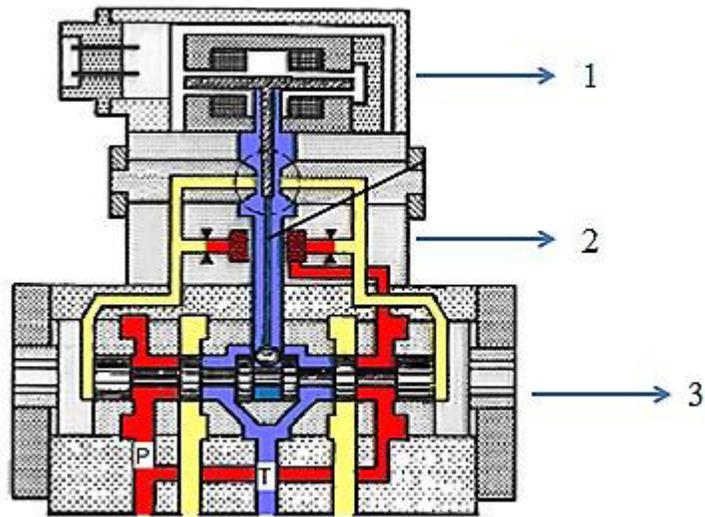
$$V_{tanq} = 72 \text{ Litros}$$

### 6.1.4. Selección de la servo-válvula

Las servoválvulas disponen de una retroalimentación interna que cumple la función de regulación descrita, de esta forma se obtiene en los circuitos hidráulicos que las utilizan un alto grado de exactitud, superior que con las válvulas proporcionales y muy superior que con las convencionales.

Las servoválvulas constan de tres partes principales, el motor de mando 1, el amplificador hidráulico 2 y la válvula principal de corredera 3, ver Figura 50.

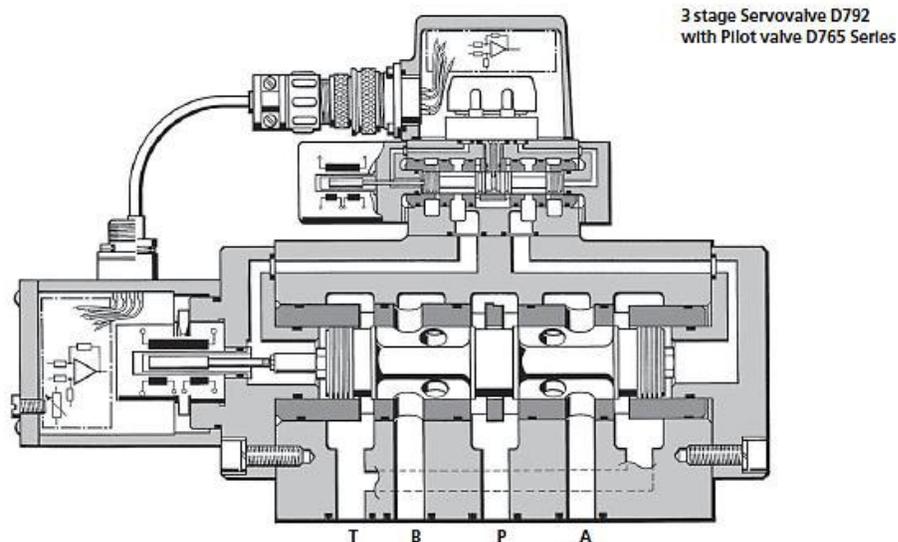
La variable más importante en la selección de la válvula es el tiempo de respuesta, seguido de la capacidad del caudal y la presión máxima.



**Figura 50. Esquema general de una servoválvula [26].**

La prueba más rápida requerida por el dispositivo es de 0.034 segundos (34 *ms*) lo que es muy exigente este parámetro. Con el fin de obtener una buena prueba y deformar la probeta como se requiere con el perfil de velocidad dado, se necesita tomar la curva de caudal diseñado en el capítulo 5 para un  $\dot{\epsilon} = 30 [s^{-1}]$ , que es la prueba más rápida y dura 34 *ms* y tomarla en unos 10 puntos como mínimo en el control de la válvula, es decir, la servoválvula requiere hacer como mínimo 10 cambios de caudal en 34 *ms* que es la prueba más rápida, así la servoválvula cumplirá con la curva de caudal diseñada para esta prueba.

Con estos requerimientos se buscó una servoválvula con un tiempo de respuesta de 3 *ms*, 0.003 segundos, encontrándola en el catálogo de Moog de servoválvulas con electrónica integrada con la serie D791 y D792.



**Figura 51. Servoválvula series D792 [27].**

La válvula tiene un tiempo de respuesta de 4 ms con una válvula piloto MOOG D765 con un tiempo de respuesta de 3 ms, lo cual es ideal para el dispositivo.

Las capacidades de caudal se selecciona de 800 Litros ya que el máximo requerido es de 600 Litros y 3000 psi de presión máxima, ver Figura 52.

D792 Series  
Technical data

**MOOG**

Model . . . . Type		D792 . . . . S . . .			
Mounting pattern		Moog Standard			
Valve body version		4-way			
		3-stage with bushing spool assembly			
		2-stage, optional D761 or D765 Series			
		X and Y			
		17			
Pilot valve	optional, internal or external				
Pilot connection					
Mass	[kg]				
Rated flow	(± 10%) at $\Delta p_N = 35$ bar				
	per land	400	630	800	1000
Response time*	for 0 to 100% stroke (dependent on pilot valve)				
	[ms]			4 to 12	
Threshold*	[%]			< 0,2	
Hysteresis*	[%]			< 0,5	
Null shift	with $\Delta T = 55$ K			< 2	
Null leakage flow*	total, max.	10	14	14	14
Pilot leakage flow*	max., for 100% step input (dependent on pilot valve)				
	[l/min]			6 to 16	
Main spool stroke	[mm]	1,8	1,9	2,6	4,0
Main spool drive area	[cm <sup>2</sup> ]	3,8	7,14	7,14	7,14

\* measured at 210 bar pilot or operating pressure, fluid viscosity of 32 mm<sup>2</sup>/s and fluid temperature of 40 °C

Figura 52. Características de la servoválvula Moog D792 [27].

### 6.1.5. Cálculo de la tubería

Para el cálculo de la tubería se tuvo en cuenta que el flujo del fluido es laminar en la tubería, tomando así un valor máximo de 2000 en el número de Reynolds ( $Re$ ).

$$Re = \frac{v_s D}{\vartheta}$$

Con un valor menor o igual a 2000 se asegura un flujo laminar en la tubería. La ecuación de Reynolds se puede sobrescribir de la siguiente forma:

$$D = \frac{4Q}{2000\pi\vartheta}$$

Para la viscosidad cinemática se utilizo  $195 \cdot 10^{-6} m^2/s$  que es la viscosidad de un aceite Oil número 2 y el caudal el máximo del sistema que es de 160 gpm o  $0.00985 m^3/s$ .

Entonces el diámetro mínimo de la tubería es:

$$D = 0.03215 m = 1.26 in$$



Que se ajusta a una tubería comercial de 1 ¼ in.

Teniendo en cuenta los tamaños de los puertos de entrada y salida del fluido en el cilindro hidráulico que son tamaños estándar NPT(F) de 1 in y el la servoválvula que es de 1.1 in (28 mm) se pide en la cotización de los componentes hidráulicos los tamaños 1 in, 1 ¼ in y 2 in.

Se determinó usar tubería de acero inoxidable y se eligió la capacidad según los catálogos de la empresa Distribuidora Metálica S.A. de C.V. catálogo de tubería, conexiones y válvulas de acero inoxidable, esta empresa tiene sucursal en la ciudad de Querétaro, estando cerca a Salamanca.

Del catálogo se elige tubería (pipe) de cedula 80 sin costura de acero inoxidable, ver Figura 53.

La presión máxima del sistema hidráulico del dispositivo de pruebas es de 2500 psi lo que indica que una tubería de cedula 80 está por encima de este límite, teniendo una presión interior de trabajo de 2640 psi para un diámetro de 2 in, que son los valores más críticos.

Medida nominal	Cédula	Espesor de pared		Diámetro exterior		Peso aproximado		Presión interior de trabajo		Presión de ruptura		Presión exterior de trabajo		Presión de Aplastamiento		
		Pulg	mm	Pulg	mm	Pulg	mm	Lb/pie	Kg/m	(PSI)	Kg/cm <sup>2</sup>	(PSI)	Kg/cm <sup>2</sup>	(PSI)	Kg/cm <sup>2</sup>	(PSI)
1/2	12.7	10	0.083	2.11	0.840	21.34	0.550	0.819	2860	200	16110	1135	1453	102	5812	408
		40	0.109	2.77			0.687	1.023	3850	270	21730	1530	2063	145	8252	580
		80	0.147	3.73			0.871	1.297	5410	380	30480	2145	3195	225	12780	900
3/4	19.1	10	0.083	2.11	1.050	26.67	0.877	1.307	2250	160	12670	890	1087	76	4348	304
		40	0.109	2.77			1.121	1.670	3010	210	16990	1195	1453	102	5812	408
		80	0.147	3.73			1.449	2.158	4190	295	23620	1660	2512	177	10048	708
1	25.4	10	0.109	2.77	1.315	33.40	1.437	2.140	2360	165	13320	935	1189	84	4756	336
		40	0.133	3.38			1.718	2.559	2930	205	16520	1165	1453	102	5812	408
		80	0.179	4.55			2.223	3.311	4070	285	22930	1615	2512	177	10048	708
1 1/2	38.1	10	0.109	2.77	1.900	48.26	2.134	3.178	1600	115	9020	635	769	54	3076	216
		40	0.145	3.68			2.778	4.138	2160	150	12180	855	1087	76	4348	304
		80	0.200	5.08			3.715	5.533	3060	215	17240	1215	1453	102	5812	408
2	50.8	10	0.109	2.77	2.375	60.33	2.700	4.022	1270	90	7150	505	533	38	2132	152
		40	0.154	3.91			3.736	5.565	1820	130	10250	720	889	63	3556	252
		80	0.218	5.54			5.140	7.657	2640	185	14870	1045	1309	92	5236	368

Figura 53. Tubería de cedula de acero inoxidable sin costura [28].

### 6.1.6. Cálculo de pérdidas de carga

Para el cálculo de las pérdidas se tomó un caso de estudio para el análisis ya que se aconseja que en el montaje el acumulador, la servoválvula y el cilindro hidráulico estén juntos con el fin de mejorar el funcionamiento de las pruebas de compresión ya que los tiempos de estas son muy exigentes. En el caso de análisis se tomaron dos tramos, (1) conexión del acumulador a la servoválvula y (2) de la servoválvula al cilindro hidráulico.

Para el caso (1) se supone una distancia de 1 m y un codo, y para el caso (2) una distancia de 1 m y dos codos.



Utilizando la ecuación de Bernoulli para establecer la ecuación de energía del sistema, calculando las velocidades y los cambios de presión. La ecuación de Darcy – Weisbach donde conociendo el factor de fricción se puede hallar las pérdidas de carga [29].

También se utilizaron los diagramas de Moody, donde se han obtenido datos experimentales que relacionan el factor de fricción con el número de Reynolds para el flujo totalmente desarrollado en tubos con una amplia variedad de espesores de pared.

$$H_2 + \frac{v_{Tramo\ 2}^2}{2g} + \frac{P_{T2}}{\gamma_o} + h_{c1} + h_{c2} + h_{codo1} + h_{codo2} + h_{f1} + h_{f2} = H_1 + \frac{v_{Tramo\ 1}^2}{2g} + \frac{P_{T1}}{\gamma_o}$$

Suponiendo que la diferencias de altura son 1 m. Calculando las pérdidas por cambios de sección:

$$h_{c1} = \left(\frac{1}{c_c} - 1\right)^2 * \frac{v_{Tramo\ 1}^2}{2g}$$
$$h_{c2} = \left(\frac{1}{c_c} - 1\right)^2 * \frac{v_{Tramo\ 2}^2}{2g}$$

Para el cálculo del coeficiente de contracción se calculó por la relación de las áreas.

$$h_{c1} = 2.69\ m$$
$$h_{c2} = 11.06\ m$$

Para las perdidas en los codos se utilizó un valor de coeficiente de pérdidas de  $K = 0.9$ .

Para el tramo (1):

$$h_{codo1} = \frac{0.9 v_{Tramo\ 1}^2}{2g}$$
$$h_{codo1} = 6.87\ m$$

Para el tramo (2):

$$h_{codo2} = 2 * \frac{0.9 v_{Tramo\ 2}^2}{2g}$$
$$h_{codo2} = 109.2\ m$$

Perdidas por fricción:

$$f_r = \frac{64}{Re} = 0.032$$

Para el tramo (1):

$$h_{f1} = 0.032 * \frac{v_{Tramo\ 1}^2}{2g}$$
$$h_{f1} = 0.24\ m$$



Para el tramo (2):

$$h_{f2} = \frac{v_{Tramo 2}^2}{2g}$$

$$h_{f2} = 19.4 \text{ m}$$

La suma de todas las pérdidas es:

$$h_T = 148.5 \text{ m}$$

Multiplicando toda la ecuación por el peso específico

$$\gamma = \rho g$$

$$\rho \frac{v_{Tramo 1}^2}{2} + P_{T2} + \gamma h_T = \gamma H_1 + \rho \frac{v_{Tramo 2}^2}{2} + P_{T1}$$

$$P_{T2} = 11.55 \text{ Mpa}$$

$$P_{T2} = 1680 \text{ psi}$$

Calculando el delta de presión ( $\Delta P$ ):

$$\Delta P = P_{T1} - P_{T2} = 270 \text{ psi}$$

Las pérdidas en la tubería son de 270 *psi* tomando los casos más críticos, sin embargo esta presión es fácil de remplazar aumentando este valor en la presión del acumulador, siendo la presión de trabajo del sistema. Sumando las perdidas en la servoválvula que son aproximadamente de 75 *psi* según su catálogo.

$$\Delta P_T = 270 \text{ psi} + 75 \text{ psi} = 345 \text{ psi}$$

Siendo 345 *psi* la presión que se debe recuperar en el sistema. El sistema está en la capacidad de responder por estas pérdidas ya que la presión máxima a la que puede operar el dispositivo de pruebas está diseñada en 2500 *psi*, y todos los dispositivos hidráulicos tienen capacidad máxima de 3000 *psi*.

## 6.1.7. Golpe de ariete

El golpe es, junto a la cavitación, el principal causante de averías en tuberías e instalaciones hidráulicas. Este se origina debido a que el fluido es ligeramente elástico. En consecuencia, cuando se cierra bruscamente una válvula o un grifo instalado en el extremo de una tubería de cierta longitud, las partículas de fluido que se han detenido son empujadas por las que vienen inmediatamente detrás y que siguen aún en movimiento. Esto origina una sobrepresión que se desplaza por la tubería a una velocidad que puede superar la velocidad del sonido en el fluido.

### 6.1.7.1. Sobrepresion en un golpe de ariete

La sobrepresion depende del tiempo de cierre de la válvula  $t_c$  [25]:

- Cierre instantaneo  $t_c = 0$ , es un caso teorico.



- Cierre rapido  $0 < t_c < \frac{2l_o}{c}$ : el cierre se produce antes de que la onda de presion se refleje en el estanque y vuelva a la valvula; la sobrepresion identica al caso de cierre instantaneo.
- Cierre lento  $t_c > \frac{2l_o}{c}$ : la depresion generada al reflejarse la onda en el embalse disminuye la presion maxima respecto al instantaneo.

Para el cierre instantaneo o rapido tenemos:

$$F_i = ma = (\rho \text{ vol}) \left( \frac{dv}{dt} \right)$$

$dt$  no es el tiempo de cierre, sino el que transcurre hasta que la masa de fluido considerado se detiene.

$$F_i = \rho [A_o l_o] \frac{v}{dt}$$

$$\Delta P_a = \frac{F_i}{A_o}; \Delta P_a = \rho c v$$

$$\Delta H = \frac{\Delta P_a}{\gamma_o} = \frac{\Delta P_a}{\rho g} = \frac{c v}{g}$$

Del cálculo según de alievi del golpe de ariete:

$$\frac{1}{c^2} = \rho \left( K_F + \frac{D}{E_F \delta} \right)$$

$$c = \frac{\left( \sqrt{\frac{E_F}{\rho}} \right)}{\sqrt{1 + \frac{E_F D}{E_T \delta_T}}}$$

Como el dispositivo desacalera de  $540 \text{ mm/s}$  a  $193.5 \text{ mm/s}$ , se calculó el delta de presión ( $\Delta P_a$ ) que produce el golpe de ariete en el frenado del cilindro cuando termina la prueba.

$\Delta P_a = 30 \text{ psi}$  en el cilindro hidráulico y  $\Delta P_a = 500 \text{ psi}$  en la tubería.

Para mitigar el golpe de ariete se recomendó instalar un amortiguador hidráulico en el sistema, en la tubería justo a la entrada del fluido al cilindro hidráulico. Las capacidades de este amortiguador deben ser de la suma de la presión de operación más el delta que aumenta, aproximadamente  $2500 \text{ psi}$ .

Sin embargo los dispositivos hidráulico traen protecciones como amortiguadores hidráulicos, el cilindro hidráulico tiene un sistema de acolchonamiento que protege de estos aumentos de presión, el montaje de la servoválvula trae un amortiguador pequeño que protege de los aumentos repentinos de presión.

---

---

# Capítulo 7

## Diseño estructural

---

---

### 7.1. Simulación estructural de prototipo

Partiendo del modelo CAD realizado en solidworks y mostrado en el capítulo 3, sección 3.3, se plantea realizar el estudio estructural del dispositivo por medio del análisis por elemento finito (FEA por sus siglas en inglés), con el objetivo de aprender a plantear en el software las condiciones de operación de la parte estructural del prototipo, para así poder aplicar el análisis correcto al diseño final del dispositivo.

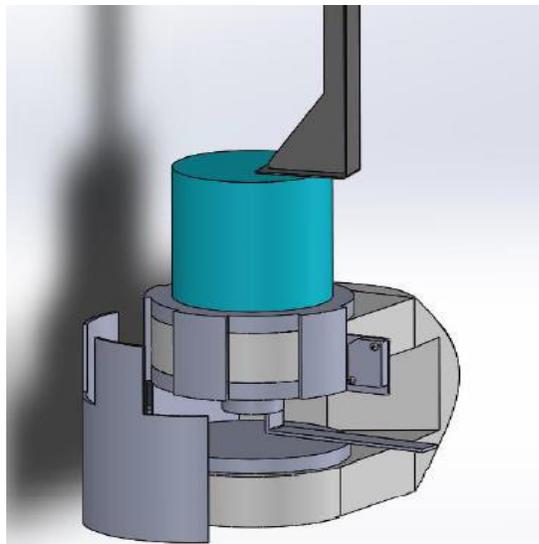


Figura 54. Modelo CAD del prototipo de pruebas.

#### 7.1.1. Descripción del funcionamiento del prototipo

A partir de la observación del funcionamiento del prototipo en las pruebas realizadas para validación de su funcionamiento, mostrado en el capítulo 4.

La parte estructural del prototipo está compuesta de un solo elemento donde está el cilindro hidráulico, lo cual es una estructura base que tiene una forma de C, es de hierro fundido y no está anclada a la mesa, donde se instaló en el laboratorio de manufactura de DICIS.

Cuando el prototipo estuvo en funcionamiento se observó que la base C se movía un poco por no estar fija a la mesa, estas mismas condiciones se realizaron en la simulación por FEA, sin embargo es una observación muy valiosa ya que el diseño definitivo debe estar fijo y muy rígido.

En la prueba el vástago se desplaza comprimiendo la probeta, causando un efecto de reacción en la parte inferior de la base C y soportando la carga de compresión en la parte superior donde está fijado el cilindro hidráulico. Estas condiciones de funcionamiento se llevaron a la simulación por FEA.

### 7.1.2. Proceso y tipo de elemento

Del modelo CAD se guardó la base C en un formato (.x\_t) para ser importado al software de FEA, se usó ANSYS APDL, ya que la Universidad de Guanajuato cuenta con la licencia.

Una vez seleccionando el elemento que soporta todo el esfuerzo de las cargas de operación en el prototipo, que es la estructura base C. se realiza una búsqueda de las propiedades mecánicas del material, identificando que es un hierro fundido (colado), con una resistencia a la compresión de 227 a 1200 Mpa, las propiedades del material son de módulo de Elasticidad  $E = 144$  a 177 Gpa y una relación de Poisson  $\nu = 0.25$ . El modelo del material se tomó como lineal e isotrópico.

En el tipo de elemento se utiliza SOLID 185 que sirve para el modelado tridimensional de estructuras sólidas. Se define por ocho nodos con tres grados de libertad en cada nodo en las direcciones nodales x, y, z. El elemento tiene plasticidad, hiperelasticidad, rigidez de tensión, fluencia, gran deformación y grandes capacidades de deformación.

Este sólido estructural es adecuado para modelar estructuras sólidas 3-D generales. Permite degeneraciones de prisma, tetraedro y pirámide cuando se usa en regiones irregulares, ver Figura 55.

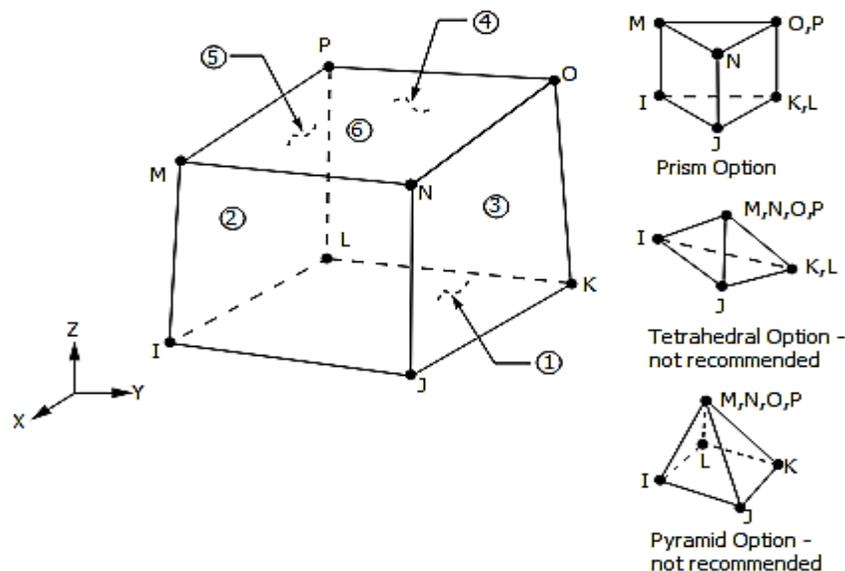
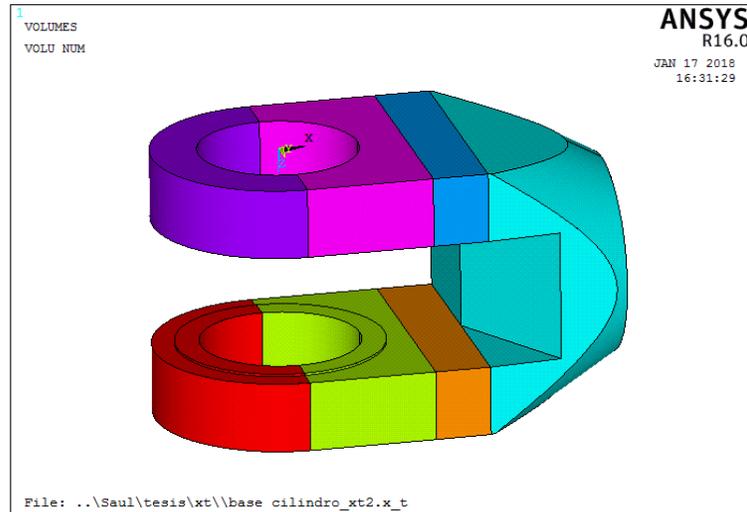


Figura 55. Elemento SOLID 185, ANSYS [30].

### 7.1.3. Condiciones de frontera

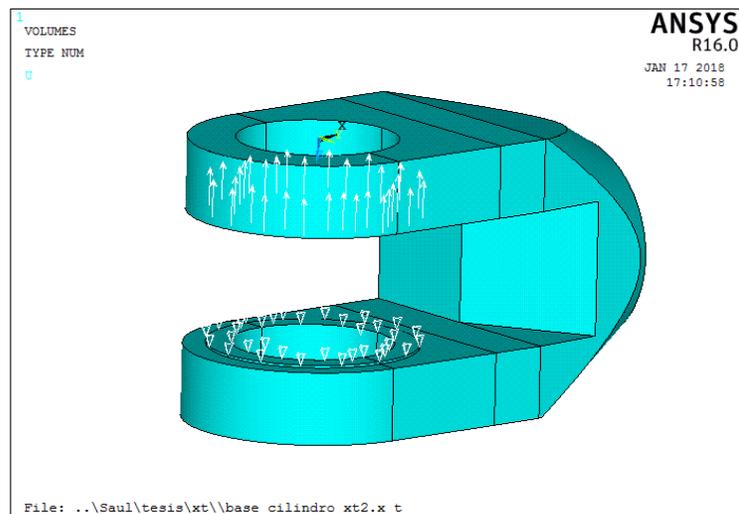
Se dividió el volumen mediante su working plane para poder mallar las geometrías complejas que tiene la base estructural C, logrando el mallado y el análisis de la simulación, la malla se genera con el elemento Solid 185 y se decide mallar con tetraedros, ya que la base C tiene partes con geometrías complejas.



**Figura 56. Base estructural C del prototipo en ANSYS APDL.**

Para la simulación se plantea una carga de presión equivalente a 3.6 Mpa sobre la cara de superior de la estructura C donde se apoya el pistón hidráulico, una carga de reacción en la parte inferior donde se apoya la probeta a comprimir.

Las restricciones de desplazamiento en la parte inferior no se toman ya que la base C no está anclada a la mesa.



**Figura 57. Condiciones de frontera para la simulación de la base C.**

### 7.1.4. Resultados de la simulación

Analizando el postproceso de la simulación, la estructura C soportará una deformación máxima de  $0.55 \text{ mm}$  lo cual es pequeña para sus condiciones de trabajo y el esfuerzo de von Mises de  $69.8 \text{ Mpa}$ , ver Figura 58, y suponiendo que la estructura C tiene la resistencia más baja en la serie de hierros fundidos que es de  $227 \text{ Mpa}$  da un factor de seguridad de 3.25 lo cual es satisfactorio.

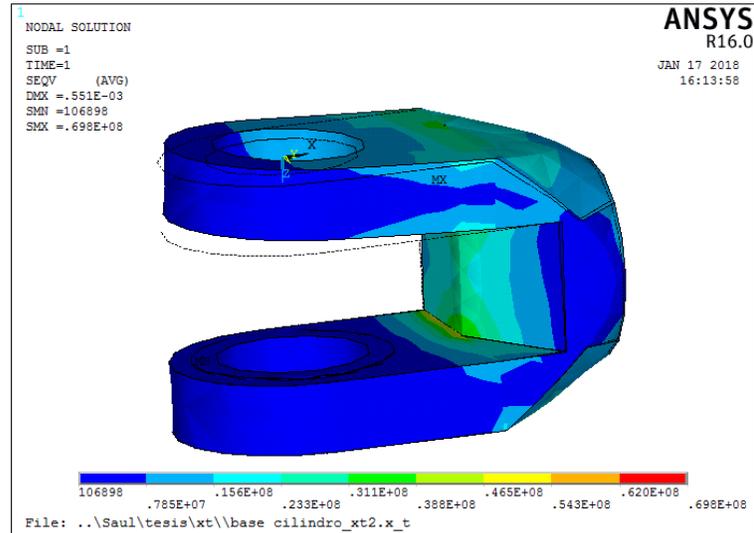


Figura 58. Esfuerzo de Von Mises en la base C.

La Figura 58, también muestra la forma deformada de la base C, que es una deformación exagerada que sufra la estructura en la figura, donde se observa que esta bien la dirección de la deformación según las condiciones de frontera de la estructura.

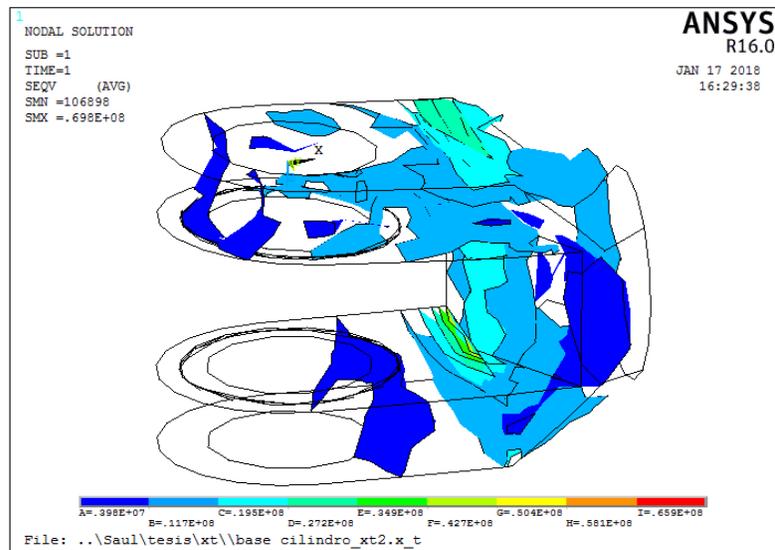


Figura 59. Isosuperficies de Von Mises de la base C.

Con el fin de observar la distribución de los esfuerzos dentro de la base C, se realizó una vista de isosuperficies, ver Figura 59, del esfuerzo de von Mises. De esta forma se notan las partes a las que no están sometidas a esfuerzo y las partes donde hay mayor concentración de esfuerzo, aclarando un poco la perspectiva del diseño estructural del dispositivo.

## 7.2. Búsqueda de Patentes

Se llevó a cabo una búsqueda de patentes de dispositivos similares, entre las más importantes se encontraron las siguientes:

- **EP1382706 (Isothermal forging of nickel-base superalloys in air)**

<https://patents.google.com/patent/EP1382706A1/>

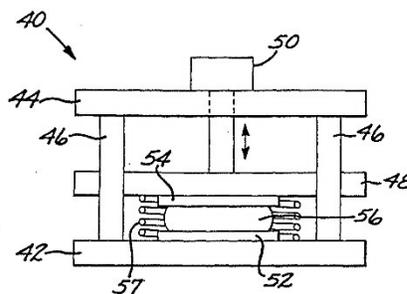


FIG. 2

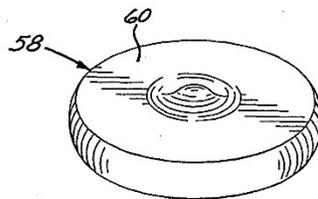


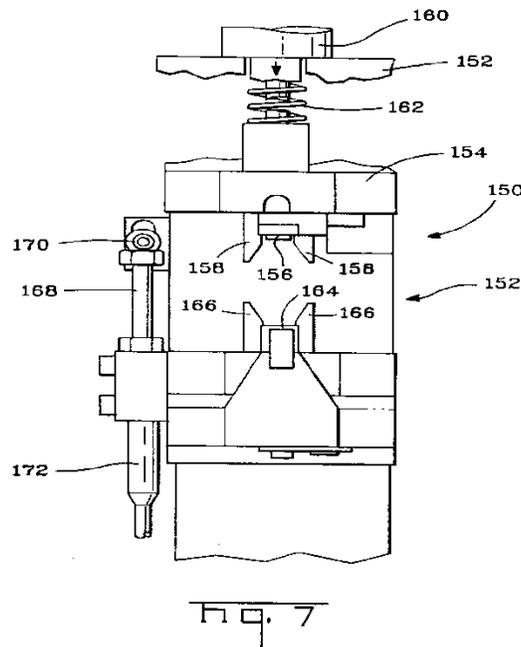
FIG. 3

### Figura 60. Patente [EP1382706] Forjado isotérmico de superaleaciones a base de níquel.

Una superaleación hecha de una superaleación a base de níquel de forja se forja en una prensa (40) que tiene matrices de forja (52, 54) hechos de una superaleación a base de un troquel de níquel. La forja se realiza por calentamiento de una pieza de trabajo de superaleación (56) a una temperatura de forjado de aproximadamente 1700 ° F a aproximadamente 1850 ° F, y forjando a esa temperatura y a una velocidad de deformación nominal. La matriz de superaleación a base de níquel se selecciona para tener una resistencia a la fluencia de no menos de un esfuerzo por flujo de la superaleación a base de níquel de forja a la temperatura de forjado y la velocidad de deformación.

- **US08131271**

U.S. Patent Aug. 16, 1994 Sheet 4 of 6 5,337,589



**Figura 61. Patente USA [US08131271] Prensa de troqueles.**

La altura de cierre de un juego de troqueles para prensar un terminal eléctrico en un yunque a un cable se ajusta gradualmente por medio de un disco que puede ser accionado por un servomotor a una pluralidad de posiciones angulares, cada una de las cuales establece una altura de cierre ideal teórica para una combinación particular de tamaños de terminal y terminal. Dado que el desgaste del yunque, en particular, y / o pequeñas variaciones en las dimensiones del terminal y del terminal, puede falsear el ajuste de altura de engarzado ideal, la altura real de engarzado alcanzada, se mide electrónicamente o mecánicamente y la altura del yunque de acuerdo con dicha medición, por medio de un servo motor adicional para ajustar la altura de cierre del conjunto de matriz y el yunque, de manera que se logra la altura de cierre ideal.

- **US07672690**

Para un sistema de ensayo de material dinámico y, en particular, para un ensayo que prueba una muestra mediante deformación compresiva de su zona de trabajo y que tiene un control independiente sobre la deformación de la muestra (deformación) y la velocidad de deformación. El aparato también puede dirigir simultáneamente calor de resistencia o enfriar de manera conductiva la muestra, bajo condiciones controladas, con el fin de establecer planos isotérmicos a una temperatura deseada sustancialmente uniforme en toda la zona de trabajo de muestra antes, durante y después de cada deformación de compresión de la misma.

U.S. Patent Mar. 23, 1993 Sheet 1 of 2 5,195,378

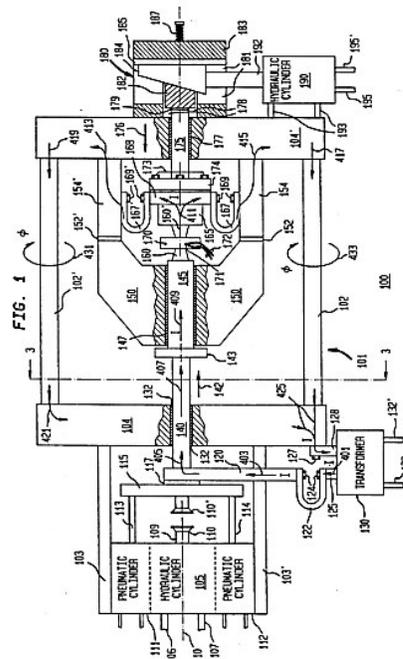


Figura 62. Patente USA [US07672690] sistemas de pruebas de compresión.

- US3457779A

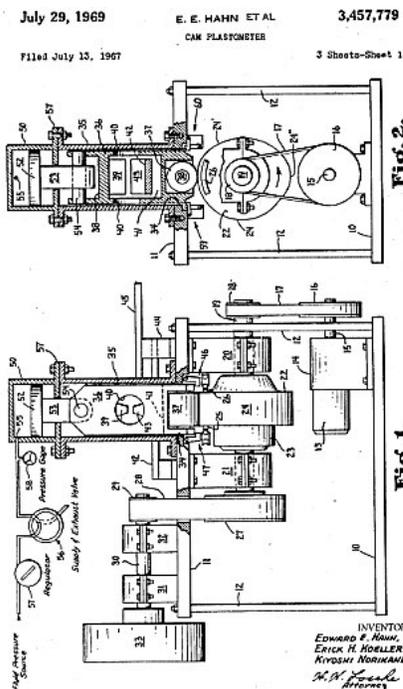


Figura 63. Patente USA [US3457779A] Prensa para producir deformación plástica.

Esta invención se refiere a una prensa de material que es una máquina o mecanismo para producir deformaciones de plástico compresivas de materiales. Esta tarea básicamente simple se complica

cuando los requisitos de alta carga se acoplan con altas tasas de deformación de características predeterminadas y controladas de tiempo / desplazamiento no constante.

### 7.3. Requisitos y limitaciones de diseño

Partiendo del análisis de la búsqueda de antecedentes y monitoreo tecnológico, también la búsqueda de patentes y el funcionamiento del prototipo y la prensa YL32\_100, se decide realizar un diseño estructural similar al de una prensa, ya que el dispositivo se deberá manufacturar en un taller mecánico, lo que implica que las bases del dispositivo no se pueden hacer de fundición, sino de perfiles de acero soldados de tal forma que den la rigidez suficiente para el funcionamiento adecuado del dispositivo de pruebas.

De esta forma se plantearon algunas limitaciones y requisitos en la parte estructural del dispositivo, tales como:

- El dispositivo se debe instalar en un espacio de trabajo en el laboratorio de manufactura de DICIS.
- El dispositivo debe tener el tamaño de tal forma que se pueda adaptar en una mesa de trabajo.
- Las conexiones eléctricas de alimentación para el funcionamiento del dispositivo se tomarán del laboratorio de manufactura de DICIS.
- Debe tener en cuenta los tamaños de los dispositivos hidráulicos, en especial el cilindro hidráulico.
- Debe tener en cuenta las alturas de trabajo diseñadas en el capítulo 5, para la aceleración y desaceleración del cilindro hidráulico.
- Debe tener en cuenta el tamaño del inductor, el cual calentará las probetas dentro del dispositivo.
- Debe tener en cuenta los elementos de instrumentación, los cuales tomarán las lecturas de las variables de ingeniería de interés para obtener los resultados esperados, estos elementos son el sensor de desplazamiento, la celda de carga entre otros.
- El dispositivo debe ser funcional para las pruebas de compresión de probetas cilíndricas y probetas de anillo.
- Debe tener en cuenta el uso del cuarzo para las pruebas de compresión de anillos.
- Debe tener en cuenta los topes mecánicos para garantizar el frenado del cilindro hidráulico.
- Debe tener las medidas de ancho y alturas de trabajo necesarias para su buena operación.
- Debe ser segura su operación.
- El diseño del dispositivo debe ser de tal forma que se pueda manufacturar en un taller mecánico de tamaño mediano.

## 7.4. Descripción del diseño estructural del dispositivo

En esta sección se presenta la descripción de componentes del diseño estructural del dispositivo hidráulico también llamado plastómetro, los planos de fabricación y ensamble están en el anexo del apéndice, que se entrega en una CD, ya que son 70 planos.

Todas las medidas están en pulgadas y el código de los planos es PLT por sus iniciales del nombre Plastómetro, se recomienda seguir la secuencia de la soldaduras en las bases superior e inferior y se sugiere que se hagan opuestas y esperando un tiempo para evitar deformaciones en los elementos.

Del análisis de las máquinas y patentes existentes, también del funcionamiento del prototipo, el cálculo y selección del cilindro hidráulico, y el funcionamiento de la prensa YL32\_100 ubicada en el laboratorio de manufactura, se decidió diseñar la parte estructural como una prensa de cuatro columnas y dos bases, la base superior donde se sujetara el cilindro hidráulico y la base inferior donde estará la celda de carga y las probetas, del tamaño ideal para el cumplimiento de las necesidades de las pruebas de compresión.

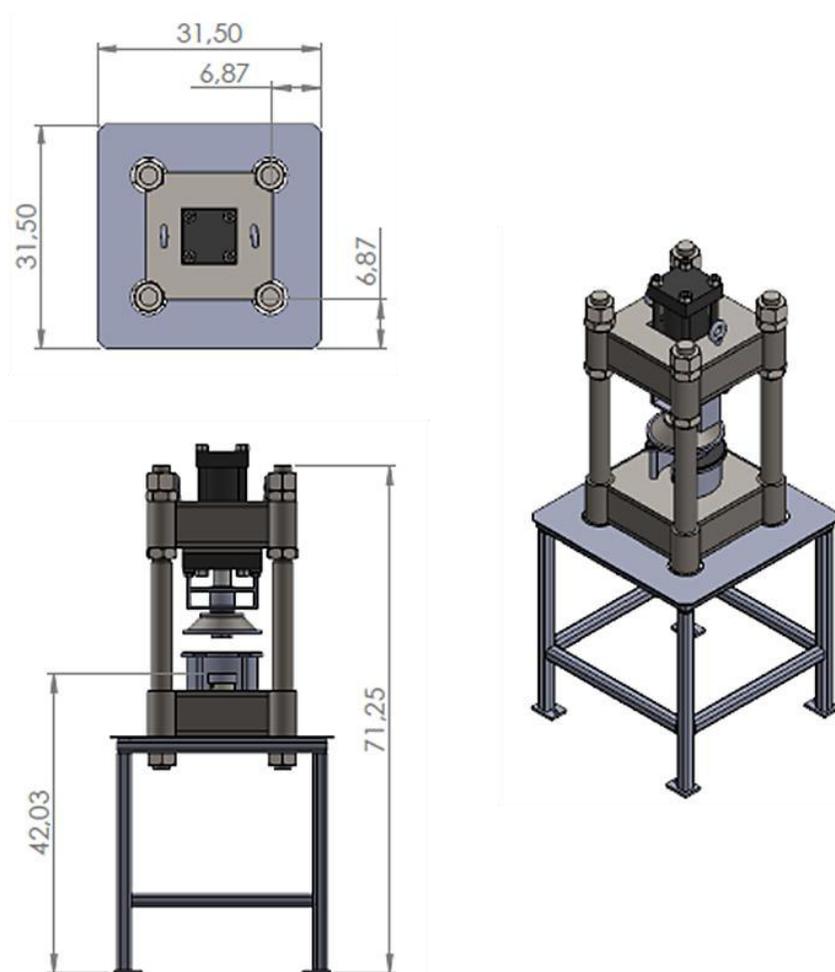


Figura 64. Montaje del dispositivo de pruebas de compresión.

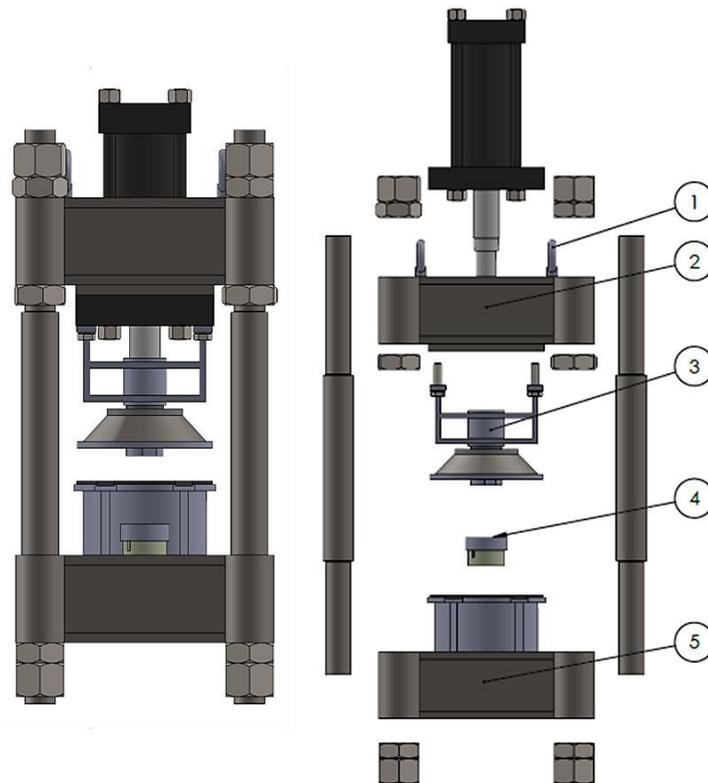
Para las alturas se tomó la altura de trabajo preciso de pie [32] que se encuentra entre 90 *cm* y 120 *cm*.

El montaje del dispositivo de pruebas se muestra en la Figura 64, es un dibujo CAD realizado en SolidWorks, las unidades de longitud están en pulgadas.

En el sistema de sujeción se diseñó un sistema de contratuerca en la parte superior y en la parte inferior ya que el dispositivo estará funcionando a tensión y cargarán las columnas a tensión por lo que se pensó en este práctico sistema de sujeción.

En la base superior también se encuentra unas tuercas abajo para darle el centrado de la base y el cilindro hidráulico, que a su vez sostiene los pesos de estos componentes.

El tamaño del dispositivo de pruebas de compresión tiene el tamaño esperado para la fabricación y la instalación del mismo en el laboratorio de manufactura de DICIS.



**Figura 65. Despiece del dispositivo de pruebas.**

Los subensambles del diseño estructural, ver Figura 65, están detallados en la Tabla 7, con nombre y descripción.

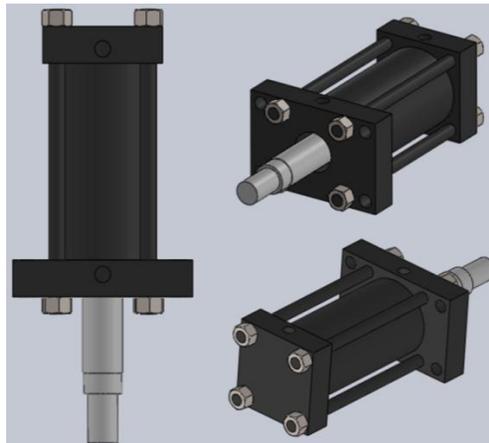
La descripción esta referenciada con el plano de construcción de cada ensamble.

**Tabla 7. Lista de subensambles del diseño estructural del dispositivo, ver Figura 65.**

N° de Elemento	Nombre de la pieza	Descripción	Cantidad
1	Tornillo de Ojo	<i>Cuerda</i> [3/4 – 10]	2
2	Base Superior Soldada	<i>PLT_002_013</i>	1
3	Ensamble de Piezas Superiores	<i>PLT_005_000</i>	1
4	Ensamble de la Celda de Carga	<i>PLT_006_000</i>	1
5	Base Inferior Soldada	<i>PLT_003_012</i>	1

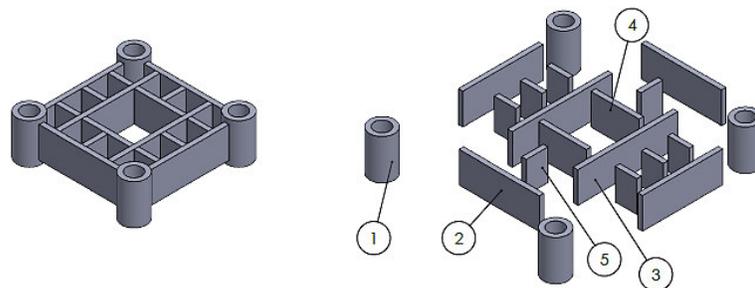
### 7.4.1. Dibujo CAD del cilindro hidráulico

Se realizó un dibujo CAD en SolidWorks del cilindro hidráulico con el fin de tener las dimensiones y pensar en un sistema de sujeción por medio de una brida en la base superior del dispositivo que se ajuste a la brida que trae el cilindro PARKER.


**Figura 66. Dibujo CAD del cilindro hidráulico PARKER.**

### 7.4.2. Diseño de la base superior

De las dimensiones del cilindro hidráulico PARKER y el dibujo CAD se plantea el diseño de la base superior estructural, sobre la cual se va a sujetar el cilindro hidráulico. En el diseño se tuvo en cuenta la manufactura de la base, ya que es más económico hacerla de perfiles comerciales y después ser soldada en un taller mecánico.


**Figura 67. Ensamble interno de la base superior.**

El diseño de la base superior se planteó con cuatro redondos ya que es una prensa de cuatro columnas, y la unión de soleras de acero A 36, la cual le dará rigidez a la estructura de la base.

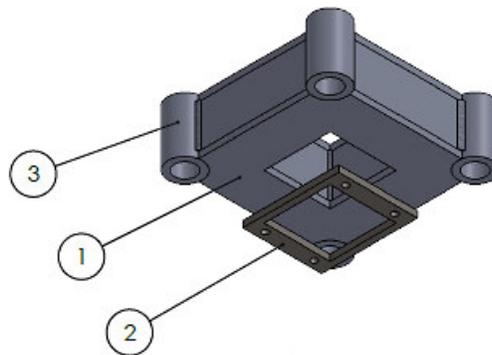
Los planos: [Plano PTL\_002\_002], [Plano PTL\_002\_003], [Plano PTL\_002\_004], [Plano PTL\_002\_005], son soleras de acero A 36 de 3/4 de espesor y en los planos se especifica el corte, se recomienda con la mayor precisión posible ya que en el ensamble debe centrar el cilindro hidráulico.

En el anexo de los planos está diseñada la secuencia de la soldadura para reducir los efectos de calentamiento de las soleras así evitando torceduras de las mismas, se eligió un acero A36 que tiene buenas propiedades de soldabilidad.

**Tabla 8. Lista de componentes de ensamble de la base superior, ver Figura 67.**

N° de Elemento	Nombre de la pieza	Descripción	Cantidad
1	Redondo	PTL_002_001	4
2	Solera Exterior	PLT_002_002	4
3	Solera Interior Larga	PLT_002_003	2
4	Solera Interior Mediana	PLT_002_004	2
5	Solera Interior Corta	PLT_002_005	8

Con el fin de aumentar la rigidez de la base superior se diseñan dos tapas una superior y la otra inferior, y una brida que se soldara a la tapa inferior donde se sujetara el cilindro hidráulico.



**Figura 68. Base superior completa.**

La base completa está formada por dos placas y una brida, ver Figura 68, que sujetara el cilindro hidráulico por medio de unos agujeros roscados.

**Tabla 9. Elementos que completan la base superior, ver Figura 68.**

N° de Elemento	Nombre de la pieza	Descripción	Cantidad
1	Placa 2	PTL_002_012	1
2	Brida Para Sujetar el Cilindro	PLT_002_014	1
3	Base Superior Soldada	PLT_002_010	1

### 7.4.2.1. Simulación por FEA de la base superior

La base superior soporta la carga realizada por el cilindro hidráulico quien le hace presión en la brida donde esta sujetado, para simplificar el análisis y ahorrar tiempo de computo se realizó simetría en la base estructural.

La fuerza del dispositivo se decidió de 25 Toneladas pero la simulación se realizó con 30 Toneladas, ya que el dispositivo puede alcanzar esta fuerza en un determinado momento.

Se utilizaron las propiedades del acero A 36, que tiene una resistencia a la fluencia de  $250 \text{ Mpa}$ , y otras propiedades como el módulo de elasticidad  $E = 210 \text{ Gpa}$  y relación de Poisson  $\nu = 0.29$ . El modelo del material se tomó como lineal e isotrópico.

#### 7.4.2.1.1. Tipo de Elemento y condiciones de frontera

Para validar el diseño de la base superior se realizó un análisis por elemento finito FEA, donde guardó el sólido en un formato llamado .IGES, y se importó a ANSYS APDL.

Se realizó la simulación de 1/4 de la base estructural completa ya que es simétrica y se realizaron las restricciones de espejo en la simetría. Las restricciones en el redondo se hicieron radiales ya que se debe tener en cuenta la columna, que no deja trasladar los nodos pero los nodos pueden rotar debido a la torcedura que puede experimentar la base superior. La carga se aplicó en forma de presión en la brida de la base donde se sujeta el cilindro hidráulico, ya que este distribuye la fuerza en esta zona.

Se utilizó un elemento SOLID187 Descripción del elemento:

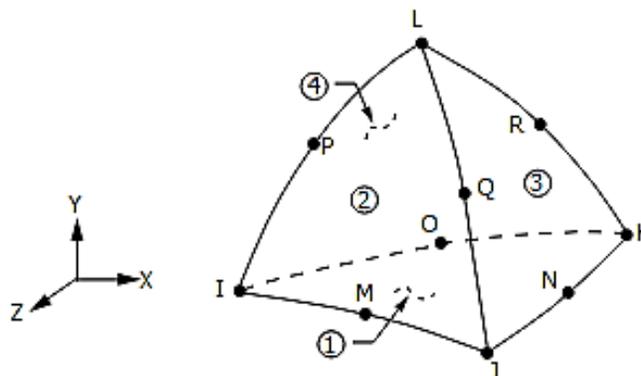


Figura 69. Elemento SOLID 187, ANSYS [30]

- El elemento SOLID187 es un elemento 3-D, 10-node de orden superior. SOLID187 tiene un comportamiento de desplazamiento cuadrático y está bien adaptado para mallas irregulares (como las producidas por varios sistemas CAD / CAM).

- El elemento está definido por 10 nodos que tienen tres grados de libertad en cada nodo en las direcciones nodales x, y, z. El elemento tiene plasticidad, hiperelasticidad, fluencia, rigidez por estrés, gran desviación y grandes capacidades de deformación.

Se realizó un mallado libre con tetraedros dividiendo las líneas de los espesores de tal forma que quedaran como mínimo 5 elementos en cada espesor.

#### 7.4.2.1.2. Resultados de la simulación

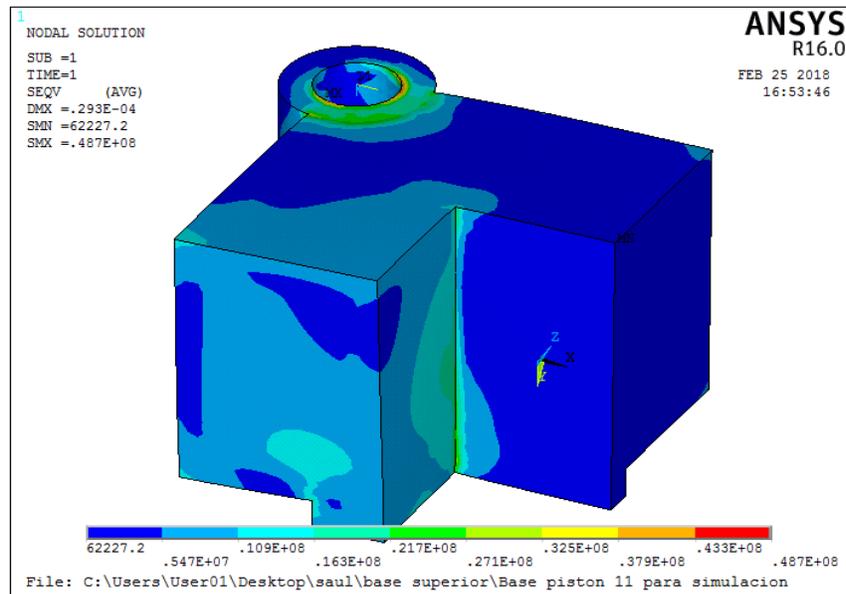


Figura 70. Esfuerzos de Von Mises para la base superior.

Los esfuerzos de von Mises máximo encontrado en la simulación es de  $48.7 \text{ Mpa}$ , ver Figura 70, y un desplazamiento máximo de  $0.0293 \text{ mm}$ .

El valor del desplazamiento es muy satisfactorio ya que la parte de las bases estructurales deben ser lo suficientemente rígidas para evitar el desplazamiento, y no interrumpir las mediciones ni desbalancear el cilindro hidráulico, por la precisión que debe tener el dispositivo de pruebas.

Realizando un acercamiento en la zona de concentración del mayor esfuerzo, ver Figura 71, se notó que esta aplicado en la orilla de la parte interior del redondo, pero son valores entre  $27 \text{ Mpa}$  y  $43 \text{ Mp}$ .

Se planteó otra simulación remplazando la esquina por un chaflán que sería la garganta de la soldadura pero es difícil obtener dicha geometría en lo real, así que se determinó dejar el valor del esfuerzo máximo de  $48.7 \text{ Mpa}$  y realizar los cálculos de fatiga con este valor, buscando siempre que el diseño sea muy conservador.

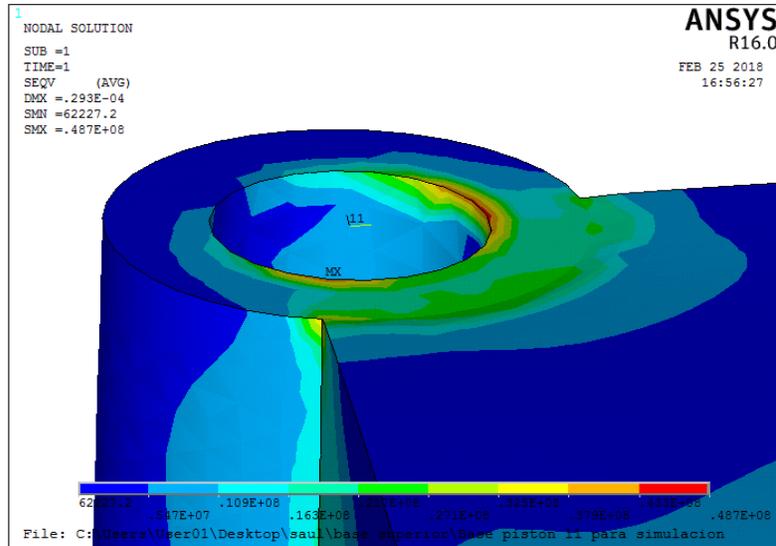


Figura 71. Esfuerzos de Von Mises para la base superior, detalle en la unión.

#### 7.4.2.2. Análisis de fatiga de la base superior

Las propiedades del material A 36 son de resistencia a la fluencia  $S_y = 250 \text{ Mpa}$  y una resistencia última de  $S_{ut} = 570 \text{ Mpa}$ .

Como no se tiene información del límite de la resistencia a la fatiga o resistencia a la fatiga del acero A 36, se estimara como:

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

Ajustando el límite de la resistencia a la fatiga por medio de factores de corrección.

Se considera que la base está sometida a cargas combinadas, es muy difícil acertar en que está a una sola carga, los factores de corrección de carga [21]:

$$k_c = \begin{cases} 1 \text{ Flexión} \\ 0.85 \text{ Axial} \\ 0.59 \text{ Torsión} \end{cases}$$

Tomando el valor más crítico que es el de torsión,  $k_c = 0.59$

Para el factor de tamaño  $k_b$  la base es mayor que la muestra de la prueba fatiga y no es redonda, de modo que se debe calcular un diámetro equivalente con base al 95% de área ( $A_{95}$ ) sometida a esfuerzo [33], y utilizarlo para obtener un factor de tamaño para perfiles rectangulares,

$$d_e = 0.808(hb)^{1/2}$$

$$k_b = 0.91d_e^{-0.157}$$

La base está formada por soleras con perfil de 5 in de altura y 3/4 in de espesor, con esta información se estima un factor de tamaño,

$$k_b = 0,85$$

Como las soleras de acero A 36 son un producto que se obtienen de un laminado en caliente, el factor de superficie es:

$$k_a = 57.7S_{ut}^{-0.718}$$

$$k_a = 0.6$$

Con el fin de obtener un diseño conservador se utiliza un factor de confiabilidad, para el 99,9% deseado.

$$k_e = 0,753$$

El límite de la resistencia a la fatiga corregido se calcula,

$$S_e = k_c * k_b * k_a * k_e * S'_e = 65 \text{ Mpa}$$

Para el esfuerzo alternante y esfuerzo medio se tiene:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{48,7 \text{ Mpa} - 0}{2} = 24.35 \text{ Mpa}$$

Usando el criterio de falla de Goodman modificada,

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Obteniendo como resultado un factor de seguridad a la fatiga de  $n = 2.5$ . Si se usa el criterio de falla por fatiga de Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Se obtiene un factor de seguridad de  $n = 2.2$

Ya que el criterio de falla de Soderberg es más conservador que el de Goodman, ver Figura 72, la línea de Soderberg va desde la resistencia a la fatiga corregida hasta la resistencia a la fluencia y la recta de Goodman inicia igual en la resistencia a la fatiga corregida y termina en la resistencia última, teniendo más margen de error respecto al otro criterio.

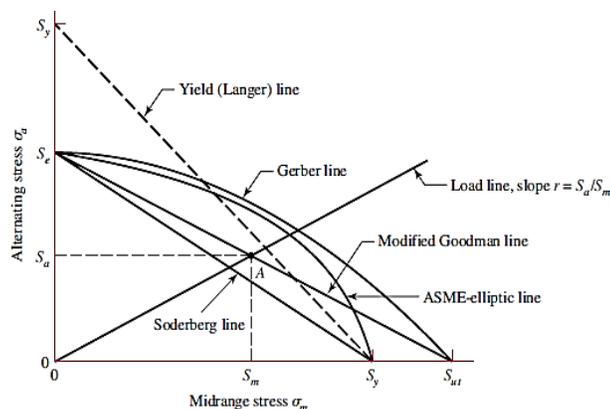


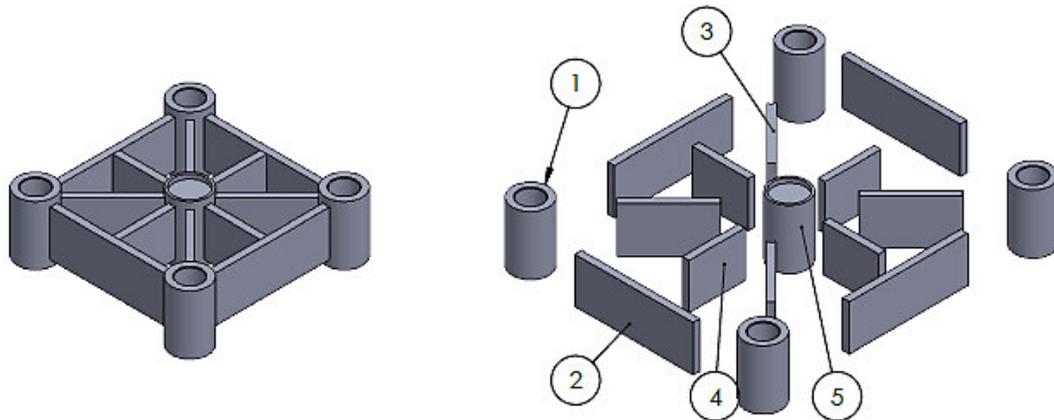
Figura 72. Criterios de Falla a Fatiga [21].

### 7.4.3. Diseño de la base inferior

De las dimensiones del dibujo CAD se plantea el diseño de la base inferior estructural, la cual va a soportar la reacción de la compresión en la probeta.

La base inferior fue diseñada para soportar la carga de reacción de la prueba y ubicar los elementos de medición como la celda de carga.

En el diseño se tuvo en cuenta la manufactura de la base, ya que es más económico hacerla de perfiles comerciales y después ser soldada en un taller mecánico.



**Figura 73. Ensamble interno de la base inferior.**

El diseño de la base inferior se planteó con cuatro redondos ya que es una prensa de cuatro columnas, y la unión de soleras de acero A 36, la cual le dará rigidez a la estructura de la base.

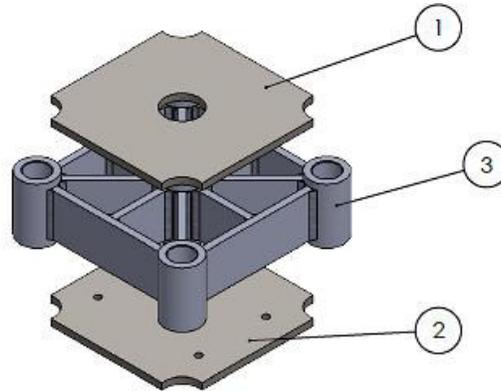
Los planos: [Plano PLT\_003\_002], [Plano PLT\_003\_003], [Plano PLT\_003\_004], son soleras de acero A 36 de 3/4 de espesor y en los planos se especifica el corte, se recomienda con la mayor precisión posible ya que debe centrar con el ensamble superior.

En el anexo de los planos está diseñada la secuencia de la soldadura para reducir los efectos de calentamiento de las soleras así evitando torceduras de las mismas, se eligió un acero A36 que tiene buenas propiedades de soldabilidad.

**Tabla 10. Lista de componentes de ensamble de la base inferior, ver Figura 73.**

N° de Elemento	Nombre de la pieza	Descripción	Cantidad
1	Redondo Inferior	PTL_003_001	4
2	Solera Exterior	PLT_003_002	4
3	Solera Interior Diagonal	PLT_003_003	4
4	Solera Interior Cruz	PLT_003_004	4
5	Redondo Interior	PLT_003_005	1

Con el fin de aumentar la rigidez de la base inferior se diseñan dos tapas una superior y la otra inferior.



**Figura 74. Base inferior completa.**

La base completa está formada por dos placas, ver Figura 74, que tiene unos agujeros roscados en la tapa inferior para anclar el dispositivo a la mesa y la tapa superior esta agujerada para el espacio de la base de la celda de carga.

**Tabla 11. Elementos que completan la base inferior, ver Figura 75.**

N° de Elemento	Nombre de la pieza	Descripción	Cantidad
1	Placa 1	PTL_003_010	1
2	Placa 2	PLT_003_011	1
3	Base Inferior Soldada	PLT_003_008	1

### 7.4.3.1. Simulación por FEA de la base inferior

La base inferior soporta la reacción de la carga realizada por el cilindro hidráulico, para simplificar el análisis y ahorrar tiempo de cómputo se realizó simetría en la base inferior estructural.

La fuerza del dispositivo se decidió de 25 Toneladas pero la simulación se realizó con 30 Toneladas, ya que el dispositivo puede alcanzar esta fuerza en un determinado momento.

Se utilizaron las propiedades del acero A 36, que se usaron en el análisis de la base superior ya que son el mismo material.

#### 7.4.3.1.1. Tipo de Elemento y condiciones de frontera

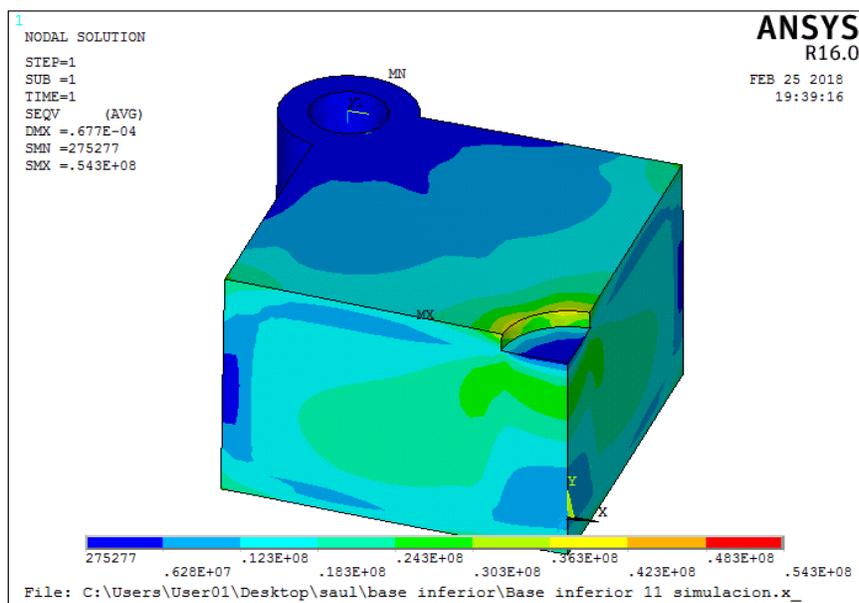
Para validar el diseño de la base inferior se realizó un análisis por elemento finito FEA, donde se guardó el sólido en un formato llamado .IGES, y se importó a ANSYS APDL.

Se realizó la simulación de 1/4 de la base estructural completa ya que es simétrica y se realizaron las restricciones de espejo en la simetría.

Las restricciones en el redondo se hicieron radiales ya que se debe tener en cuenta la columna, que no deja trasladar los nodos pero los nodos pueden rotar debido a la torcedura que puede experimentar la base superior.

La carga se aplicó en forma de presión en la base donde se montara la celda de carga, ya que este distribuye la fuerza en esta zona. Se utilizó un elemento SOLID187, la descripción del elemento se realizó en la simulación de la base superior y también se realizó un mallado libre con tetraedros dividiendo las líneas de los espesores de tal forma que quedaran como mínimo 5 elementos en cada espesor.

#### 7.4.3.1.2. Resultados de la simulación



**Figura 75. Esfuerzos de Von Mises para la base inferior.**

Los esfuerzos de Von Mises máximo encontrado en la simulación es de  $54.3 \text{ Mpa}$ , ver Figura 75, y un desplazamiento máximo de  $0.0677 \text{ mm}$ .

El valor del desplazamiento es muy satisfactorio ya que la parte de las bases estructurales deben ser lo suficientemente rígidas para evitar el desplazamiento, y no interrumpir las mediciones, por la precisión que debe tener el dispositivo de pruebas.

El esfuerzo máximo de Von Mises está ubicado en la parte inferior de la base inferior, ver Figura 76, pero está en un punto de singularidad que es la esquina, ya que en la zona de esfuerzos altos esta entre  $42 \text{ Mpa}$  y  $48 \text{ Mpa}$ , pero en la Figura 76 está enfocada la zona de concentración del esfuerzo.

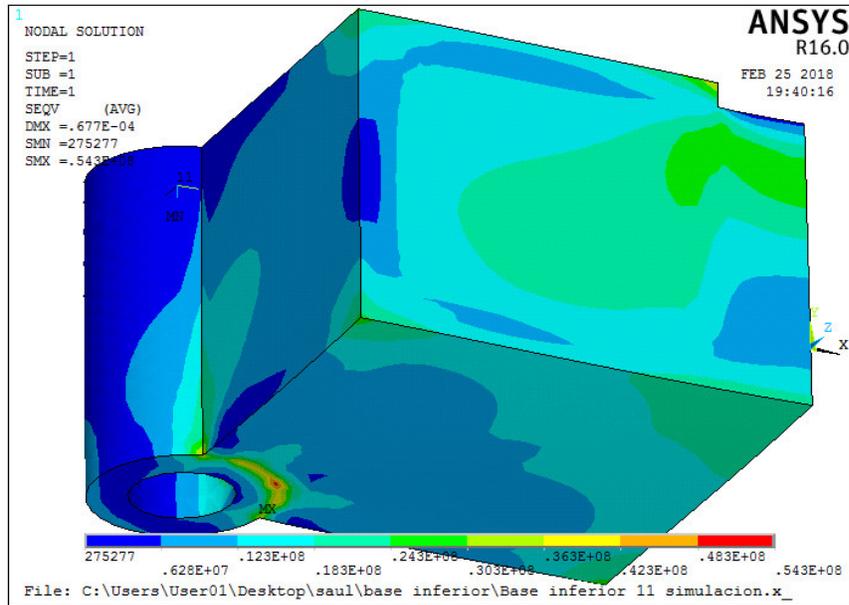


Figura 76. Vista inferior, Esfuerzo de Von Mises de la base inferior.

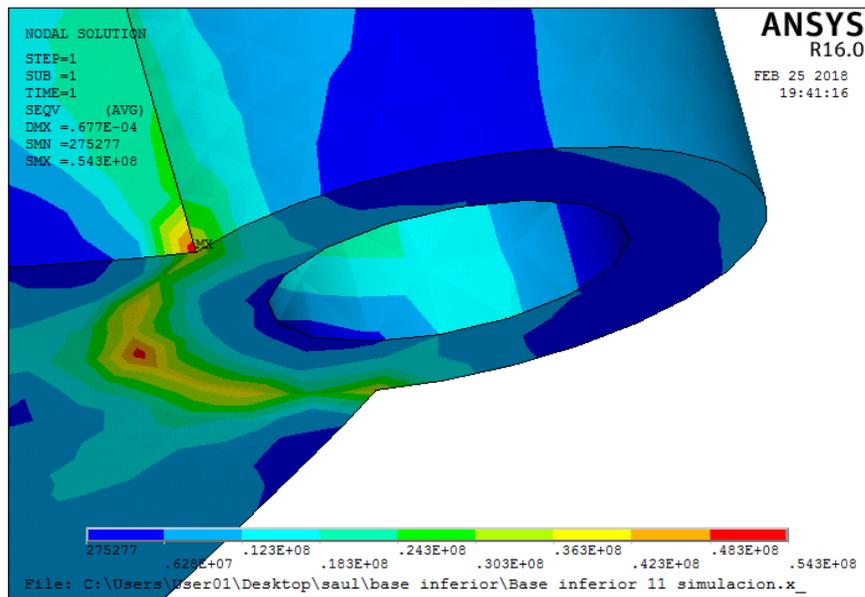


Figura 77. Esfuerzos de Von Mises para la base inferior, detalle en la unión.

Realizando un acercamiento en la zona de concentración del mayor esfuerzo, ver Figura 77, se notó que esta aplicado en la del redondo y la solera donde va la soldadura.

Se planteó otra simulación remplazando la esquina por un chaflán que sería la garganta de la soldadura pero es difícil obtener dicha geometría en lo real, así que se determinó dejar el valor del esfuerzo máximo de  $54.3 \text{ Mpa}$  y realizar los cálculos de fatiga con este valor, buscando siempre que el diseño sea muy conservador.

### 7.4.3.2. Análisis de fatiga de la base inferior

Las propiedades del material A 36 y los mismos factores de corrección que se calcularon para la base superior, ya que son el mismo material y solo cambia los valores de esfuerzo máximo.

El límite de la resistencia a la fatiga corregido se calcula,

$$S_e = k_c * k_b * k_a * k_e * S'_e$$

$$S_e = 65 \text{ Mpa}$$

Para el esfuerzo alternante y esfuerzo medio se tiene:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{54 \text{ Mpa} - 0}{2} = 27 \text{ Mpa}$$

Usando el criterio de falla de Goodman modificada,

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Obteniendo como resultado un factor de seguridad a la fatiga de  $n = 2.3$

Si se usa el criterio de falla por fatiga de Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Se obtiene un factor de seguridad de  $n = 2.1$

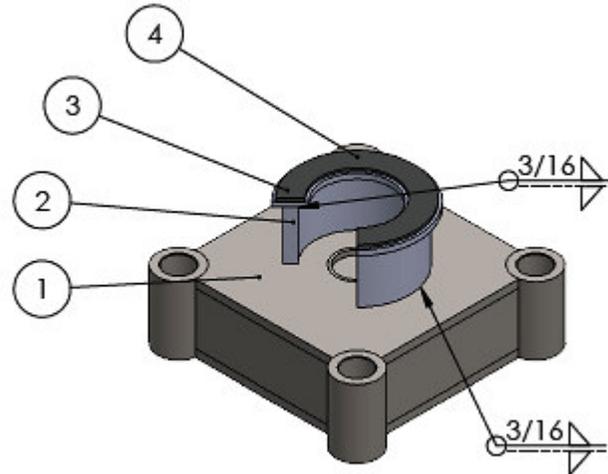
Ya que el criterio de falla de Soderberg es más conservador que el de Goodman, ver Figura 72, la línea de Soderberg va desde la resistencia a la fatiga corregida hasta la resistencia a la fluencia y la recta de Goodman inicia igual en la resistencia a la fatiga corregida y termina en la resistencia última, teniendo más margen de error respecto al otro criterio.

### 7.4.4. Diseño del tope mecánico inferior

El tope mecánico inferior fue diseñado con el fin de detener el vástago del cilindro hidráulico para garantizar el porcentaje de deformación de la probeta.

Otro objetivo del tope es poner unas calzas para controlar porcentajes de alturas requeridas por el grupo de trabajo del proyecto.

La calza no va soldada, va puesta encima del soporte de las calzas que esta soldado a tope inferior, todas las piezas soldadas van concéntricas respecto al centro, donde está el hueco para la celda.



**Figura 78. Montaje del tope mecánico inferior.**

Este tope mecánico está montado sobre la base inferior y tiene un corte para permitir el paso del inductor que va a calentar las probetas de las pruebas, este corte fue calculado para que no variara mucho el centroide y causara momento en el vástago del cilindro hidráulico, sin embargo en el diseño se diseñó un seguidor al vástago y sirve para bloquear cualquier intento de momento en el vástago, este diseño se mostrara más adelante.

**Tabla 12. Lista del montaje del tope inferior, ver Figura 78.**

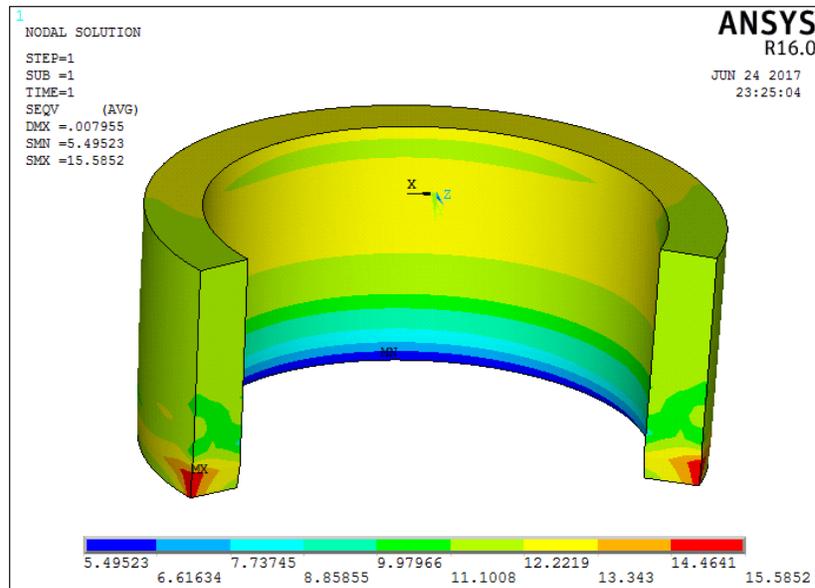
N° de Elemento	Nombre de la pieza	Descripción	Cantidad
1	Base Inferior Soldada	PTL_003_009	1
2	Tope Inferior	PLT_003_013	1
3	Base Calza	PLT_003_014	1
4	Calza para 64% de deformación	PLT_003_015	1

Para la manufactura del tope inferior puede ser un corte de un tubo de acero A 36 de 10 pulgadas de diámetro con 1 pulgada de espesor, o puede ser rolado, el corte se indica en el plano.

#### 7.4.4.1. Simulación por FEA del tope inferior

El tope inferior soporta la fuerza con la que llega el vástago al final de la prueba, para el análisis por elemento finito se restringió la parte inferior del tope ya que esta va soldada a la base, y la parte superior la fuerza aplicada en los nodos del área.

Para el modelo del material se tomó el mismo que se usó para las bases superior e inferior, acero A 36 y el tipo de elemento igual.



**Figura 79. Esfuerzos de Von Mises, para el tope inferior.**

La deformación del tope es muy pequeña,  $0.008 \text{ mm}$  siendo un valor muy bueno para los requerimientos de las pruebas de compresión.

El esfuerzo máximo de von Mises es de  $15.5 \text{ Mpa}$  concentrado en las esquinas inferiores, ver figura 79, sin embargo el resto del tope está a esfuerzos de  $11 \text{ Mpa}$  y  $13 \text{ Mpa}$ , estos valores son bastante bajos lo que es satisfactorio para el diseño.

Usando las propiedades del A 36 y calculando los factores de corrección de la resistencia a la fatiga, que están en los análisis de las bases superior e inferior, se calculó el factor de seguridad para fatiga del tope inferior.

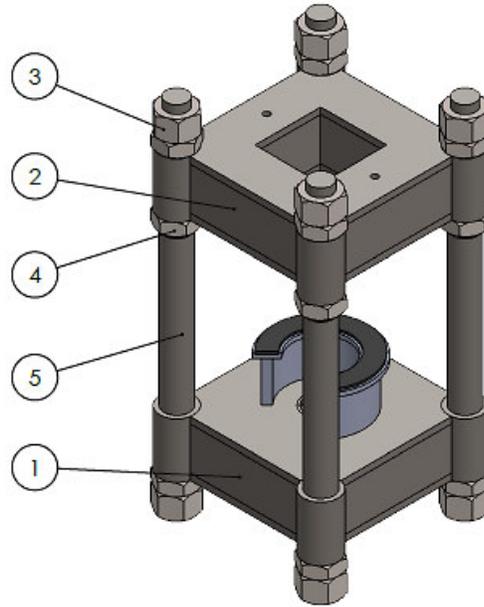
Se obtuvo como resultado un factor de seguridad a la fatiga de  $n = 7.5$ , con el criterio de falla de Goodman modificado y un factor de seguridad de  $n = 6.8$  con el criterio de falla de Soderberg.

Los resultados del diseño tope inferior son satisfactorios.

#### **7.4.5. Diseño de las columnas y selección de las tuercas**

Las columnas trabajaran a tensión ya que el efecto de la fuerza aplicada del cilindro hidráulico sobre la probeta hace que las bases superior e inferior produzcan el efecto de la tensión en las columnas.

Las bases superior e inferior son tan rígidas que no hacen otro tipo de carga en las columnas ejemplo la flexión, y quedo evidenciado en las simulaciones que la deformación es muy pequeño. Bajo este análisis se planteó el cálculo del diámetro de las columnas y la rosca para que aguante la carga de fatiga de las pruebas de compresión.



**Figura 80. Montaje de las columnas.**

Del diseño de la rosca y el diámetro de las columnas, se eligen por catálogo las tuercas hexagonales.

**Tabla 13. Lista en el montaje de las columnas y las tuercas, ver Figura 80.**

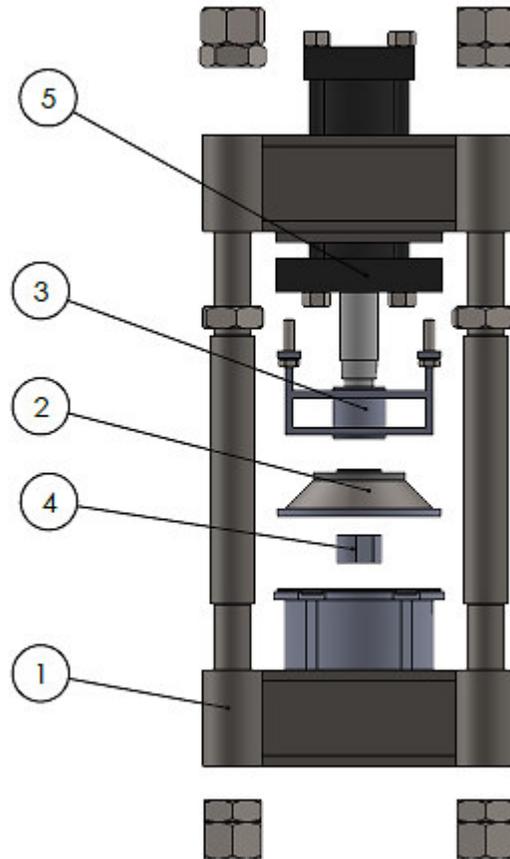
N° de Elemento	Nombre de la pieza	Descripción	Cantidad
1	Base Inferior Soldada	PTL_003_009	1
2	Base Superior Soldada	PLT_002_013	1
3	Tuerca Hexagonal de 2.5"	2.5 – 8UN – 2B	8
4	Tuerca Hexagonal de 2.5"	2.5 – 8UN – 2B	12
5	Columna	PLT_004_001	4

De la Figura 80, las tuercas hexagonales de 2,5 pulgadas son serie 8 hilos por pulgada con tolerancia clase 2B, referencia [22], la numero (3) es de mayor grosor de tuerca, la numero (4) es de menor grosor de tuerca ya que su utilizaran para centrar la base superior y hacer la función de contratuerca.

#### 7.4.6. Diseño del tope mecánico superior y guía del vástago

El tope mecánico superior fue diseñado con el fin de detener el vástago del cilindro hidráulico para garantizar el porcentaje de deformación de la probeta.

Otro objetivo es el diseño de la guía del vástago con el fin de prevenir deformaciones excesivas por momentos generados en el frenado del vástago y guía del mismo para mayor precisión en la compresión de las probetas.



**Figura 81. Ensamble del tope y guía superiores.**

La descripción de los elementos del ensamble de la Figura 81, se detallan en la Tabla 14.

**Tabla 14. Lista detallada del ensamble del tope y guía superiores, ver Figura 81.**

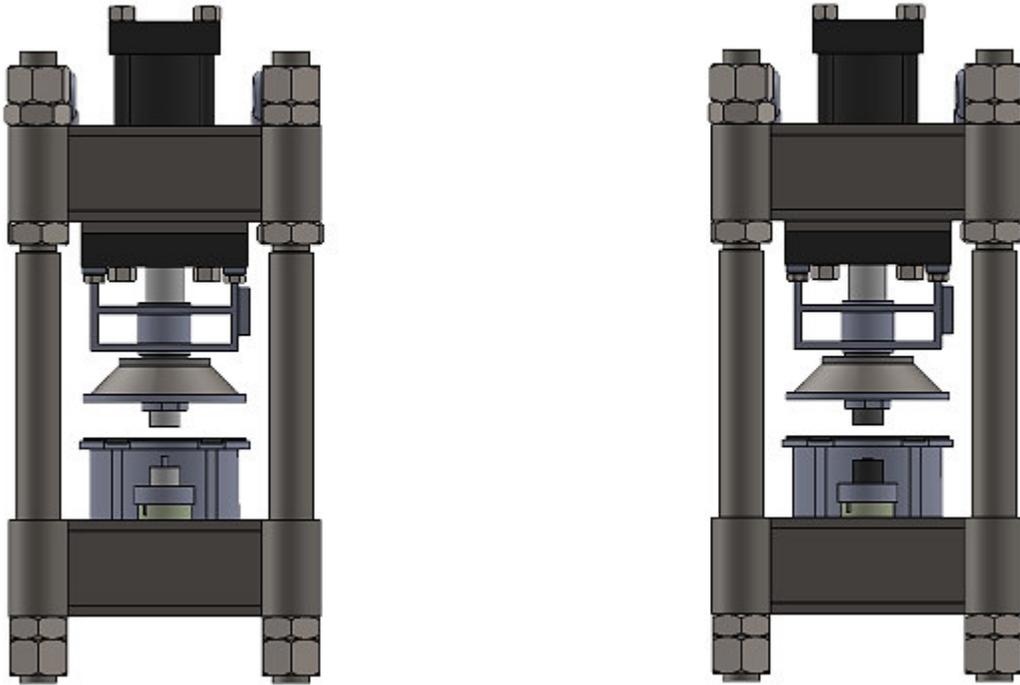
Nº de Elemento	Nombre de la pieza	Descripción	Cantidad
1	Ensamble Base Columnas	<i>PTL_004_000</i>	1
2	Ensamble Tope Superior	<i>PLT_005_002</i>	1
3	Ensamble Guía Buje	<i>PLT_005_003</i>	1
4	Porta Cuarzo	<i>PLT_005_001</i>	1
5	Cilindro Hidráulico	<i>Parker Serie 2H</i>	1

La guía del vástago que a su vez ayuda a prevenir deflexiones en el vástago a la hora del freno, se pensó en usar un buje de bronce prelubricado para disminuir la fricción y tener un buen funcionamiento del dispositivo.

La base que sostiene estos bujes esta sostenida por medio de una brida que fue mencionada en el ensamble de la base superior del cilindro hidráulico y los pernos de sujeción pasan por los agujeros de la brida que trae el cilindro hidráulico de fábrica.

### 7.4.7. Ensamble para pruebas de probetas cilíndricas y anillos.

Para las pruebas de probetas de anillo, se diseñó una base diferente para las probetas, estas bases y demás elementos están detallados en los planos de fabricación con unas notas de diseño respectivamente para ayuda del ensamble y del funcionamiento del dispositivo.



**Figura 82. Ensamble para pruebas de compresión de probetas cilíndricas y de anillo.**

El diseño del ensamble para cada prueba fue hecho de tal forma que sea práctico el montaje y realización de las pruebas, también pensando en cada detalle según los elementos de medición con los que cuenta el grupo de trabajo de diseño y manufactura.

En la Figura 82, el ensamble de la izquierda es el montaje para la prueba de probetas cilíndricas y el ensamble de la derecha es el las pruebas de probetas de anillo, básicamente es el mismo ensamble, solo cambian los herramentales y bases de las probetas para garantizar las deformaciones requeridas para cada prueba.

---

---

## Capítulo 8

# Objetivos alcanzados, conclusiones y recomendaciones

---

---

### 8.1. Objetivos alcanzados

En el desarrollo del presente trabajo se alcanzó el objetivo general y todos los objetivos particulares planteados para lograr el diseño del plastómetro. También algunos objetivos secundarios como aportaciones para solicitar la protección de a la propiedad industrial del dispositivo y la aplicación de esta tecnología en la industria local. Con el fin de resaltar los objetivos más importantes alcanzados, se enlistan como:

1. Un aporte a la búsqueda de antecedentes y monitoreo tecnológico de dispositivos existentes utilizados para dicho fin.
2. El ensamble de un prototipo funcional ubicado en el laboratorio de manufactura de la Universidad de Guanajuato DICIS.
3. Aportación de datos experimentales al grupo de trabajo del proyecto, en las pruebas de probetas cilíndricas y de anillo en el prototipo.
4. Un perfil de velocidad para una tasa de deformación constante de  $\dot{\epsilon} = 4.5 \text{ s}^{-1}$ , según las características máximas del prototipo de pruebas.
5. Generación de unas etapas para mejor realización y diseño de las pruebas de compresión en las probetas calentadas a altas temperaturas.
6. Desarrollo matemático donde se involucra las tasas de deformación constantes de las probetas con el movimiento del vástago del cilindro y el funcionamiento del sistema hidráulico.
7. Se obtuvieron las curvas de velocidad y caudal necesario para cada tasa de deformación constante, las cuales se programaron en la servo válvula.
8. Se diseñó un sistema hidráulico y se seleccionaron los componentes según catálogos comerciales.
9. Se realizó un diseño estructural del plastómetro cumpliendo con todas las especificaciones de diseño.
10. Se realizaron los planos de fabricación y ensamble de componentes estructurales.
11. Solicitud de patente en el IMPI: **“PLASTÓMETRO PARA PRUEBAS DE COMPRESIÓN A ELEVADAS TEMPERATURAS CON VELOCIDAD DE DEFORMACIÓN CONSTANTE”**; Titular: PINTURA ESTAMPADO Y MONTAJE S.A.P.I. DE C.V; Inventores: Eduardo Aguilera Gómez, Héctor Plascencia Mora, Elías

Rigoberto Ledesma Orozco, Ismael Ruiz López, Diego Armando Gómez Márquez, José Augusto Rodríguez Martínez, Javier Aguayo Morales, Víctor González Martínez, Saúl Andrés Hernández Moreno, Michel Gabriel Ortega Conejo, Erick Osvaldo Fonseca Conejo y Miguel Ángel Núñez Cárdenas; Expediente: MX/a/2016/017051; Fecha: **19/dic/2016**; Hora 15:24:36; Folio MX/e/2016/092459.

12. Se aportó al desarrollo de la tecnología para puesta en servicio en la industria local.
13. Se diseñó un dispositivo para realizar pruebas de compresión en materiales calentados a altas temperaturas.

## 8.2. Conclusiones

El desarrollo de esta tecnología es de gran impacto a nivel nacional ya que no existe ninguna entidad que realice pruebas para caracterizar materiales a altas temperaturas con aplicación en forja, siendo este trabajo de investigación un gran aporte en la generación de esta tecnología.

(La conclusión es de carácter confidencial y está en los trabajos entregados a los sinodales y a la empresa como resultado del proyecto, por lo cual no se presenta en este trabajo).

## 8.3. Recomendaciones

Las recomendaciones para trabajos futuros, son:

1. La construcción del dispositivo para realizar pruebas de compresión en materiales calentados a altas temperaturas.
2. Diseño de la instrumentación más detallada, para una mejor calidad de la adquisición de datos experimentales.
3. Diseñar una cámara de atmósfera controlada, tomando en cuenta el diseño del dispositivo.
4. Elaborar guías de las prácticas de laboratorio para la caracterización de materiales a altas temperaturas, para un mejor desarrollo de las pruebas.
5. Se recomienda no sobrepasar la presión de operación y máxima del dispositivo, cuando se cargue el acumulador.
6. Adaptar un amortiguador hidráulico o un sistema de escape de la sobrepresión del golpe de ariete.
7. Conectar el acumulador y la sevovalvula directamente para mejorar funcionamiento y evitar pérdidas.

---

---

## Referencias

---

---

### Referencias

1. Cuerpo académico de diseño y manufactura. 2016. “Determinación de los parámetros de prueba para puesta a punto y validación de plastómetro”, desarrollado en el proyecto, forja moderna de cigüeñales con aceros especiales para motores de alto rendimiento. Etapa II. Guanajuato, México: Universidad de Guanajuato, División de Ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca.
2. Cuerpo académico de diseño y manufactura, 2015. “conceptualización del sistema para caracterización termo-mecánica”, desarrollado en el proyecto, forja moderna de cigüeñales con aceros especiales para motores de alto rendimiento. Etapa I. Guanajuato, México: Universidad de Guanajuato, División de Ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca.
3. OSU. 2017. Net Shape Manufacturing. <https://ercnsm.osu.edu/>.
4. Altan, T., Ngaile, G., Shen, G. 2005. Cold and Hot Forging: Fundamentals and Applications. ASM International.
5. INSTRON. 2017. History. <http://www.instron.com/en-us/our-company/about-us/our-history/>.
6. Hyunjoong, Cho. Altan, T. 2004. Determination of flow stress and interface friction at elevated temperatures by inverse analysis technique. Journal of Materials Processing Technology.
7. Cuerpo académico de diseño y manufactura, 2015. “Revisión de metodologías para caracterización termo-mecánica de aceros para forja en caliente”, desarrollado en el proyecto, forja moderna de cigüeñales con aceros especiales para motores de alto rendimiento. Etapa I. Guanajuato, México: Universidad de Guanajuato, División de Ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca.
8. Douglas, J.R., Altan, T. 1975. “Flow Stress Determination for Metals at Forging Rates and Temperatures”. Journal of Engineering for Industry, pp 66-76.
9. GEEBLE SYSTEMS. 2016. Tests Capabilities. <http://gleeble.com/products/>.
10. ATILIM University. 2016. Center for Metal Forming. <http://msmm.atilim.edu.tr/mekanik-karakterizasyon-olanaklari/>.
11. OSU. 2017. Research and Development in Forging at ERC/NSM. <https://ercnsm.osu.edu/sites/ercnsm.osu.edu/files/uploads/forgingintro.pdf/>.
12. NC STATE. 2018. Mechanical and Aerospace Engineering. <https://www.mae.ncsu.edu/>.

13. Espinoza, V. 2002. Prueba de compresión de anillos para el estudio de la fricción con diferentes lubricantes. Tesis de Grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería. Universidad Autónoma de Nuevo León.
14. Kobayashi, S., Oh, S., Altan, T. 1989. Metal Forming and the Finite-Element Method. Oxford Series on Advanced Manufacturing.
15. Rodríguez, J. 2016. Diseño termo-mecánico para pruebas de compresión isotérmicas a altas temperaturas y simulación en Ansys LS DYNA. Tesis de Maestría en Ingeniería Mecánica. Universidad de Guanajuato, Salamanca, México.
16. Korpala, G. 2016. Flow curves for metal forming. Course Material.
17. Philippe, B. Taylan, A. Kees, v. 2003. Friction & Flow Stress in Forming & Cutting.
18. Cuerpo académico de diseño y manufactura, 2016. “Validación del sistema para obtención de curvas de flujo y coeficientes de fricción”, desarrollado en el proyecto, forja moderna de cigüeñales con aceros especiales para motores de alto rendimiento. Etapa II. Guanajuato, México: Universidad de Guanajuato, División de Ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca.
19. Richard G., Budynas y J., Keith Nisbett, Impreso en México. 2008. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. Octava Edición.
20. PARKER Industrial. Catalog. 2009 – 2015. Heavy Duty Hydraulic Cylinders Series 2H / 2HD & 3H / 3 HD PARKER.
21. Richard G., Budynas y J., Keith Nisbett. 2012. Diseño en Ingeniería Mecánica Shigley. Novena Edición.
22. Faires, V. M. 1995. Diseño de Elementos de Máquina. Cuarta Edición.
23. Parada, A. 2016. Profesor de Ingeniería Mecánica. Apuntes de Clase de Potencia Fluida. Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga, Colombia.
24. Vickers, Manual, Manual Oleohidráulica Industrial. Barcelona 17. En cooperación con la National Fluid Power Association.
25. Pérez, Severiano. Estébanez, Carlos. Golpe de Ariete y Cavitación. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas, Universidad de Cantabria, Dpto. de Ingeniería Eléctrica y Energética.
26. Berrondo a. Oquiñeña M. Septiembre de 2007. Sistemas Neumáticos y Oleohidráulicos, Escuela Universitaria Politécnica, Universidad del País Vasco.
27. MOOG Industrial. Catalog. Servovalves with Integrated Electronics D791 and D792 Series. Printed in Germany.
28. Distribuidora Metálica S.A. de C.V. 2017. Catálogo de Tubería, Conexiones y Válvulas de Acero Inoxidable. <http://www.metalica.com.mx/>.
29. Merle C. Potter. Libro. Mecánica de Fluidos, tercera edición.
30. ANSYS, 2016, Mechanical APDL Theory. Reference.
31. Google, Search Patent. <https://patents.google.com/patent/>.
32. Mondelo R. Libro. Septiembre de 1999. Ergonomía 3. Diseño de Puestos de Trabajo.
33. Norton L. Robert. Libro. 2009. Diseño de Maquinaria. Cuarta Edición.
34. Texas A&M University. Global Supply Chain Systems Lab: Fundamentals.
35. Cuerpo académico de diseño y manufactura, 2016. “Reporte Final”, desarrollado en el proyecto, forja moderna de cigüeñales con aceros especiales para motores de alto

- rendimiento. Etapa II. Guanajuato, México: Universidad de Guanajuato, División de Ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca.
36. Altan, T. and Tekkaya, E. 2012. Sheet Metal Forming: Fundamentals. ASM International.
  37. Altan, T. and Tekkaya, E. 2012. Sheet Metal Forming: Processes and application. ASM International.
  38. Parra, B. Robles A. 2016. Maquinas hidráulicas. Universidad politecnica de Cartagena. Colombia.
  39. Roca, F. 1998. Oleohidráulica Basica y Diseño de Circuitos. Edicions UPC.
  40. Yeaple, F. 1995. Fluid power design. Handbook.
  41. Boulger, F. Altan, T. 1973. Flow Stress of Metal and its application in Metal Forging Analyses. ASME.
  42. Altan, T. S.L. Semiatin. 1981. Determination of Flow Stress Data for Practical Metal Forming Analysis.
  43. INSTRON. 2017. Description. <http://www.instron.com/en-us/products/>.
  44. OSU. 2017. Center For Precision Forming. <http://cpf.osu.edu/>.
  45. Wang, J. Ngaile, Gracious. 2014. Fundamentos de procesos de forja. Texas A&M University.
  46. INSTRON. 2017. Universal Testing System. <http://www.instron.com/en-us/products/testing-systems/universal-testing-systems/>.
  47. S. Kalpakjian, S. R. Schmid, 2006. Manufactura, Ingeniería y Tecnología, Prentice Hall, quinta edición.
  48. HYDAC. 2016. Catálogo. Tecnología en acumuladores catalogo guía.
  49. GREER PARKER. 2016. Catalog. Blandder Products. Accumulator.
  50. PARKER. 2016. Catálogo. Hidráulica industrial PARKER.
  51. TRAVERS TOLOS MÉXICO. 2018. Catálogo. Tornillos de Ojo.

---

---

# Apéndice

## CD con anexos

---

---

### A 1. CD

1. Planos de fabricación del plastómetro.
2. Graficas de la etapa 1; Inicio de prueba de compresión para alcanzar la velocidad máxima, de las siguientes tasas de deformación constante:
  - $\dot{\epsilon} = 30s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 15s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 10s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 5s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 4.5$
  - $\dot{\epsilon} = 1s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 0.1s^{-1}$
3. Graficas de la etapa 2; Desaceleración del cilindro hidráulico para llegar a la velocidad mínima, de las siguientes tasas de deformación constante:
  - $\dot{\epsilon} = 30s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 15s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 10s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 5s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 4.5$
  - $\dot{\epsilon} = 1s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 0.1s^{-1}$
4. Curvas completas de velocidad y caudal contra tiempo, para pruebas de compresión, de las siguientes tasas de deformación constante:
  - $\dot{\epsilon} = 30s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 15s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 10s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 5s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 4.5$
  - $\dot{\epsilon} = 1s^{-1}$
  - $\dot{\epsilon} = 0.1s^{-1}$

