

**REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE MORDAZAS  
HIDRÁULICAS PARA LA MÁQUINA DE PRUEBAS UNIVERSAL INSTRON  
MODELO 1323**

**CARLOS ALBERTO YÁÑEZ LLACH**

**FABIO ANDREY AFANADOR QUIJANO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2009**

**REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE MORDAZAS  
HIDRÁULICAS PARA LA MÁQUINA DE PRUEBAS UNIVERSAL INSTRON  
MODELO 1323**

**CARLOS ALBERTO YÁÑEZ LLACH**

**FABIO ANDREY AFANADOR QUIJANO**

**Trabajo de Grado para optar al título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director:**

**Ing. Abel Parada Corrales**

**Codirector:**

**Ing. Alfredo Parada Corrales**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2009**

*A Dios quien siempre me ha acompañado*

*A mis padres María Cristina y Carlos Gonzalo  
por brindarme siempre su amor incondicional*

*A mi hermana Fabiola por darme siempre su apoyo*

**Carlos Yáñez.**

*A Dios por su verídico respaldo.*

*A mi madre, quien con gran esfuerzo y apoyo hizo realidad este logro.*

*A mis hermanos, por su completa disposición e incondicionalidad.*

*A mis compañeros, por contribuir en mi formación.*

**Fabio Andrey.**

## **AGRADECIMIENTOS**

Los autores del presente proyecto agradecen a todas las personas involucradas en el correcto desarrollo del mismo y especialmente:

A los profesores **Abel Parada Corrales y Alfredo Parada**, ingenieros mecánicos, directores del proyecto, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

Al señor **Gonzalo**, mecánico industrial, operario del taller de la Escuela de Ingeniería Mecánica por su oportuna colaboración brindando su tiempo y conocimientos para que este proyecto terminara satisfactoriamente.

## CONTENIDO

	Pág.
<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
<b>1. ESTADO DEL ARTE .....</b>	<b>3</b>
1.1 SISTEMA DE MORDAZAS MECÁNICAS .....	4
1.1.1 Análisis del montaje de la probeta y funcionamiento de las mordazas mecánicas en la pruebas de tensión y compresión. ....	5
1.2 SISTEMAS DE MORDAZAS HIDRÁULICAS (PROYECTO DE GRADO ANTERIOR) .....	8
1.2.1 Fallas del sistema de mordazas.....	9
1.3 MORDAZAS HIDRÁULICAS PATENTADAS POR LA MTS SYSTEMS CORPORATION .....	12
1.3.1 Análisis funcional del diseño .....	13
1.3.2 Cálculo de la presión óptima de suministro. ....	16
<b>2. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DEL DISEÑO PARA EL SISTEMA DE MORDAZAS HIDRÁULICAS .....</b>	<b>20</b>
2.1 ALTERNATIVAS PROPUESTAS .....	20
2.1.1 Sistema de mordazas hidráulicas de pistón hueco. ....	20
2.1.2 Sistema de mordazas hidráulicas cónicas. ....	23
2.2 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA .....	25
2.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA .....	30
<b>3. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE MORDAZAS HIDRÁULICAS .....</b>	<b>32</b>
3.1 COMPONENTES DEL SISTEMA MECÁNICO .....	32
3.1.1 Tapa de fijación superior. ....	33
3.1.2 Tapa de fijación inferior.....	35
3.1.3 Contratapa. ....	36

3.1.4	Cilindro.....	36
3.1.5	Pistón. ....	37
3.1.6	Juego de mordazas. ....	38
3.1.7	Tapa de alojamiento. ....	40
3.1.8	Sellos. ....	41
3.2	CIRCUITO ELECTROHIDRÁULICO PARA LA OPERACIÓN DEL SISTEMA DE MORDAZAS.....	43
<b>4.</b>	<b>INGENIERIA BÁSICA .....</b>	<b>49</b>
4.1	CÁLCULOS DE DISEÑO .....	49
4.1.1	Cálculo del diámetro mínimo del pistón. ....	49
4.1.2	Selección de los tornillos .....	53
4.1.3	Estática de los elementos de la mordaza en tensión. ....	59
4.2	ANALISIS DE ESFUERZOS .....	69
4.2.1	Análisis de esfuerzos del pistón.....	69
4.2.2	Análisis de esfuerzos del cilindro .....	72
4.2.3	Análisis de esfuerzos de la tapa de alojamiento .....	75
4.2.4	Análisis de esfuerzos de la tapa de fijación inferior .....	78
4.2.5	Análisis de esfuerzos de la tapa de fijación superior .....	80
4.2.6	Análisis de esfuerzos de la contratapa. ....	83
4.2.7	Análisis de esfuerzos de las mordazas .....	85
<b>5.</b>	<b>CONSTRUCCIÓN .....</b>	<b>89</b>
5.1	PRESUPUESTO .....	94
<b>6.</b>	<b>MANTENIMIENTO Y MONTAJE .....</b>	<b>96</b>
<b>7.</b>	<b>OPERACIÓN DEL SISTEMA .....</b>	<b>99</b>

<b>8. PRUEBAS .....</b>	<b>102</b>
8.1 REALIZACIÓN DE PRUEBAS.....	103
8.1.1 Análisis de pruebas.....	106
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>109</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>111</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>112</b>

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Despiece del sistema de mordazas mecánico.....	5
Figura 2. Corte del plato inferior.....	6
Figura 3. Sistema hidráulico de mordazas (Proyecto de grado anterior). ....	9
Figura 4. Cabeza deformada de la probeta. ....	10
Figura 5. Probetas pandeadas durante los ensayos a compresión a causa del desalineamiento lateral de la máquina INSTRON. ....	10
Figura 6. Corte del pistón mostrando las áreas sobre las que actúa la presión del sistema. ....	11
Figura 7. Mordazas MTS tipo 646 (Hydraulic Collet Grips). ....	13
Figura 8. Corte del sistema de mordazas hidráulicas patentada por la MTS .....	14
Figura 9. Piezas del sistema de mordazas hidráulicas patentado por la MTS. ....	14
Figura 10. Estática de las mordazas MTS tipo 646 (Hydraulic Collet Grips). ....	17
Figura 11. Sistema de mordazas hidráulicas (inferiores) de pistón hueco....	21
Figura 12. Detalle del pistón (del sistema de mordazas inferior). ....	23
Figura 13. Sistema de mordazas hidráulicas (inferiores) de pistón hueco....	25
Figura 14. Sistema de mordazas hidráulica .....	33
Figura 15. Tapa de fijación superior.....	34
Figura 16. Tapa de fijación inferior.....	35
Figura 17. Contratapa .....	36
Figura 18. Vista en corte del cilindro.....	37

Figura 19. Pistón .....	38
Figura 20. Mordaza.....	40
Figura 21. Tapa de alojamiento. ....	41
Figura 22. Sello tipo o-ring.....	42
Figura 23. Sello tipo polipack .....	43
Figura 24. Esquema de operación de apertura de las mordazas.....	45
Figura 25. Esquema de operación de cierre de las mordazas .....	46
Figura 26. Conexión de líneas de alimentación y descarga a manifold .....	47
Figura 27. Conexión de electro válvula direccional.....	48
Figura 28. Conexión de válvula direccional a sistemas de mordazas.....	48
Figura 29. DCL del pistón trabajando en compresión.....	52
Figura 30. DCL Probeta a tensión.....	60
Figura 31. DCL Pistón.....	61
Figura 32. DCL Pistón de las Mordazas. ....	62
Figura 33. DCL Tapa de alojamiento. ....	65
Figura 34. DCL Cilindro en tensión. ....	66
Figura 35. DCL Contratapa.....	67
Figura 36. DCL de la tapa de fijación superior. ....	68
Figura 37. DCL de la tapa de fijación inferior.....	68
Figura 38. Cargas y soportes sobre el Pistón .....	70
Figura 39. Esfuerzos equivalentes del pistón .....	71
Figura 40. Deformaciones del pistón .....	71
Figura 41. Factor de seguridad del pistón .....	72
Figura 42. Cargas y soportes sobre el cilindro.....	73
Figura 43. Esfuerzos equivalentes del cilindro .....	74
Figura 44. Deformación total del cilindro .....	74

Figura 45. Factor de seguridad del cilindro .....	75
Figura 46. Cargas y soportes sobre la tapa de alojamiento .....	76
Figura 47. Esfuerzos equivalentes de la tapa de alojamiento .....	77
Figura 48. Deformación total de la tapa de alojamiento .....	77
Figura 49. Factor de seguridad de la tapa de alojamiento .....	78
Figura 50. Cargas y soportes sobre la tapa de fijación inferior .....	79
Figura 51. Esfuerzos equivalentes de la tapa de fijación inferior .....	79
Figura 52. Deformación total de la tapa de fijación inferior .....	80
Figura 53. Factor de seguridad de la tapa de fijación inferior .....	80
Figura 54. Cargas y soportes sobre la tapa de fijación superior .....	81
Figura 55. Esfuerzos equivalentes de la tapa de fijación superior .....	82
Figura 56. Deformación total de la tapa de fijación superior .....	82
Figura 57. Factor de seguridad de la tapa de fijación inferior .....	83
Figura 58. Cargas y Soportes sobre la contratapa .....	84
Figura 59. Esfuerzos equivalentes de la contratapa .....	84
Figura 60. Deformación total de la contratapa .....	85
Figura 61. Factor de seguridad de la contratapa .....	85
Figura 62. Cargas y Soportes sobre la mordaza .....	86
Figura 63. Esfuerzos equivalentes de la mordaza .....	87
Figura 64. Deformación total de la mordaza .....	87
Figura 65. Factor de seguridad de la mordaza .....	88
Figura 66. Torno PONAR WROCKAW .....	90
Figura 67. Taladro de árbol WMW HECKERT .....	91
Figura 68. Fresadora WMW HECKERT .....	91
Figura 69. Rectificadora de cilindros TOWNHERO .....	92
Figura 70. Rectificadora de ejes NICOLA RUARO .....	93

Figura 71. Horno a gas .....	93
Figura 72. Alineamiento de la probeta .....	100
Figura 73. Consola de control de la máquina de pruebas.....	103
Figura 74. Montaje de la probeta en las mordazas .....	104
Figura 75. Tipo de probeta según ASTM .....	105
Figura 76. Probeta rota en prueba a tensión .....	107
Figura 77. Probeta flectada en prueba a compresión .....	107
Figura 78. Probeta con marcas de penetración de las mordazas .....	108

## LISTA DE TABLAS

	<b>pág.</b>
Tabla 1. Constantes para calcular la presión óptima de diseño del las mordazas modelo 646.24 de la MTS (Hydraulic Collet Grips). .....	18
Tabla 2. Matriz de calidad .....	29
Tabla 3. Selección de alternativa .....	30
Tabla 4. Identificación de procesos de manufactura .....	89
Tabla 5. Detalle de costos .....	94
Tabla 6. Dimensiones de probeta según ASTM.....	105
Tabla 7. Tabla de pruebas .....	106

## LISTA DE ANEXOS

	<b>pág.</b>
Anexo A. PLANOS .....	113
Anexo B. REPORTES DE ANSYS .....	125

## NOMENCLATURA

A	Área del pistón de las mordazas [ $cm^2$ o $in^2$ ].
B	Valor de una constante [Ver tabla 1.]
$C_F$	Constante para probetas rectangulares. [Ver tabla 1.]
$C_R$	Constante para probetas redondas. [Ver tabla 1.]
D	Diámetro de la probeta [cm o in].
P	Presión de suministro [MPa o psi].
L	Fuerza axial aplicada a la probeta [N o lb].
f	Fuerza de Fricción [N o lb].
FC	Fuerza lateral de sujeción de las mordazas sobre la probeta [N or lb].
N	Fuerza normal entre las mordazas y el cilindro de la MTS [N o lb].
T	Torque [N•m o lb•in].
$R_e$	Relación de esbeltez.
$L_e$	Longitud efectiva [cm o in].
$r_{min}$	Radio de giro mínimo [cm o in].
I	Longitud real de la columna (probeta) entre los soportes [cm o in].
K	Constante que depende de los extremos de la columna (probeta).
$C_c$	Relación de esbeltez en transición
$S_y$	Límite elástico [MPa o psi].
E	Modulo de elasticidad [MPa o psi].

- $A_{pro}$  Área de la sección transversal de la probeta [ $cm^2$  o  $in^2$ ].
- $P_{cr}$  Fuerza crítica según la fórmula de Johnson para columnas cortas [N o Lbf].
- $F_t$  Fuerza externa neta sobre los tornillos [N o Lbf].
- $F_p$  Fuerza transmitida por la probeta [N o Lbf].
- $F_{tp}$  Fuerza transmitida por la presión [N o Lbf].
- $P$  Carga que resiste un solo tornillo [N o Lbf].
- $A_T$  Área de tensión de los tornillos [ $cm^2$  o  $in^2$ ].
- $F_i$  Fuerza de precarga en el tornillo [N o Lbf].
- $S_p$  Resistencia de prueba de los tornillos [MPa o psi].
- $A_b$  Área de la base de los fijadores [ $cm^2$  o  $in^2$ ].
- $Z$  Valor constante [Ver ecuación 9].
- $b$  Valor constante [Ver ecuación 9].
- $l_t$  Longitud total del tornillo [cm o in].
- $l_{s1}$  Longitud total de sujeción del tornillo [cm o in].
- $l_{rosca}$  Longitud de la rosca del fijador [cm o in].
- $l_s$  Longitud del vástago del fijador [cm o in].
- $l_{t1}$  Longitud de la rosca que está en la zona de sujeción [cm o in].
- $K_b$  Rigidez de los tornillos [MPa o psi].

- $K_m$  Rigidez de la unión [MPa o psi].
- $C$  Factor de rigidez de la unión.
- $P_b$  Carga que siente el tornillo [N o Lbf].
- $P_m$  Carga que siente el material [N o Lbf].
- $F_b$  Carga neta que siente el perno [N o Lbf].
- $N$  Factor de seguridad de los tornillos.
- $P_0$  Carga mínima para separar la unión [N o Lbf].
- $N_{sep}$  Factor de seguridad a la separación de la junta.
- $F_{1\ max}$  Fuerza de sostenimiento de la probeta máxima requerida [N o Lbf].
- $N_1$  Fuerza normal entre la probeta y las mordazas [N o Lbf].
- $F_{pro}$  Fuerza máxima para romper la probeta [N o Lbf].
- $F_m$  Fuerza ejercida por las mordazas [N o Lbf].
- $F_{f1,f2}$  Fuerzas de rozamiento entre los sellos del pistón y el cilindro [N o Lbf].
- $N_2$  Fuerza normal de contacto entre la mordaza y la tapa de alojamiento.
- $F_{f3}$  Fuerza de fricción entre la mordaza y la tapa de alojamiento [N o Lbf].
- $F_{ta}$  Fuerza de los tornillos de la tapa de alojamiento [N o Lbf].
- $F_{t1}$  Fuerza de los tornillos de la tapa de fijación inferior o superior
- $F$  Fuerza de contacto entre la contratapa y la tapa de fijación [N o Lbf].
- $F_1$  Fuerza que realiza el puente de la máquina de pruebas universal.

## LETRAS GRIEGAS

$\mu$  Coeficiente de fricción en la superficie de contacto mordaza-tapa de alojamiento.

$\mu_{c-s}$  Coeficiente estático de fricción entre las mordazas y la probeta

$\mu_{g-c}$  Coeficiente estático de fricción entre las mordazas y el cilindro

$\mu_1$  Coeficiente de fricción en la superficie de contacto mordaza-probeta.

$\sigma$  Resistencia a la tracción [MPa o psi].

$\emptyset$  Diámetro del pistón [cm o in].

$\sigma_b$  Esfuerzo sobre el tornillo [MPa o psi].

$\theta$  Ángulo de conicidad de las mordazas.

## RESUMEN

### TÍTULO:

**REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE MORDAZAS HIDRÁULICAS PARA LA MÁQUINA DE PRUEBAS UNIVERSAL INSTRON 1323. \***

### AUTORES:

Carlos Alberto Yáñez Llach  
Fabio Andrey Afanador Quijano \*\*

**PALABRAS CLAVES:** Máquina de pruebas universal, ensayo a tracción, ensayo a compresión, sistema de agarre.

### DESCRIPCION:

La finalidad de este proyecto de grado es proporcionar a la máquina de pruebas universal INSTRON 1323; ubicada en el laboratorio de sistemas oleoneumáticos de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander; un sistema versátil de mordazas hidráulicas conforme a los estándares internacionales, buscando agilizar el proceso de posicionamiento y retirada de la probeta durante las pruebas de tensión o compresión en materiales metálicos.

Durante el proceso de análisis previo al comienzo del proyecto, se efectuó un estudio detallado de los errores cometidos en proyectos anteriores y con base en esto se realizó un rediseño del circuito hidráulico, de la geometría, cinemática, cargas de diseño y operación del sistema de mordazas. También, se realizó el análisis de las propuestas de diseño mediante la herramienta QFD (Quality Function Deployment) para seleccionar objetivamente la mejor propuesta de solución.

Seguidamente, se ejecutaron cálculos ingenieriles básicos, tales como: Cálculo del diámetro mínimo del pistón, la selección de los tornillos de fijación y Estática. Gracias a la practicidad ofrecida por Solid Works y Ansys Workbench se modelaron cada una de las piezas conformadoras del sistema y se analizaron los esfuerzos generados durante las condiciones más críticas de operación. Por último, se describe la forma de construcción, el montaje y los ensayos realizados al sistema rediseñado.

---

\*Trabajo de Grado

\*\*Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director del Proyecto  
Ing. Abel Parada, Codirector Ing. Alfredo Parada.

## SUMMARY

### TÍTULO:

**REDESIGN AND CONSTRUCTION OF A SYSTEM OF HYDRAULIC GAGS FOR THE UNIVERSAL TEST MACHINE INSTRON 1323. \***

### AUTHORS:

Carlos Alberto Yáñez Llach  
Fabio Andrey Afanador Quijano \*\*

**KEY WORDS:** Universal test machine, stress test, compression test, grasp system.

### DESCRIPCION:

The purpose of this grade work is to provide to Universal Test Machine INSTRON 1323; located in oleoneumatics systems laboratory of Mechanical Enegineering School of The Industrial de Santander University; a versatile system of hydraulic grabs agreed with international standars, looking for make faster the test pieces´s placing and removing during tests of stress or compression in metalic materials.

During previous analysis process at the beggining of the project, it was done a detail study of mistakes done in earlier projects, and base on this it was made a new design of hydraulic circuit, geometry, kinematic, load design and grabs system operation. Also, it was made the proposes anaylisis of design trough QFD (Quality Function Development) tool for selecting objectively the best solution proposal.

Following, it was executed engineering basic calculus, such as: computation of minimum piston diameter, selection of fixing and static screws. Due to practicity offer by Solid Works and Ansys Work it was modeled each of the pieces that take part in the system and it was analyzed the stress generated during de most critical operation conditions. Finally, it was described the way of construction, the building and the essays done to the re- design system.

---

\* Degree work

\*\*Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering School, Proyect Director Eng. Abel Parada, Co-director Eng. Alfredo Parada.

## INTRODUCCIÓN

Un pilar fundamental en el diseño de máquinas es conocer la respuesta de los materiales a las acciones externas a las cuales estos pueden verse sometidos, ya que es indispensable determinar sus propiedades mecánicas, de modo que a la hora de seleccionarlos para cada fin, puedan ser utilizados en el límite de sus posibilidades cumpliendo con las exigencias de menor tamaño, mejor calidad y mayor rendimiento.

Es así como surge la necesidad de realizar pruebas de laboratorio en las cuales es preciso contar con instrumentos especializados como la máquina de pruebas universal INSTRON modelo 1323, que posee la Escuela de Ingeniería Mecánica. En este equipo se pueden realizar pruebas de resistencia a tracción y compresión en materiales metálicos según estándares internacionales, sin embargo esta máquina no cuenta con un sistema de agarre de probetas que funcione de forma eficiente, ya que el sistema de mordazas hidráulicas que posee presenta fallas de diseño, razón por la cual se buscó dar solución a dichas fallas rediseñando y construyendo tanto su sistema de mordazas como el circuito hidráulico que las opera con el fin de garantizar la autosuficiencia tecnológica de la Escuela.

Durante el progreso del presente proyecto se desarrolló y mejoró la tecnología puesta al servicio de la Universidad, realizando en la máquina de pruebas INSTRON mejoras en el sistema de agarre de las probetas a través del rediseño de las mordazas, correcciones en el alineamiento y sistema de control hidráulico de la máquina, que permiten su correcto funcionamiento conservando sus características más relevantes, entre ellas: rápida sujeción

y liberación de la probeta y exactitud de posicionamiento. También, se estableció el manual de funcionamiento y mantenimiento del nuevo sistema de mordazas en cual se incluyen: planos de diseño, procesos de fabricación y ensamble correspondiente.

Para finalizar, es importante resaltar que durante el desarrollo y ejecución de este proyecto se contó con el apoyo de herramientas tecnológicas idóneas en cada fase del desarrollo, entre ellas podemos mencionar el software de diseño SOLID WORKS 2007 y el software de análisis ingenieril ANSYS WORKBENCH V.11.

## 1 ESTADO DEL ARTE

Con el transcurrir del tiempo, las industrias han sido continuamente obligadas por la permanente agresividad del sistema monetario a ser cada día más eficientes, confiables y eficaces. Es así, como la creciente competencia ha sido un aliciente para la investigación, el desarrollo tecnológico y la innovación. Indiscutiblemente, el diseño de máquinas de ingeniería no es ajeno a esta situación e incesantemente se le exige, entre otras cosas, conocer minuciosamente cómo responden los materiales ingenieriles a las acciones externas, tales como: tensión, compresión, torsión, flexión o cizalladura, de modo que a la hora de seleccionarlos para una aplicación específica puedan ser utilizados en el límite de sus posibilidades cumpliendo con las exigencias de menor tamaño, mejor calidad y mayor rendimiento.

En miras de conocer las propiedades mecánicas de los materiales ingenieriles, los especialistas diseñaron las primeras máquinas útiles en la realización de pruebas de resistencia a tracción y compresión en materiales metálicos<sup>1</sup> de tal forma que sujetaban las probetas bajo principios físicos netamente mecánicos; es decir, el agarre mordaza- probeta se realizaba ya sea por medio de una junta roscada ó bien por medio un fenómeno llamado efecto cuña -este último funciona sólo en las pruebas a tracción-. Así mismo, gracias a los avances durante la segunda guerra mundial en la hidráulica y las técnicas de fabricación fue posible diseñar y construir mordazas

---

<sup>1,2</sup> Como es sabido, también se han diseñado máquinas para pruebas de torsión y fatiga para materiales metálicos, pero sólo se trajo a colación las mordazas que diseñadas para tracción y compresión porque éstas son las se estudian en este documento.

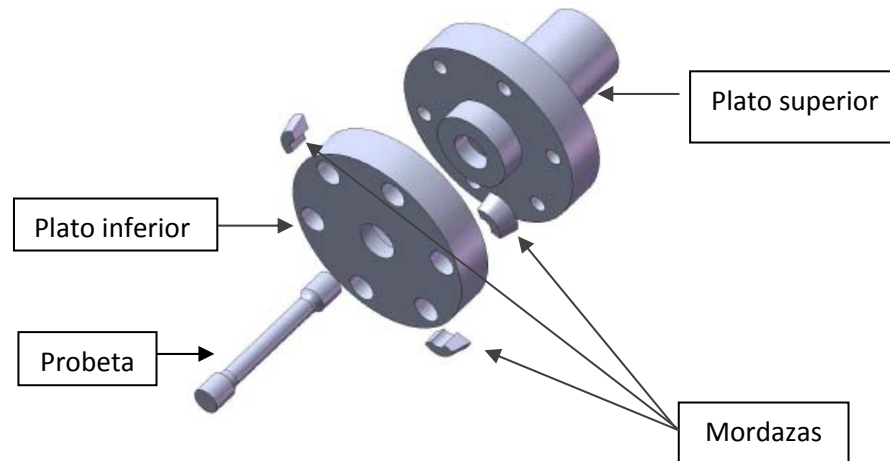
hidráulicas para realizar las pruebas destructivas ya mencionadas, las cuales tienen numerosas ventajas respecto a las mordazas mecánicas, entre las más relevantes tenemos: Fácil montaje, rápida sujeción, alta potencia disponible.

En el presente capítulo se presentará un breve análisis de los dos sistemas de mordazas que han sido utilizados en la máquina de pruebas universal INSTRON MODELO 1323 de la escuela de Ingeniería Mecánica de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER. De la misma manera se procederá con un diseño de mordazas hidráulicas patentado por la MTS Systems Corporation.

## **1.1 SISTEMA DE MORDAZAS MECÁNICAS**

El sistema de mordazas mecánicas de la siguiente figura consiste en: Un plato superior, un plato inferior (con perforación cónica), tres mordazas y tornillos de fijación. A continuación, se analizará tanto la forma en que se realiza montaje de la probeta como el funcionamiento del sistema de mordazas cuando se desea realizar bien sea, las pruebas de compresión ó el ensayo de tensión.

**Figura 1. Despiece del sistema de mordazas mecánico.**



### **1.1.1 Análisis del montaje de la probeta y funcionamiento de las mordazas mecánicas en la pruebas de tensión y compresión.**

**1.1.1.1 Funcionamiento en tracción:** Al iniciar el ensayo, el contacto existente entre las mordazas y el cono interno del plato inferior más la carga aplicada sobre la probeta para romperla, garantizan que la fuerza de sujeción sobre esta última sea suficientemente grande como para no permitir un indeseablemente deslizamiento entre las mordazas y la probeta. En otras palabras, al aplicar carga sobre la probeta en la dirección axial la “cuña” (contacto existente entre las mordazas y el cono interno del plato inferior, Ver figura 2 ) crea fuerzas en sentido perpendicular a la dirección donde existe tendencia al movimiento<sup>2</sup>, de este modo es muy poco probable que ocurra alguna falla de sujeción de la probeta. Finalmente, cabe aclarar que el

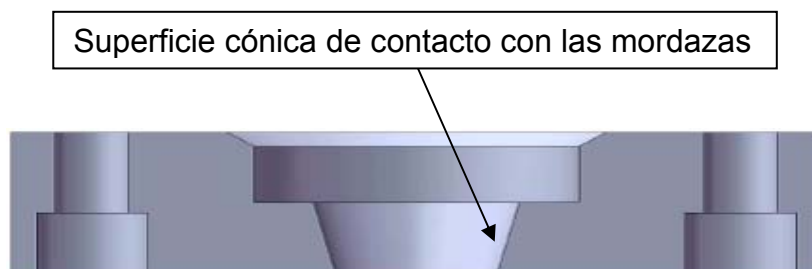
---

<sup>2</sup> El análisis estático del sistema de mordazas mecánico, se puede observar en las Págs. 41-45 de la tesis de grado de **GOMEZ, Fernando y SUÁREZ, Jhon**. Diseño y construcción de un sistema de mordazas hidráulicas para la máquina de pruebas universal INSTRON modelo 1323. Bucaramanga, 2008. 182 p. Trabajo de grado (Ingeniería Mecánica). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingeniería Mecánica.

principio físico que rige a este sistema es el mismo al que obedece un plano inclinado.

En vista de lo anteriormente dicho, se puede concluir que el sistema de mordazas mecánico es muy bueno para trabajar en tracción ya que sujeta la probeta de forma natural, sin necesidad de aplicar potencia de más al sistema.

**Figura 2. Corte del plato inferior.**



**1.1.1.2 Funcionamiento en compresión:** En el ensayo a compresión, el sistema de mordazas no funciona bajo el principio físico explicado en el ítem anterior; es decir, no es posible por medio del efecto “cuña” fijar las probetas en las mordazas debido a la disposición del cono en el sistema, en lugar de ello la probeta se asienta en el agujero del plato superior (Ver figura 1) de las mordazas, dando así el apoyo necesario para que la probeta tenga extremo empotrado en la prueba de compresión.

Aquí, al igual que el análisis de las mordazas funcionando a tracción también se concluye que este sistema de mordazas mecánico es muy bueno, ya que se realiza la sujeción la probeta de forma sencilla y eficaz.

**1.1.1.3 Montaje de la Probeta:** Con los dos platos superiores del sistema de mordazas ya fijados al puente superior y al cilindro hidráulico ubicado en el puente inferior de la máquina de Pruebas Universal INSTRON modelo 1323, se procede a realizar el montaje del sistema en el siguiente orden:

1. Fijar con cinta pegante las tres mordazas propiamente dichas sobre un extremo de fijación de la probeta.
2. Colocar la probeta en el plato superior ubicado en el puente inferior de la INSTRON.
3. Colocar con sumo cuidado en el plato superior ubicado en el puente inferior de la INSTRON, los dos platos inferiores.
4. Del mismo modo que las primeras tres mordazas, se colocan sobre la probeta las restantes.
5. Subir el cilindro hidráulico del puente inferior de la máquina de la INSTRON hasta que casi entre en contacto la probeta con el plato superior ubicado en el puente superior, para poder fijar y apretar el conjunto con los pernos.

Con todo lo expuesto hasta aquí, se puede concluir que el sistema de mordazas mecánico es totalmente funcional y fija muy bien la probeta a la hora de realizar las pruebas. Sin embargo, como se puede apreciar este sistema es demasiado engorroso y tedioso cuando se realiza el montaje de la probeta, lo cual hoy día hace que este tipo de sistema no se considere

práctico dado que la visión global es hacer gran cantidad pruebas en el menor tiempo posible.

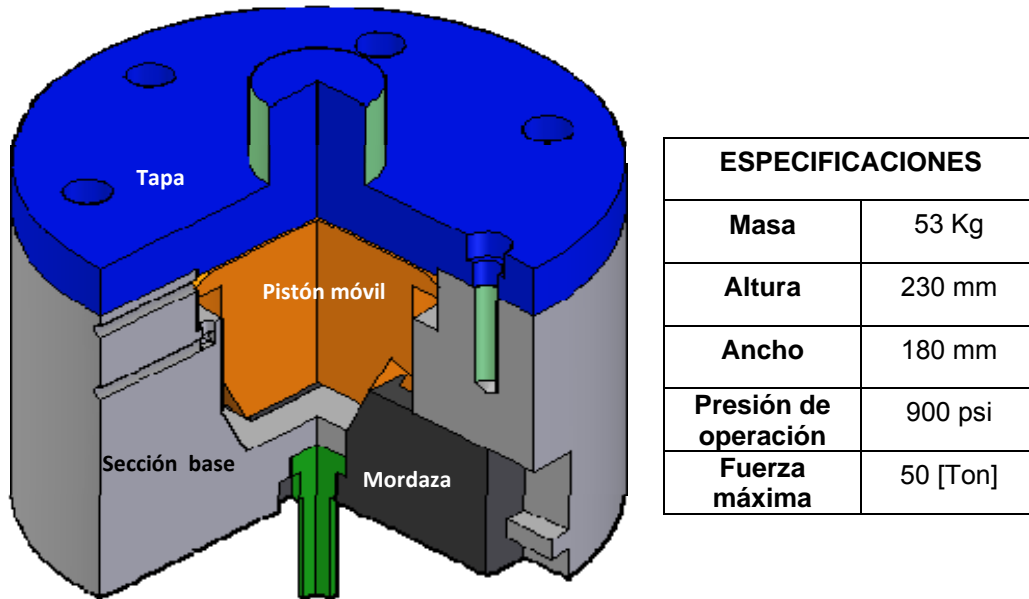
## **1.2 SISTEMAS DE MORDAZAS HIDRÁULICAS (PROYECTO DE GRADO ANTERIOR)**

El sistema de mordazas diseñado en el proyecto de grado anterior<sup>3</sup> consiste en una camisa de doble sección, con agujeros laterales para realizar la respectiva conexión de las mangueras que transportan el fluido hidráulico. La camisa aloja un par de mordazas que van encajadas en un pistón cilíndrico con final cónico. El movimiento del pistón se produce debido al fluido proveniente de la presión piloto del sistema hidráulico que actúa en cualquiera de sus dos áreas (dependiendo de la orden dada a una válvula direccional) permitiendo su desplazamiento vertical, en consecuencia a este movimiento y por medio de las de guías del cono y las de la sección base que están espaciadas a 180°, se genera el desplazamiento de las mordazas. Cabe decir, que el movimiento vertical de la placa genera la acción de cierre y apertura de las mordazas a lo largo del eje horizontal. (Ver figura 3, página siguiente).

---

<sup>3</sup> De aquí en adelante, cuando se diga proyecto de grado anterior, se está haciendo referencia a la tesis de grado de **GOMEZ, Fernando y SUÁREZ, Jhon**. Diseño y construcción de un sistema de mordazas hidráulicas para la máquina de pruebas universal INSTRON modelo 1323. Bucaramanga, 2008. 182 p. Trabajo de grado (Ingeniería Mecánica). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingeniería Mecánica.

Figura 3. Sistema hidráulico de mordazas (Proyecto de grado anterior).



**1.2.1 Fallas del sistema de mordazas.** A pesar que este sistema de mordazas hidráulicas tiene un diseño funcional, en los ensayos realizados se pudo apreciar resultados no satisfactorios debido a varias fallas en el diseño del sistema:

- ➔ Las mordazas fueron diseñadas solamente para posicionamiento y sostenimiento de la probeta con agarre nulo, razón por la cual durante las pruebas toda la fuerza recae sobre el cambio de sección de la cabeza ocasionando que este se deforme (Figura 4), causando así que la probeta se suelte de las mordazas.
- ➔ Existencia de un desalineamiento horizontal de 5 milímetros (aprox.) entre los puentes superior e inferior de la máquina producto de un mal montaje y alineamiento de la máquina en una época pasada. Este

problema no fue solucionado por el sistema de mordazas actuales, y como consecuencia de esta falla durante las pruebas de compresión se produce un excesivo pandeo en las probetas con resultados inaceptables en el ensayo (figura 5).

**Figura 4. Cabeza deformada de la probeta.**

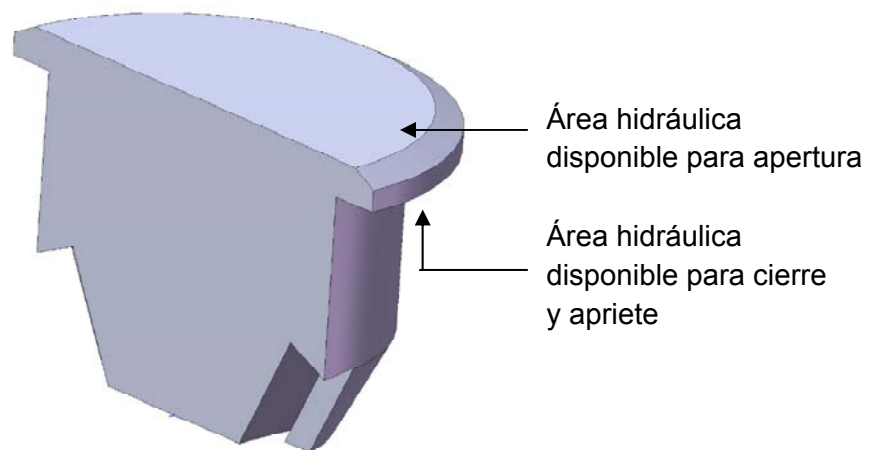


**Figura 5. Probetas pandeadas durante los ensayos a compresión a causa del desalineamiento lateral de la máquina INSTRON.**



- El sistema de mordazas hidráulicas tiene un tamaño excesivo y se debe a los siguientes factores:
1. El sistema fue diseñado para operar con una presión de 900 [psi], por lo que no aprovecha al máximo los 2000 [psi] de presión piloto disponible en la máquina de pruebas INSTRON.
  2. La carrera de apertura de las mordazas es demasiado grande, lo cual hace que el pistón tenga una mayor longitud.
  3. El sistema tiene un diseño mecánico ineficiente en relación al uso de la presión hidráulica, ya que durante el movimiento de cierre y apriete de las mordazas la presión del sistema actúa sobre la cara del pistón que tiene menor área útil (Figura 6), proporcionando una menor fuerza de apriete en comparación si la presión estuviera actuando sobre la cara de mayor área.

**Figura 6. Corte del pistón mostrando las áreas sobre las que actúa la presión del sistema.**



- El sistema de mordazas fue diseñado para soportar una carga máxima de 50 [Ton], sin embargo durante los ensayos realizados con la máquina de pruebas universal INSTON modelo 1323 no es posible alcanzar dicha fuerza, ya que las probetas son mecanizadas con aceros comerciales utilizados en la industria metalmeccánica según la norma ASTM E 8M-04, por lo tanto se requiere como máximo fuerzas de 14 [Ton] para generar falla en las probetas redondas de diámetro 1/2" (1/2" es el mayor diámetro contemplado en la norma ASTM E 8M-04) fabricadas con el acero de mayor resistencia comercializado en la nuestra región (AISI 4340,  $S_u = 1100$  MPa).
- Las mordazas, siendo las piezas que soportan las mayores fuerzas y desgastes, no poseen el tratamiento térmico necesario para otorgarle la suficiente dureza superficial que asegure una larga vida útil de sus componentes contra desgaste y deformación.
- El pistón no fue diseñado con los orificios necesarios para colocarle un extractor, por esta razón se dificulta poder retirar esta pieza para realizarle mantenimiento.

### **1.3 MORDAZAS HIDRÁULICAS PATENTADAS POR LA MTS SYSTEMS CORPORATION**

A nivel internacional, existen varias casas dedicadas a fabricar mordazas hidráulicas que sirven para realizar ensayos de tracción y compresión en probetas metálicas cilíndricas, una de estas empresas es la prestigiosa compañía MTS Systems Corporation que ha patentado el sistema de mordazas hidráulicas modelo 646.25B que a continuación se estudia:

**Figura 7. Mordazas MTS tipo 646 (Hydraulic Collet Grips).<sup>4</sup>**

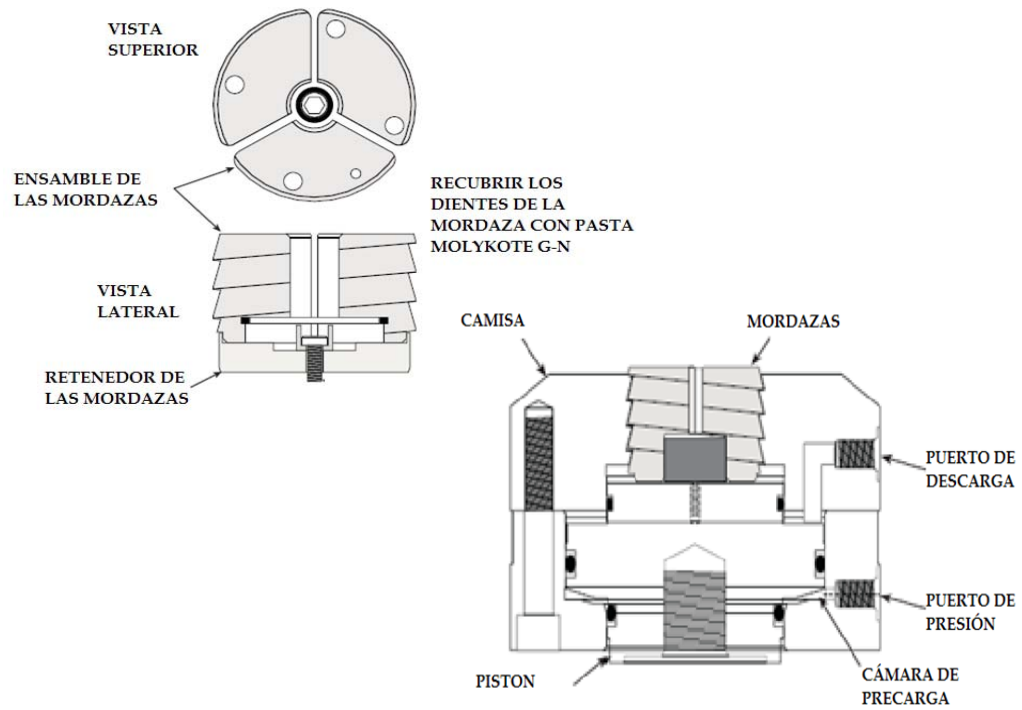


ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
<b>Fabricante</b>	<b>MTS</b>
<b>Modelo</b>	646.25B
<b>Fuerza máxima</b>	250 KN (55 kip)
<b>Rango de temperatura</b>	-40 a 66 C (-40 a 150 F)
<b>Presión necesaria</b>	45 MPA (6500 PSI)
<b>Altura</b>	172 mm (6.8 in)
<b>Ancho</b>	254 mm (10 in)
<b>Peso por mordaza</b>	72 Kg (160 lb)
<b>Peso total</b>	144 Kg (320 lb)

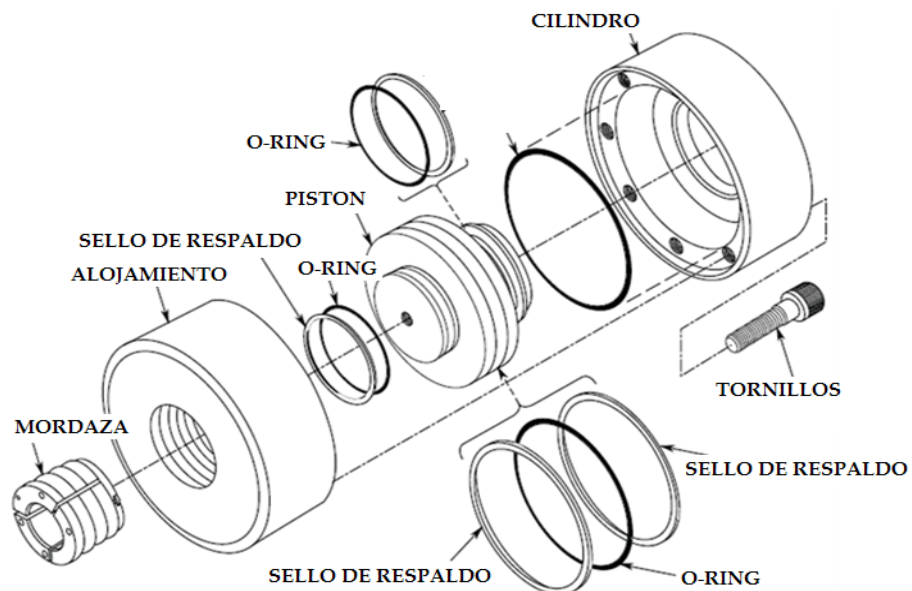
**1.3.1 Análisis funcional del diseño.** Las mordazas hidráulicas modelo 646.25B de la MTS están compuestas por un cilindro, tres mordazas, retenedor de las mordazas, un alojamiento, un pistón, sellos hidráulicos, y tornillos de fijación. Todos estos componentes los podemos visualizar en las figuras 8 y 9.

<sup>4</sup> Figuras 7, 8, 9 y 10 han sido tomadas y traducidas del manual 011-558-204 E, Series 646 Hydraulic Collet Grips Product Information, April 2004

**Figura 8. Corte del sistema de mordazas hidráulicas de la MTS.**



**Figura 9. Piezas del sistema de mordazas hidráulicas patentado por la MTS.**



Basándose en el manual suministrado por la MTS se lograron deducir los dos principios físicos básicos que rigen el diseño de las mordazas, los cuales serán explicados a continuación:

- El estudio de las fuerzas y movimientos generados entre las mordazas y su alojamiento se hace de manera similar al caso de un tornillo y su tuerca (Ver figura 8 y 9), lo cual conlleva a que este sistema posea un par ventajas significativas. La primera es facilitar el montaje de las mordazas en el alojamiento a la hora de hacer el ensamble del conjunto, puesto que sólo es roscarlas en él; la segunda es que esta disposición logra generar el efecto cuña cuando se realiza la prueba de tensión. Por otra parte, una consecuencia negativa de la forma y disposición de las mordazas y su alojamiento es que se tiene un valor pequeño de la diferencia entre los diámetros de apertura y cierre, lo que puede entorpecer un poco el montaje de la probeta en las mordazas.
- Las mordazas por medio un tornillo en su retenedor están solidarias con el pistón, el cual esta fijo al puente de la máquina gracias a un agujero roscado dispuesto para tal fin (Ver figura 8). En consecuencia, cuando se da la orden hidráulica para cerrar las mordazas el cilindro se desplaza en la dirección axial (el pistón no, puesto que esta fijo al puente de la máquina, y este está inmóvil en el momento de montaje de la probeta) ocasionando por medio sus dientes internos que se disminuya el espacio radial de las mordazas, generando así la sujeción de la probeta. En otras palabras, la fijación de la probeta se consigue después de dar la orden hidráulica gracias al de contacto existente entre el alojamiento y las mordazas, recordemos que estos dos, tienen hélices semejantes a las de los tornillos y tuercas. De lo

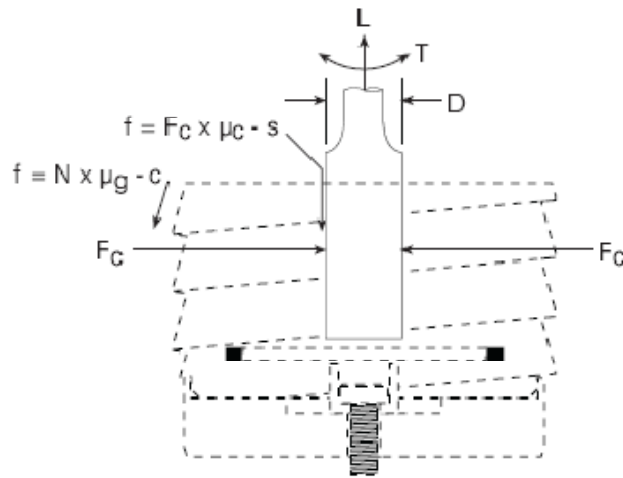
expuesto anteriormente, se puede concluir que las mordazas MTS modelo 646.25B tienen la ventaja de no permitir movimiento relativo entre la probeta y las mordazas en el eje axial, ya que las éstas quedan solidarias al puente de la máquina que está quieto axialmente, es por ello que las mordazas sólo se desplazan en la dirección radial, dirección en la cual se aprieta la probeta para fijarla.

Por último, es importante aclarar que se necesita calcular la presión de óptima de suministro para poder hacer un análisis más detallado de las mordazas MTS modelo 646.25B, ya que la presión mostrada en la figura 7 es la necesaria para fijar una probeta que ejerza como máximo una fuerza axial de 25 [Ton] durante el ensayo. En nuestro caso la fuerza axial máxima que se aplicará al sistema de mordazas durante los ensayos realizados en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad industrial de Santander es de 14 [Ton] (la razón del valor de la fuerza axial máxima ya fue explicado anteriormente).

**1.3.2 Cálculo de la presión óptima de suministro.** En concordancia con lo anterior, la MTS permite calcular presión óptima de suministro por medio de las formulas aproximadas planteadas en su manual, justo es decir que en él se aclara que para ciertos materiales la presión óptima de suministro calculada por el método aproximado se debe corregir experimentalmente.

En la siguiente figura, se encuentran las fuerzas a las cuales se puede ver sometida las mordazas durante un ensayo.

**Figura 10. Estática de las mordazas MTS tipo 646 (Hydraulic Collet Grips).**



Donde:

A = Área del pistón de las mordazas. (Ver tabla 1.)

B = Valor constante. (Ver tabla 1.)

Cn = C<sub>F</sub> es un valor constante para probetas rectangulares. (Ver tabla 1.)

Cn = C<sub>R</sub> es un valor constante para probetas redondas. (Ver tabla 1.)

D = Diámetro de la probeta (cm or in).

P = Presión de suministro (MPa or psi).

L = Fuerza axial aplicada a la probeta (kN or lb).

f = Fuerza de Fricción.

FC = Fuerza lateral de sujeción de las mordazas sobre la probeta (kN or lb).

N = Fuerza normal entre las mordazas y el cilindro de la MTS.

μc-s = Coeficiente estático de fricción entre las mordazas y la probeta (asumir un valor de 0.13).

μg-c = Coeficiente estático de fricción entre las mordazas y el cilindro (asumir un valor de 0.06).

T = Torque (N•m or lb•in).

**Tabla 1. Constantes para calcular la presión óptima de diseño del las mordazas modelo 646.24 de la MTS (Hydraulic Collet Grips).**

<b>MODELO</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C<sub>F</sub></b>	<b>C<sub>R</sub></b>
646.24	174.8 cm <sup>2</sup> (27.1 in <sup>2</sup> )	52.4 KN/MPa 81.3 (psi/lb)	0.230 MPa/KN 0.149 (psi/lb)	0.146 MPa/KN 0.0946 (psi/lb)

Ahora bien, para el cálculo de la presión óptima de suministro primero se debe conocer la fuerza axial (L) aplicada a la probeta durante el ensayo, posteriormente se emplea la siguiente ecuación planteada por la MTS:

$$P = C_n \times L$$

Como en los ensayos que se realizarán en la máquina de pruebas INSTRON modelo 1323 la fuerza axial requerida es 14 [Ton] (aprox. 31000 Lbs), de la ecuación anterior obtenemos que  $P = 0.0946 \times 31000 \approx 3000$  (psi)

Con este nivel de presión óptima de suministro se concluye que no es viable para la máquina de pruebas INSTRON modelo 1323 de la Escuela de Ingeniería Mecánica instalarle las mordazas MTS, dado que la bomba es incapaz de suministrar dicha presión debido a la condición actual de desgaste, además si llegase a seleccionar estas mordazas quedarían demasiado excedidas en cuanto a la capacidad de diseño que estas poseen, recordemos que la fuerza axial para la posible selección las mordazas MTS es de 14 [Ton] (la razón del valor de la fuerza axial máxima ya fue explicado anteriormente) y las mordazas de la MTS que satisfacen este valor están diseñadas para resistir 25 [Ton]. Esto conlleva a que las mordazas MTS sean mucho más robustas y de gran tamaño, lo cual no se puede permitir debido

al objetivo de menor tamaño posible planteado en el presente proyecto de grado.

## 2 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DEL DISEÑO PARA EL SISTEMA DE MORDAZAS HIDRÁULICAS

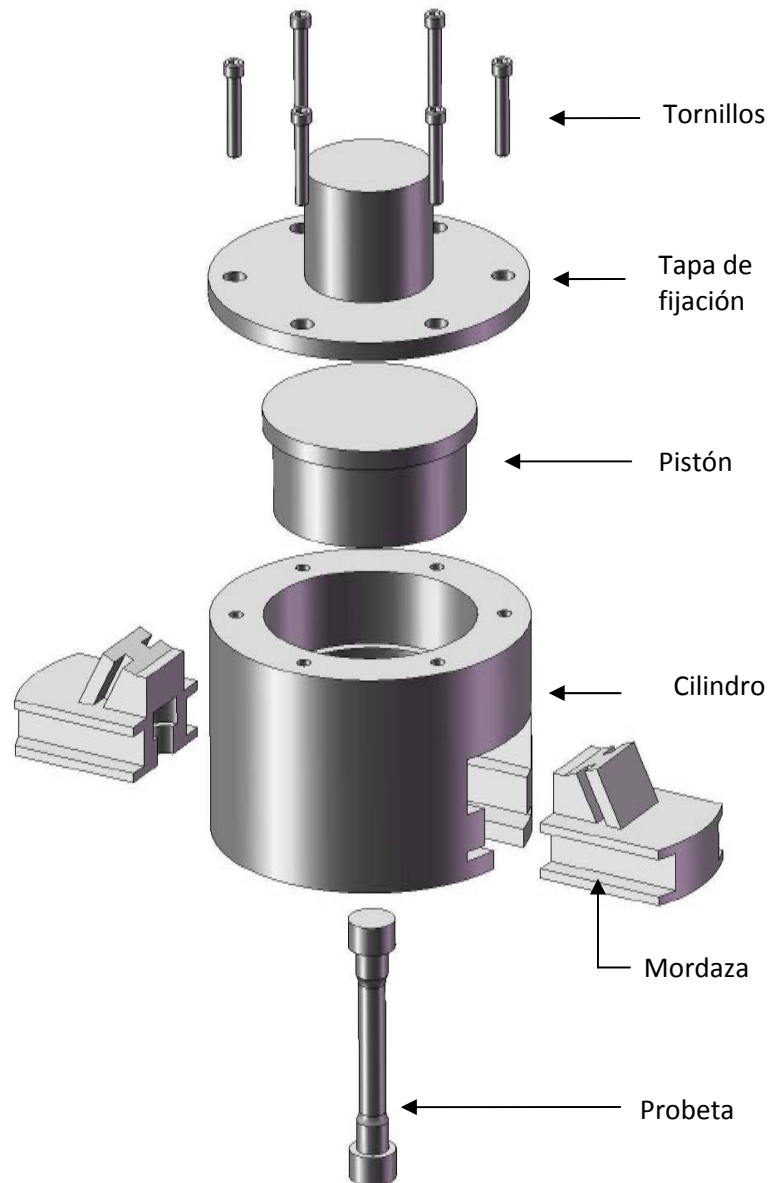
### 2.1 ALTERNATIVAS PROPUESTAS

Las alternativas de diseño presentadas a continuación son el resultado de un estudio basado en los requerimientos físicos y geométricos necesarios que debe tener un sistema de mordazas hidráulicas para realizar pruebas de tensión y compresión en probetas según los estándares de la ASTM E 8M-04.

**2.1.1 Sistema de mordazas hidráulicas de pistón hueco.** Este sistema consiste en un cilindro de doble sección que aloja un par de mordazas que van encajadas en un pistón con un agujero cónico. El movimiento del pistón se produce debido al fluido proveniente de la presión piloto del sistema que actúa en cualquiera de las (2) áreas (dependiendo de la orden dada a la válvula), permitiendo su desplazamiento vertical. En consecuencia, por medio de un sistema de guías espaciadas cada una a  $180^\circ$  y mecanizadas al interior del cono, se generara el desplazamiento de las mordazas. Cabe mencionar que el movimiento vertical de la placa genera la acción de cierre y apertura de las mordazas a lo largo del eje horizontal. (Ver figura 11).

La propuesta de diseño presente, funciona de forma similar a el sistema de mordazas diseñado en el proyecto anterior, con la diferencia que sus componentes tienen diseños mecánicos distintos. La principal diferencia de este sistema radica en el pistón, el cual tiene un agujero en forma de cono. Debido a esto, las mordazas deben tener los planos inclinados invertidos respecto a las mordazas del diseño del proyecto de grado anterior.

**Figura 11. Sistema de mordazas hidráulicas (inferiores) de pistón hueco.**



Por otra parte, las formas y disposiciones de los componentes están pensadas con la finalidad de aprovechar la máxima presión piloto disponible (13.789 MPa/2000 Psi) para generar la fuerza de apriete de las mordazas sobre la probeta, ya que en este diseño la sujeción de la probeta se origina cuando el pistón se mueve hacia abajo (Ver figura 11) y, para producir este

movimiento, la presión del fluido se aplica en la cara posterior, siendo esta cara la de mayor área.

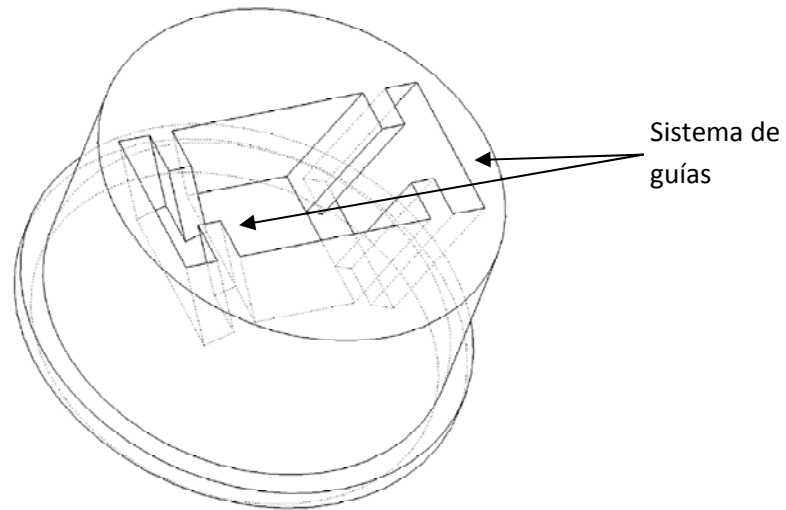
En cuanto a la fijación de la probeta y la garantía de que esta no se suelte de las mordazas durante los ensayos a tracción, estas últimas tienen un diseño conservativo, es decir, la fuerza de sujeción ejercida sobre la probeta se deberá en gran medida al apriete ejercido por las mordazas—entre mayor sea la fuerza de apriete, mayor el enclavamiento mecánico entre las ranuras de la mordaza y la probeta-, así como también a que la probeta se puede apoyar sobre la mordaza en ángulo de contacto de  $160^\circ$  en el cambio de sección.

Con base en el diseño propuesto, se puede hacer un análisis estático preliminar para estimar el tamaño que tendrá el sistema de mordazas conociendo la presión piloto disponible en la máquina, ya que esta puede determinar el diámetro del pistón. Así pues, al contar con un estimativo de 2000 Psi de presión piloto, y sabiendo que la carga máxima de diseño será de 14 Tm, se hace el análisis estático de las mordazas para determinar las fuerzas generadas en esta pieza, las cuales se transmitirán al pistón, una vez calculadas, se puede determinar el diámetro necesario del pistón, que será aproximadamente 10 cm, con esto se espera que el cilindro tenga un diámetro de 16 cm y una masa total del sistema de 30 Kg.

En cuanto a los procesos de manufactura requeridos para la fabricación del sistema, todos los componentes pueden ser mecanizados en máquinas-herramientas tradicionales como torno y fresadora o en un centro de mecanizado CNC, excepto el pistón, que posee las mayores dificultades de maquinado, ya que cuenta un sistema de guías en el cual encajan las

mordazas (Ver figura 12), y estas solo se pueden realizar mediante el proceso de electroerosionado.

**Figura 12. Detalle del pistón (del sistema de mordazas inferior).**



**2.1.2 Sistema de mordazas hidráulicas cónicas.** Esta alternativa, propone construir un sistema de mordazas que utilice la fuerza desarrollada en el ensayo a tracción para generar apriete en la probeta con unas mordazas cónicas mediante “el efecto cuña”. El diseño de mordazas propuesto (Ver figura 13) funciona de la siguiente manera: En la prueba de tensión, antes de iniciar el ensayo, las mordazas del sistema aprietan a la probeta gracias a la fuerza generada por la presión hidráulica aplicada sobre el pistón, consecutivamente, el sistema requerirá más fuerza de apriete para poder deformar la probeta sin que ocurra falla alguna en la fijación de la probeta—esto se debe a que la fuerza de apriete necesaria para no soltar la probeta aumenta al crecer la deformación de la misma-, es allí donde “el efecto cuña” del que dispone el diseño propuesto ayuda a la fuerza hidráulica a que el ensayo no fracase.

El funcionamiento de este sistema de mordazas trabajando en tensión respecto a su trabajo en compresión, la diferencia radica en la forma que se genera la fuerza de apriete sobre la probeta, en el ensayo a compresión, la fuerza de agarre se debe sólo a la presión hidráulica aplicada sobre el pistón, puesto que para este caso, debido a la dirección del movimiento, no es posible que las mordazas actúen como cuñas.

Cabe mencionar que en este diseño, al igual que en la propuesta de mordazas hidráulicas de pistón hueco anteriormente expuesta, también se logra una considerable reducción de tamaño y masa, puesto que el diámetro del pistón se calcula con la fuerza que hace fallar a la probeta en compresión, debido a que en el ensayo a tensión el efecto cuña garantiza el apriete necesario para tener una prueba exitosa. - Es una gran ventaja para el diseño en mención, que éste se base en los esfuerzos máximos de la probeta a compresión, ya que estos son menores que los esfuerzos a generados en las pruebas a tensión -.

Con respecto a los procesos de manufactura que se deben utilizar para elaborar las piezas, las mordazas poseen las mayores dificultades de maquinado, ya que estas deben contar con un sistema de guías las cuales se encajan al pistón, y un sistema de resortes que garantiza tanto que las mordazas puedan abrir al momento de liberar la probeta del ellas, así como también, que estas siempre estén en contacto con la superficie cónica. Los mecanizados de las piezas restantes pueden ser realizados con máquinas herramientas como torno y fresadora tradicionales.

**Figura 13. Sistema de mordazas hidráulicas (inferiores) de pistón hueco.**



## **2.2 REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA**

El diseño de un sistema de mordazas hidráulicas es un proceso laborioso y delicado, en el cual se deben tomar muy en cuenta diversos factores que pueden afectar el resultado final, por tal razón se recurre a una herramienta de ayuda como es el QFD (Quality Function Deployment) que por sus siglas

significa Despliegue de la Función de Calidad. Este método ayuda a sistematizar la información obtenida, y así entender la prioridad de las necesidades para poder encontrar respuestas innovadoras a esas necesidades, a través de la mejora continua del producto en búsqueda de maximizar la oferta de valor.

Para el diseño de un sistema de mordazas hidráulicas se deben tener en cuenta requerimientos como:

- Proporcione una buena sujeción de las probetas.
- Tenga un montaje fácil.
- Tenga repuestos económicos.
- El sistema posea una gran confiabilidad.
- Tenga una operación segura.
- Permita realizar pruebas de tensión y compresión.
- Tenga una larga vida útil.
- Permita un montaje rápido y eficiente de la probeta.
- Posea un tamaño reducido.

A continuación se divide cada uno de los requerimientos en subgrupos para asociarlos con criterios de evaluación:

- Operación
  - Proporcione una buena sujeción de las probetas.
  - Permita realizar pruebas de tensión y compresión.
  - Permita un cambio eficiente de la probeta.
  
- Mantenimiento
  - Tenga un fácil montaje.
  - Tenga repuestos económicos.
  - Larga vida útil.
  
- Seguridad
  - Tenga una operación segura.
  - El sistema posea una gran confiabilidad.
  - Posea un tamaño reducido.

Otro factor a tener en cuenta en el análisis QFD son los parámetros de diseño, que corresponden a lineamientos que debe tener en cuenta el diseñador para crear una pieza; para un sistema de mordazas hidráulicas serian:

- Hecho de materiales resistentes.
  
- Posea un mecanismo de gran agarre.
  
- Tenga pocas piezas.

- Tenga un sistema de lubricación.
- Sea compacto.
- Posea piezas de fácil mecanizado.
- Tenga algún tratamiento térmico.
- De un buen alojamiento a la probeta.

Los parámetros de diseño se introducen en la matriz de calidad en las celdas verticales y; a estas se les asigna un valor de importancia para el consumidor. En posición horizontal se asignan los requerimientos del proyecto (ver tabla 2). El relacionamiento entre parámetros y requerimientos de diseño se efectúa basado en los siguientes valores:

- 9 ( para un relacionamiento fuerte)
- 3 ( para un relacionamiento medio)
- 1 ( para un relacionamiento débil)

Luego de ubicados los valores en cada recuadro, se procede a realizar la sumatoria de cada una de las columnas con el fin de identificar los de mayor valor en la matriz de la calidad, estos constituyen los indicadores más fuertes que más adelante se ponderarán y que deberán influir en la proposición de las alternativas.

Tabla 2. Matriz de calidad

Parámetros de diseño		Calificación	Materiales resistentes	Mecanismo gran agarre	Pocas piezas	Lubricación	Compacto	Mecanizado	Tratamiento térmico	Alojamiento probeta
Operación	Buena sujeción	8	1	9	-	-	-	-	1	9
			8	72	-	-	-	-	8	72
	Pruebas de tensión y compresión	1	-	3	-	-	-	-	-	3
		0	-	30	-	-	-	-	-	30
	Cambios de probeta eficientes	7	-	-	-	3	-	-	-	9
			-	-	-	21	-	-	-	63
Mantenimiento	Fácil montaje	6	-	-	3	1	-	-	-	-
			-	-	18	6	-	-	-	-
	Repuestos económicos	7	-	-	9	-	3	9	-	-
			-	-	63	-	21	63	-	-
	Larga vida útil	8	9	-	1	9	-	-	9	-
			72	-	8	72	-	-	72	-
Seguridad	Operación segura	7	3	9	-	1	1	-	-	-
			21	63	-	7	7	-	-	-
	Confiabilidad	8	3	3	1	1	-	3	3	-
			24	24	8	8	-	24	24	-
	Tamaño reducido	6	1	-	9	-	9	-	-	1
			6	-	54	-	54	-	-	6
<b>Total</b>			131	189	151	114	82	87	104	171
<b>Porcentaje</b>			12.7	18.4	14.7	11.1	8	8.5	10	16.6

### 2.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

Tomando como base las alternativas expuestas y los parámetros de diseño hechos en el estudio de QFD, se realiza una tabla analizando la relación que presentan entre si los anteriores ítems (Ver tabla 3), otorgándoles una calificación que varía entre 1 y 5 según sea la fortaleza de su relación y multiplicándolo por el valor del parámetro. Al final se hallará el total de estos valores para cada alternativa de diseño, y la que tenga el mayor valor será la alternativa elegida del proyecto.

**Tabla 3. Selección de alternativa**

Parámetro de diseño	Valor	Sistema de mordazas hidráulicas de pistón hueco		Sistema de mordazas hidráulicas cónicas	
		Calificación	Subtotal	Calificación	Subtotal
<b>Materiales resistentes</b>	12.7	5	63.5	5	63.5
<b>Mecanismo gran agarre</b>	18.4	3	55.2	5	92
<b>Pocas piezas</b>	14.7	5	73.5	3	44.1
<b>Lubricación</b>	11.1	2	22.2	4	44.4
<b>Compacto</b>	8	3	24	4	32
<b>Mecanizado</b>	8.5	2	17	4	34
<b>Tratamiento térmico</b>	10	5	50	5	50
<b>Alojamiento probeta</b>	16.6	3	49.8	5	83
<b>Total</b>	<b>100</b>		<b>355.2</b>		<b>443</b>

Tras el análisis hecho, se puede notar que la alternativa 2 es la que presenta la mayor puntuación, por lo que se elige el sistema hidráulico de mordazas cónicas como el diseño a desarrollar, ya que es la opción que mejor cumple los parámetros de diseño planteados.

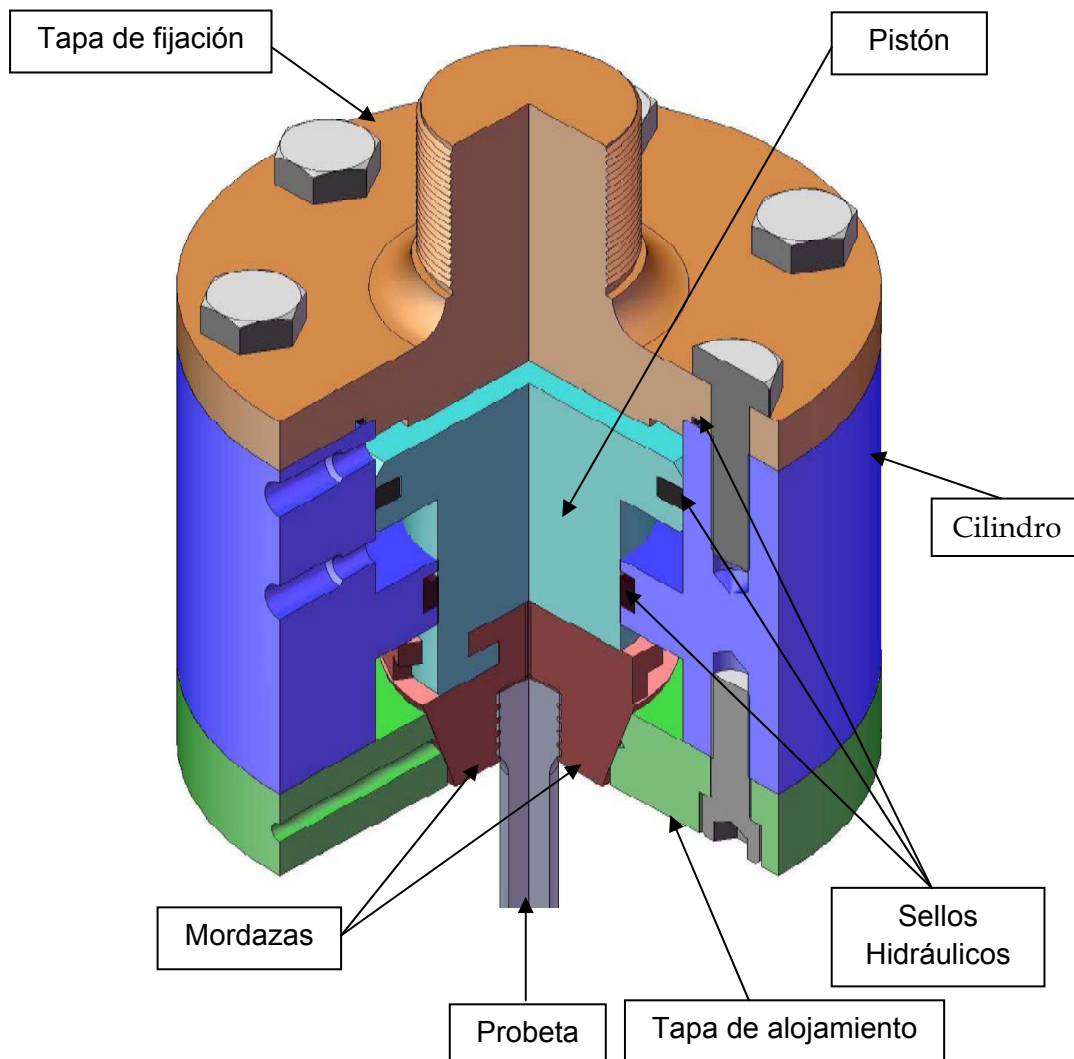
### **3 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE MORDAZAS HIDRÁULICAS**

#### **3.1 COMPONENTES DEL SISTEMA MECÁNICO**

El sistema de mordazas hidráulicas está compuesto por dos conjuntos, uno superior, que estará anclado al marco de la máquina, y otro inferior, que estará posicionado en la base de la máquina de pruebas. Estos conjuntos están conformados por 14 partes distintas, que suman un total de 63 componentes.

A continuación, se describe detalladamente las principales partes que conforman el sistema diseñado (Ver figura 14), haciendo referencia a las formas y funciones destacadas en cada una de las piezas. Cabe señalar, que el diseño gráfico y simulación del sistema fue realizado con la ayuda de los paquetes CAD/CAE con los que cuenta la Escuela de Ingeniería Mecánica: SOLID WORKS 2007 y ANSYS 11.0.

**Figura 14. Sistema de mordazas hidráulicas**

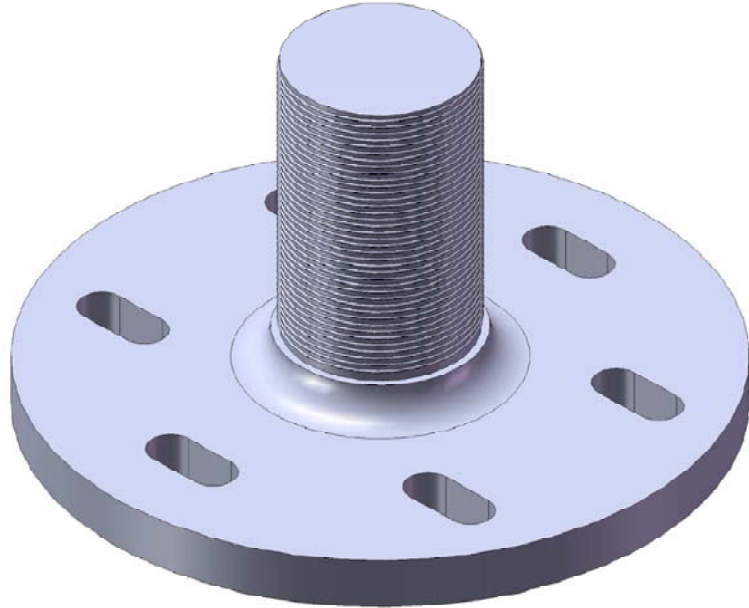


**3.1.1 Tapa de fijación superior.** Este componente cumple tres funciones, la primera es fijar el sistema de mordazas al marco de la máquina a través de un tornillo roscado; la segunda, es fijar al cilindro a ella por medio de seis pernos; la última y no menos importante es que esta pieza cuenta con ranuras en los lugares donde van alojados los tornillos (Ver figura 15), los cuales sirven para alinear el conjunto de mordazas superior con el inferior,

permitiendo desplazar el cilindro respecto a la tapa en dirección horizontal en forma paralela a los cilindros de la máquina INSTRON modelo 1323, esto se debe hacer ya que la máquina de pruebas presenta un desalineamiento en su marco.

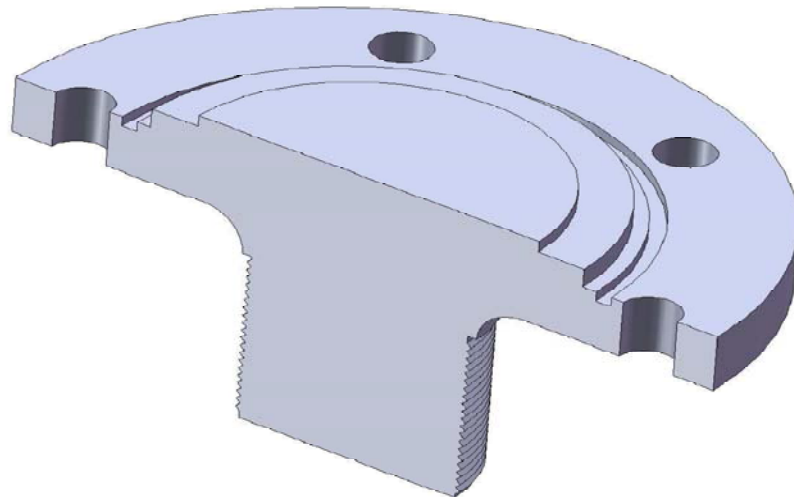
Debido a las grandes fuerzas que debe soportar esta pieza y al material que se removió para hacer las ranuras de alineación, se disminuyeron parcialmente las propiedades mecánicas de este elemento, por esta razón fue necesario realizar un tratamiento térmico de temple y revenido para aumentar su dureza y resistencia, y así garantizar que pudiera soportar los esfuerzos a los que es sometida. El material de construcción de esta pieza acero AISI-SAE 1045.

**Figura 15. Tapa de fijación superior**



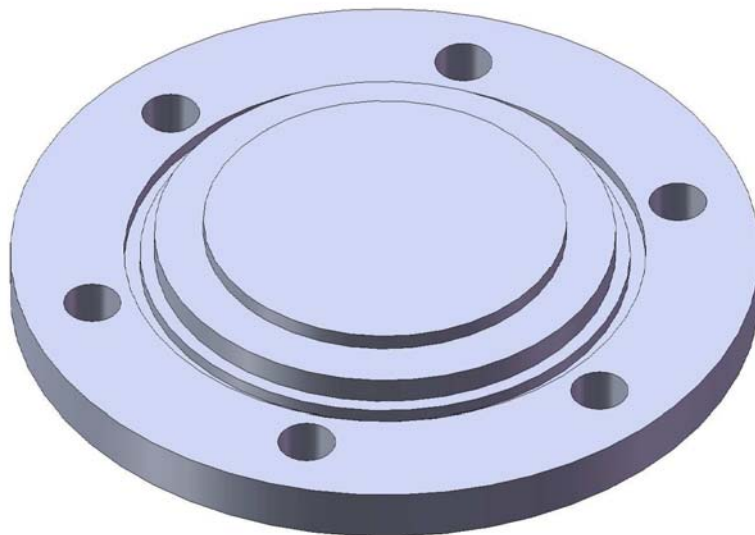
**3.1.2 Tapa de fijación inferior.** Aunque esta pieza tiene una forma similar a la tapa de fijación superior, la diferencia principal de este componente respecto a la anterior, es que no sirve para dar alineación al conjunto (ya que solo es necesario realizar el alineamiento en el conjunto superior), por lo que en lugar de ranuras, solo lleva los agujeros pasantes para los tornillos. Otra característica, es que este componente también sirve para dar hermeticidad al sistema, ya está en contacto con el fluido presurizado, por esta razón lleva mecanizada una ranura en la que va insertada un sello de tipo o-ring (Ver figura 16). Este elemento cuenta con dos cambios de sección concéntricos escalonados que sobresalen del perfil; el de diámetro mayor sirve como guía y sello a la vez, al encajar en el borde interior del cilindro, por su parte el reborde de diámetro menor actúa como tope para limitar la carrera del pistón. Esta pieza está construida en acero AISI-SAE 1045.

**Figura 16. Tapa de fijación inferior**



**3.1.3 Contratapa.** Este elemento realiza la función de brindar hermetismo al conjunto superior de mordazas, ya que esta posicionado entre la tapa de fijación superior y el cilindro. Además, también cuenta con unos cambios de sección para dar un tope preciso a la carrera del pistón (Ver figura 17). En una de sus caras cuenta con el alojamiento para colocar un sello de tipo o-ring. Esta pieza ha sido mecanizada en acero AISI-SAE 1045.

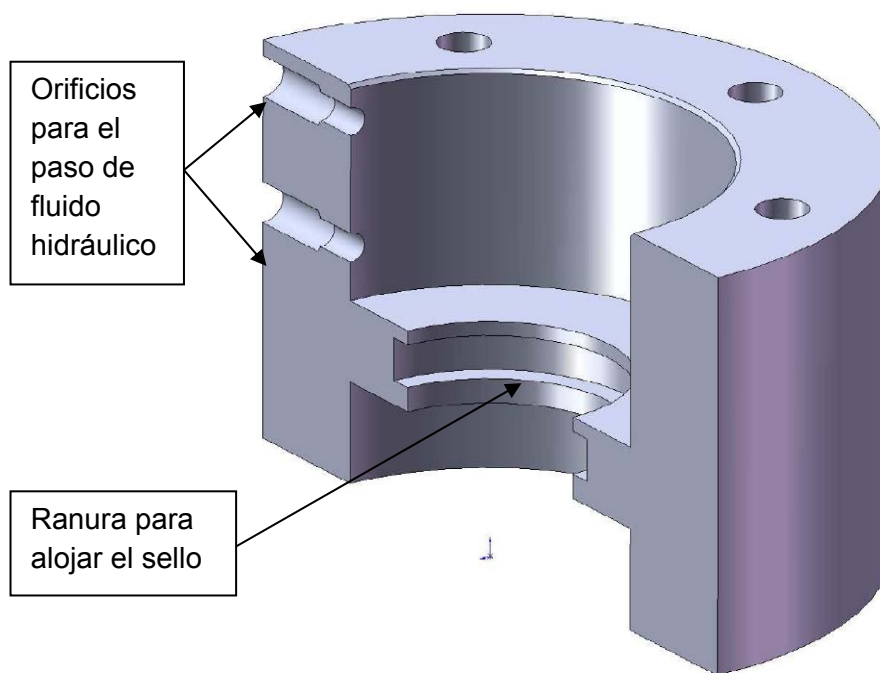
**Figura 17. Contratapa**



**3.1.4 Cilindro.** Es la pieza más grande del sistema y sirve como base del mismo, ya que a este componente llegan todos los demás elementos (Ver figura 18). Debido a que dentro de esta pieza se debe deslizar el pistón, su superficie interna es pulida, calidad que se le ha conferido mediante un proceso de rectificado, esta operación de mecanizado es de vital importancia debido a que se garantiza una superficie libre de imperfecciones, incrementando así la vida útil del sello alojado en el pistón. Así mismo, esta pieza debe darle hermeticidad al sistema, por lo que lleva mecanizado una

ranura interna en la que se aloja un sello de tipo polipack que debe soportar una presión máxima de operación de 1000 Psi. Para la entrada y salida del fluido hidráulico se han dispuesto dos agujeros en la cara cilíndrica, en los que se roscarán los racores con conexión a las mangueras. Su construcción es en acero AISI-SAE 1045.

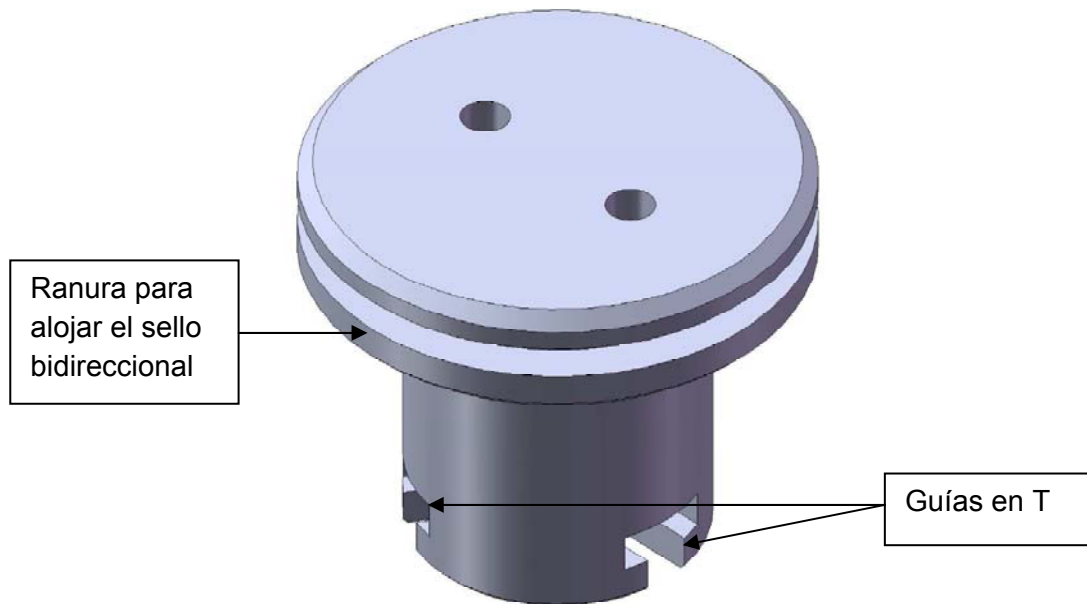
**Figura 18. Vista en corte del cilindro**



**3.1.5 Pistón.** Esta pieza es la encargada de generar la acción de cierre y apertura del juego de mordazas mediante un movimiento de tipo vertical. Cada mordaza se desliza a través de una de las tres guías en forma de T, mecanizadas en la cara inferior del pistón (Ver figura 19). Así mismo, este componente posee una superficie rectificada, ya que sus caras cilíndricas permanecen en contacto directo con el sello alojado en el cilindro. Esta pieza también posee una ranura en la zona de mayor diámetro para albergar un sello bidireccional de tipo polipack. Para facilitar el desmontaje durante el

procedimiento de mantenimiento se han mecanizado dos agujeros roscados en la cara superior con el fin de insertar tornillos que ayuden a extraer este elemento. Este componente ha sido construido en acero AISI-SAE 1045.

**Figura 19. Pistón**



**3.1.6 Juego de mordazas.** Están constituidas por tres piezas que sirven de alojamiento para la probeta, permitiendo agarrarla y soltarla en el momento de las pruebas. Llevan mecanizados dos agujeros en sus caras laterales que sirven para posicionar los resortes de compresión que cumplen la función de abrirlas en el momento en que se requiera soltar o fijar una probeta (Ver figura 20).

Debido a la dificultad que implicaba mecanizar la mordaza como una sola pieza, es decir su parte cónica y su guía, se decidió fabricarlas por aparte para luego unir las mediante tornillos (ver figura 20), de esta forma se logro

obtener una pieza de gran calidad que puede soportar los esfuerzos a los que se le somete.

En las mordazas recaen todas las fuerzas generadas durante los ensayos, además deben operar bajo fuerzas de fricción constantes ocasionadas por el contacto metal-metal tanto con la probeta como con la tapa de alojamiento, por estas razones han sido construidas en acero AISI-SAE 4340, que les brinda una alta dureza y resistencia, adicional a esto se les ha hecho un tratamiento térmico consistente en una cementación seguida de un temple y revenido con la finalidad de mejorar sus propiedades mecánicas, lográndose un notable aumento en su resistencia a la tracción, aumentando de 1080 MPa<sup>5</sup> en estado bonificado (tal como se vende) a 1920 MPa<sup>6</sup> después del tratamiento.

Debido a la dificultad que implicaba mecanizar la mordaza como una sola pieza, es decir su parte cónica y su guía, se decidió fabricarlas por aparte para luego unir las mediante tornillos (ver figura 20), de esta forma se logra obtener una pieza de gran calidad que puede soportar los esfuerzos a los que se le somete.

El ángulo de conicidad de las mordazas fue objeto de un estudio cuidadoso, en el cual se influyeron dos parámetros que se contraponen uno al otro, que son la fuerza generada en la cara cónica y el recorrido de apertura y cierre. Es propósito de todo diseño, el disminuir al máximo las reacciones generadas en los componentes debido a la aplicación de fuerzas, por esta razón se busca tener un ángulo de conicidad lo menor posible, pero esta disminución afecta de manera directa la distancia vertical que deben recorrer las mordazas al momento de dar la orden hidráulica para soltar la mordaza, haciendo que esta aumente y ocasionando que se incremente el tamaño del

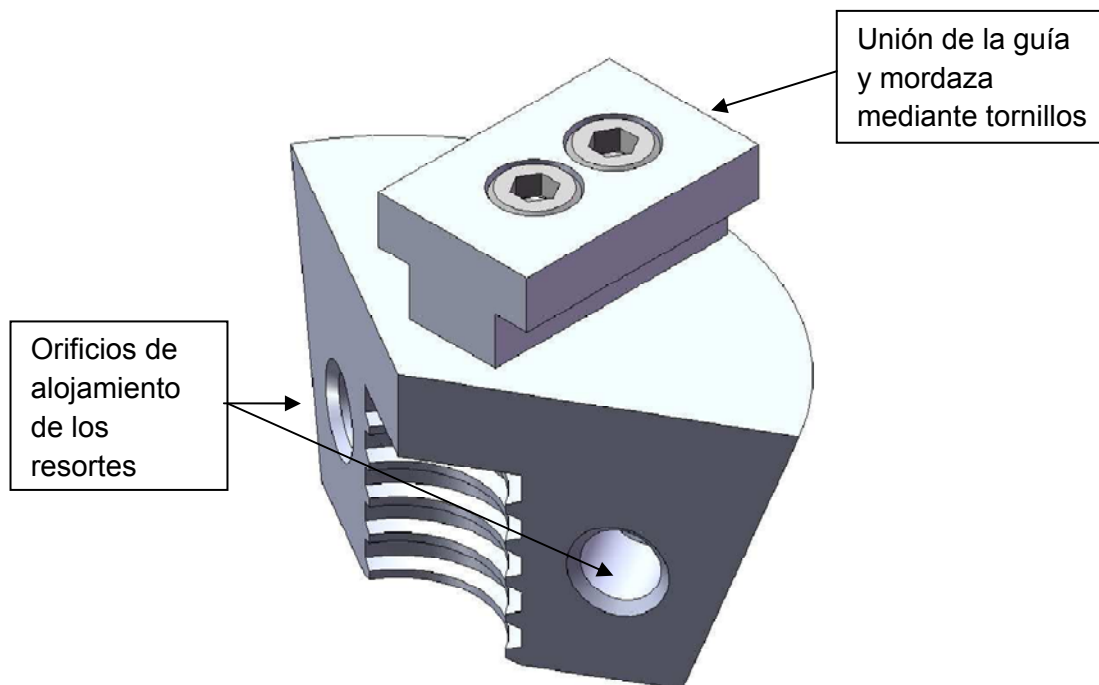
---

<sup>5</sup> Valor suministrado por la Compañía General de Aceros S.A.

<sup>6</sup> Dato suministrado en el reporte de calidad del tratamiento térmico realizado por Imatt LTDA.

cilindro. Debido a que uno de los objetivos planteados para el rediseño del sistema de mordazas fue el de disminuir considerablemente el tamaño de sus componentes, surgió el dilema de encontrar un ángulo que pudiera satisfacer las dos condiciones de diseño anteriormente dichas al tiempo. Al final del estudio se concluyó que el ángulo de conicidad debe ser de  $20^\circ$  para tener un correcto funcionamiento del sistema.

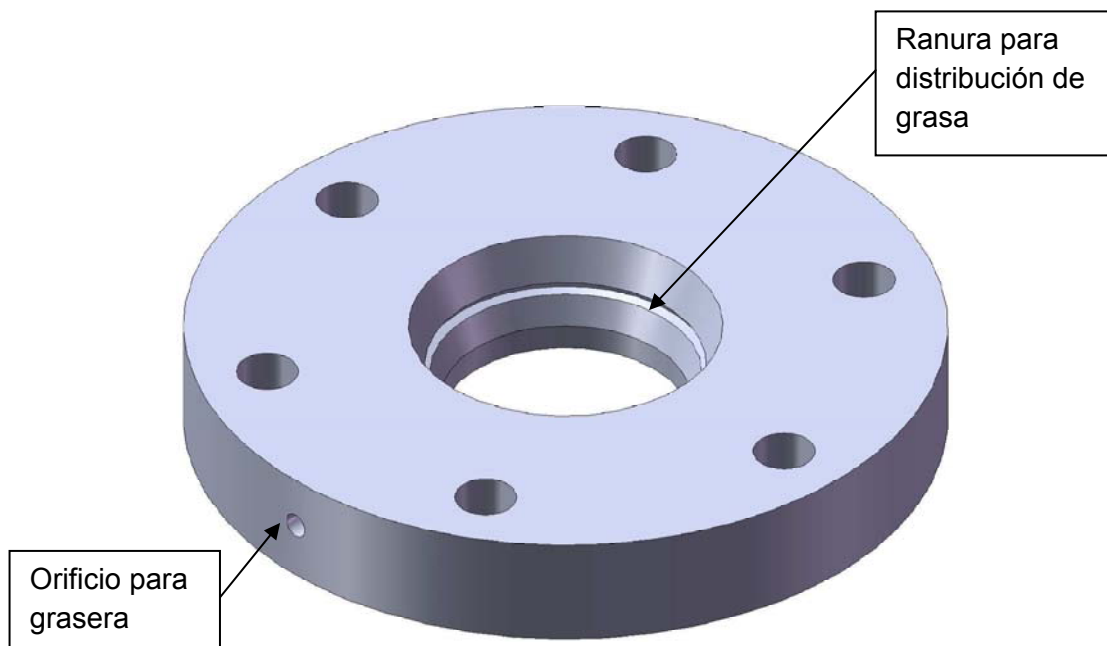
**Figura 20. Mordaza**



**3.1.7 Tapa de alojamiento.** Este elemento es el encargado de limitar el movimiento de las mordazas, actuando como restricción y guía de estas. Esta tapa soporta las fuerzas generadas durante la prueba de tensión, ya que en ella se apoyan las mordazas al hacer tracción en la probeta, por esta razón está sometida a grandes fuerzas de fricción. Esta pieza ha sido

mecanizada en acero AISI-SAE 1045 y para aminorar el desgaste que puede sufrir durante los ensayos se le ha instalado una grasera que lubrica el cono que se encuentra en contacto con las mordazas (Ver figura 21), además se le ha hecho un tratamiento térmico de cementación, temple y revenido para mejorar sus propiedades mecánicas, con lo que se logró aumentar su resistencia a la tracción, de 650 MPa (en estado rectificado) a 1280 MPa (después del tratamiento).

**Figura 21. Tapa de alojamiento.**



**3.1.8 Sellos.** Por tratarse de un sistema hidráulico presurizado, se hace necesario mantener un hermetismo entre las superficies en contacto con el fluido, por esta razón es preciso usar una serie de sellos que garanticen el confinamiento del líquido sin permitir ningún tipo de filtración. En el sistema descrito se han usado un total de seis sellos, distribuidos de a tres en cada conjunto de mordazas.

Para el aislamiento de las tapas se han usado sellos de tipo o-ring (Ver figura 22), que son anillos de sección redonda que permiten un sellado dinámico y estático adecuado. Este elemento actúa por compresión, esto significa que para que actúe como sello es necesario aplicarle un aplastamiento. Los empaques o-ring son comúnmente diseñados para trabajar en aceites minerales, gasolinas, agua, freón 12 y aceites de alta temperatura.

**Figura 22. Sello tipo o-ring.**



Para el sellado de las superficies del pistón y el cilindro se han usado empaques tipo polipack (Ver figura 23), este sello está compuesto de dos labios con una ranura ubicada en el medio de los mismos que aloja un o-ring que funciona como aro expansor (Ver figura). Posee buena tenacidad para resistir la abrasión y un elevado módulo de resistencia a la extrusión y al corte. Tiene una buena resistencia al choque térmico y es recomendado para temperaturas de hasta 90°C en servicio continuo y 120°C, en servicio intermitente.

**Figura 23. Sello tipo polipack**



### **3.2 CIRCUITO ELECTROHIDRÁULICO PARA LA OPERACIÓN DEL SISTEMA DE MORDAZAS**

Para facilitar la operación del nuevo sistema de mordazas fue necesario implementar cambios en la configuración del circuito hidráulico, que permitieran agilizar y simplificar el montaje de las probetas. Estos cambios son debidos a que con la configuración anterior, solo se contaba con una válvula direccional de cuatro vías y tres posiciones para operar el sistema de mordazas, razón por la cual, tanto el conjunto superior como el inferior eran accionados al mismo tiempo al dar la orden de abrir o cerrar el sistema, dificultando así el correcto posicionamiento de la probeta.

Para superar las falencias en la operación del sistema de mordazas, en el nuevo circuito hidráulico se reemplazará la antigua válvula 4/3 por dos válvulas direccionales de cuatro vías y dos posiciones (4/2), asignándole la operación de cada conjunto de mordazas a una válvula. Este cambio permite que cada subsistema sea accionado de manera individual, razón por la cual se podrá posicionar la probeta de manera independiente en cada conjunto,

facilitando el montaje y disminuyendo el riesgo de un mal alineamiento, que puedan generar esfuerzos inducidos en el material.

El circuito hidráulico para la operación de las mordazas (ver figuras 24 y 25), consta de dos válvulas direccionales 4/2 accionadas por solenoides a 110 voltios; los cuales se energizan por medio de dos perillas (una para cada válvula) de 2 posiciones con un contacto normalmente abierto para abrir las mordazas y un contacto cerrado para energizar el solenoide que da la orden de cerrar las mordazas.

Las nuevas válvulas direccionales serán alimentadas de la línea de presión piloto del manifold de control, la cual maneja un rango de presiones de hasta 2000 Psi, de esta línea sale una manguera de tipo R1 que a su vez se deriva en otras dos por medio de una "T" de ¼ rosca NPT para alimentar a las dos válvulas. Del mismo modo, se hace una derivación de la línea de drenaje del manifold para conducir el fluido hidráulico de las válvulas hacia el tanque.

El sistema de mordazas cuenta con dos orificios localizados en cada uno de los cilindros para la entrada y salida de fluido, que a la vez están conectados por medio de mangueras a las subplacas de puertos que conducen el aceite hidráulico a los conductos A y B de las válvulas direccionales.

Figura 24. Esquema de operación de apertura de las mordazas

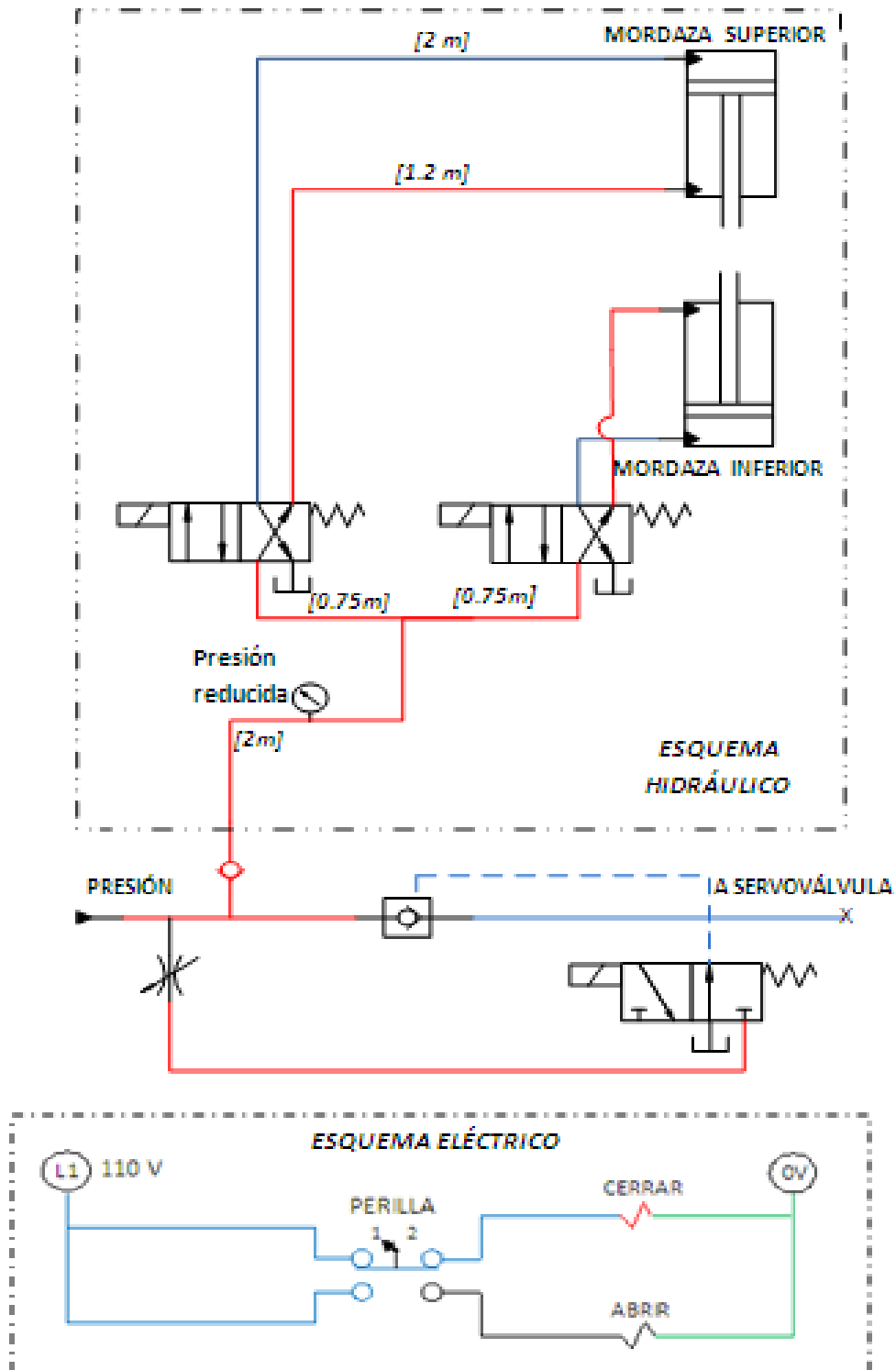
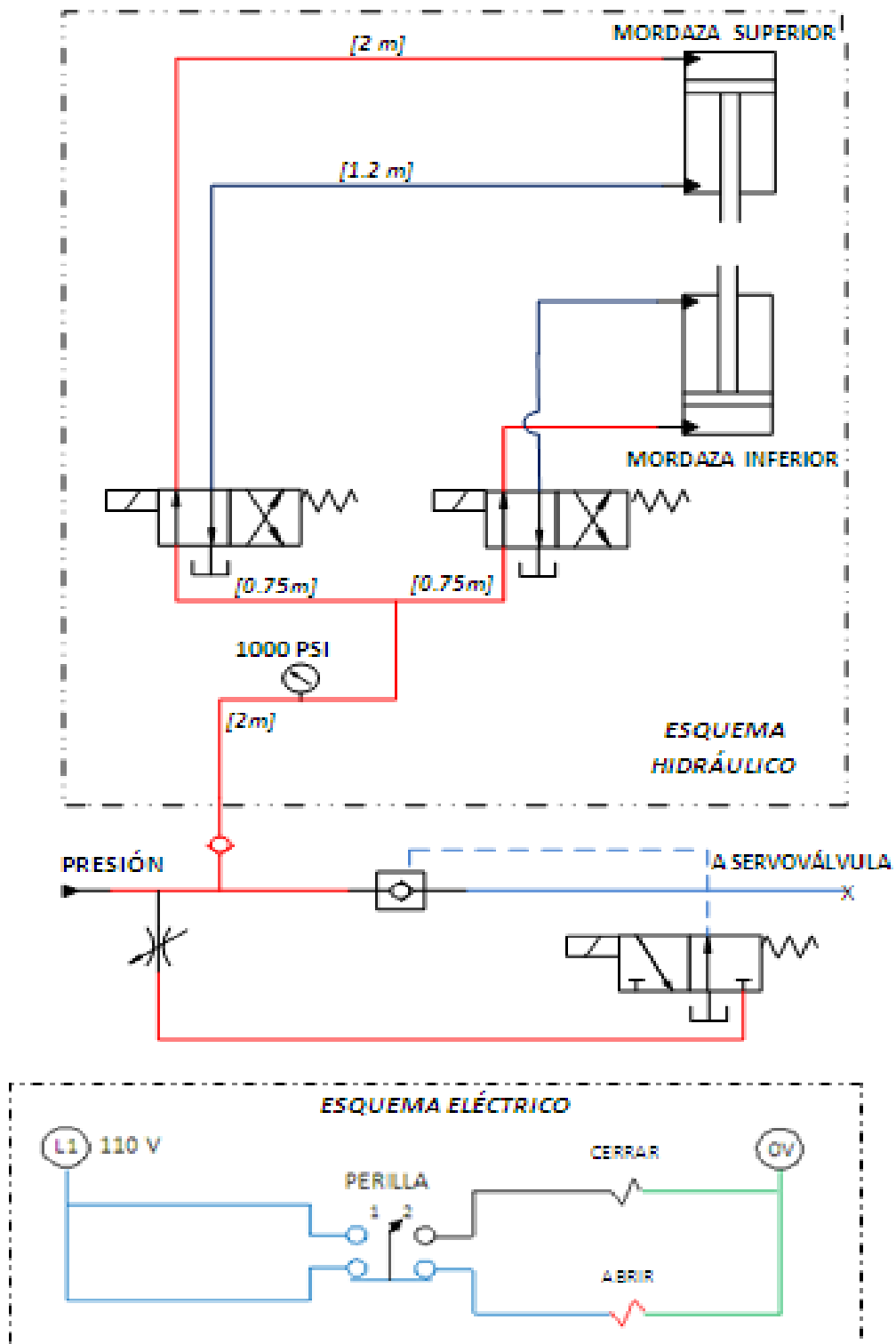


Figura 25. Esquema de operación de cierre de las mordazas

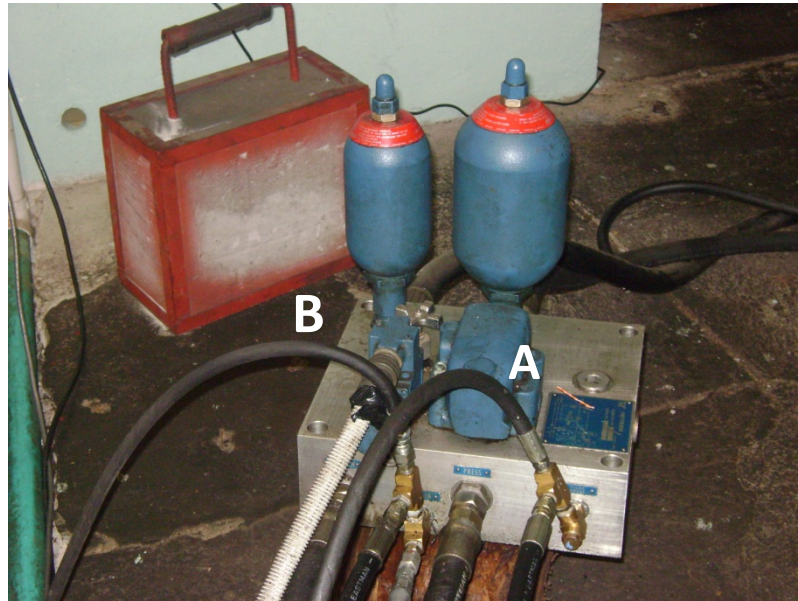


A continuación se muestra el montaje de las conexiones hidráulicas y eléctricas para el funcionamiento del sistema de mordazas diseñado (ver figuras 26, 27, 28).

**Figura 26. Conexión de líneas de alimentación y descarga en el sistema de mordazas**



**Figura 27. Conexión de líneas de alimentación y descarga a manifold**



A: Manguera de presión para válvulas direccionales

B: Manguera de tanque de la válvula direccional

**Figura 28. Conexión de electroválvulas direccionales**



## 4. INGENIERIA BÁSICA

### 4.1 CÁLCULOS DE DISEÑO

#### 4.1.1 Cálculo del diámetro mínimo del pistón.

El cálculo del diámetro del pistón se realiza de acuerdo a la fuerza máxima ejercida por la probeta sobre las mordazas en la prueba de compresión, puesto que en tensión el efecto cuña contribuye con el sistema hidráulico para apretar la probeta (Este tema ya se discutió anteriormente en este documento). A continuación se muestran los cálculos<sup>7</sup> necesarios para saber el diámetro mínimo del pistón para apretar correctamente la probeta en compresión.

**Relación de esbeltez  $R_e$**  : Se empleará el método de relación de esbeltez para ayudar a seleccionar el método de análisis de columnas rectas y con carga central.

$$R_e = \frac{L_e}{r_{min}} \quad EC.1$$

$$Longitud\ efectiva = L_e = l \times K \quad EC.2$$

Donde

$l$  = Longitud real de la columna entre los soportes.

---

<sup>7</sup>Todas las ecuaciones y criterios utilizados para determinar la fuerza de compresión de la probeta han sido tomadas del libro de **MOTT, ROBERT L.** Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education, 2006, páginas 234, 235, 239 y anexo A-7.

K= Constante que depende de la forma de soportar ambos extremos de la probeta.

Para una sección circular el radio de giro  $r_{min}$  de la ecuación 1 es:

$$r_{min} = \frac{D}{4}$$

Donde D es el diámetro de la sección circular, en este caso D es igual al diámetro de la probeta 12,5 mm.

$$r_{min} = \frac{12,5}{4} = 3,125 \text{ mm}$$

La longitud l de la columna es igual a la longitud de la probeta estándar seleccionada<sup>8</sup> l= 100 mm, para una columna con extremos empotrados la constante<sup>9</sup> es K=0,65.

Todos los anteriores valores hacen que  $R_e = 20,8$ .

**Relación de esbeltez en transición  $C_c$ :** La elección del método apropiado para analizar columnas rectas con carga central depende del valor de la relación de esbeltez real de la columna que se analiza, comparado con la relación de esbeltez de transición  $C_c$ <sup>10</sup>.

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E}{S_y}} \text{ EC. 3}$$

---

<sup>8</sup> Espécimen redondo numero 3 de la norma ASTM E 8M-04, pag 7.

<sup>9</sup> Constante tomada de la figura 6.3 del libro de **MOTT, ROBERT L.** Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education, 2006, página 234.

<sup>10</sup> Texto tomado del libro de **MOTT, ROBERT L.** Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education, 2006, página 235

Donde

$S_y = \text{Limite elastico} = 800 \text{ MPa}$  , según el acero AISI 4340 que vende la COMPAÑÍA GENERAL DE ACEROS S.A con sede en Bucaramanga.

$E = \text{Modulo de elasticidad} = 207 \text{ GPa}^{11}$ .

Reemplazando los valores anteriores de límite elástico y módulo de elasticidad en la ecuación 3, se tiene que  $C_C = 71,46$

Como  $C_C > R_e$  se concluye que la probeta es una columna corta, lo cual hace se analice la probeta por la fórmula de J.B Johnson.

Según J.B Johnson la fuerza crítica  $P_{cr}$  sobre una columna se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_{cr} = A_{pro} \times S_y \left[ 1 - \frac{S_y * (K \times l / r_{min})^2}{4 \times \pi^2 \times E} \right] \text{ EC. 4}$$

Donde

$A_{pro} = \text{Área de la sección transversal de la probeta}$

$$A_{pro} = \frac{\pi \times \emptyset^2}{4} = \frac{\pi \times 12.7^2}{4} = 126.67 \text{ mm}^2$$

Reemplazando los valores -ya establecidos anteriormente- de cada término de la ecuación 4, se tiene que  $P_{cr} = 101240N \approx 10.5 \text{ Ton}$ .

Para tener un diseño conservativo, en el diagrama de cuerpo libre del pistón (Ver figura 29) no se tendrá en cuenta las fuerzas de fricción, las cuales debido a la tendencia del movimiento del pistón ayudarían a la fuerza

---

<sup>11</sup> **MOTT, ROBERT L.** Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education, 2006, página A-7

hidráulica en el propósito de no soltar la probeta. Con esto en mente, se tiene:

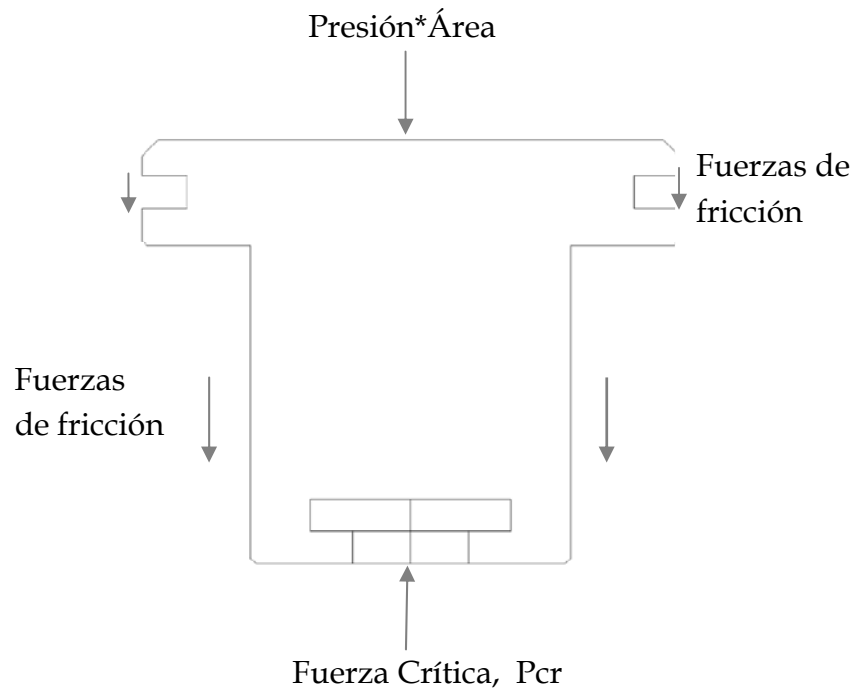
$$P \times A = P_{cr} \text{ EC.5}$$

Para una presión disponible en la máquina de pruebas de 13.8 MPa o 2000 psi, se tiene de la ecuación 5:

$$A = \frac{105000}{13.8} = 7608.7 \text{ mm}^2$$

Entonces, el diámetro necesario del pistón es igual a 98.42 mm, el cual se estandariza en 101.6 mm [4 in].

**Figura 29. DCL del pistón trabajando en compresión.**



#### 4.1.2 Selección de los tornillos

Los siguientes cálculos<sup>12</sup> se realizaron entendiendo que la condición más crítica que soportan los tornillos del sistema de mordazas es cuando se le realiza el ensayo de tensión a una probeta de acero AISI 4340 estándar, ya que éstos deben resistir tanto la fuerza de la presión como la fuerza necesaria para romper la probeta (Ver figuras 30, 31, 32 y 33), así pues, la fuerza neta externa sobre los tornillos  $F_t$  es igual a:

$$F_t = \text{Fuerza transmitida por la probeta} + \text{Fuerza transmitida por la presión} \quad EC. 6$$

Donde:

$$\text{Fuerza transmitida por la probeta} = F_p = \sigma \times A_{pro} \quad EC. 6$$

$$\text{Fuerza transmitida por la presión} = F_{tp} = \left[ \frac{\pi \times (\emptyset)^2}{4} \right] EC. 7$$

$$\sigma = \text{Resistencia a la tracción del 4340} = 1100 \text{ MPa}^{13}$$

Reemplazando en la ecuación 7 y 8 se tiene que:

$$F_p = 139337 \text{ N} \approx 31000 \text{ Lbs}$$

$$F_{tp} = \left[ \frac{\pi \times (4'')^2}{4} \right] \times 2000 = 25140 \text{ Lbs}$$

$$F_t = \text{Fuerza externa neta sobre los pernos} = 31000 + 25140 = 56140 \text{ Lbs.}$$

---

<sup>12</sup> La metodología a seguir para la selección de los tornillos es la propuesta por **NORTON, Robert L.** en el libro Diseño de Máquinas. México: Prentice Hall, 1999, 1037 pág. 920 y 932.

<sup>13</sup> Dato tomado del catalogo de la COMPAÑÍA GENERAL DE ACEROS S.A

Ahora, suponiendo que los tornillos comparten equivalentemente la carga, con seis fijadores resistiendo la fuerza externa, se tiene que uno soportará una fuerza  $P$  de 9360 Lbs.

Después de varias iteraciones para encontrar una solución adecuada a este problema de selección de tornillos, los fijadores definitivos son de diámetro nominal de  $1/2''$  de 20 hilos por pulgada Clase 8, los cuales tienen un área de tensión  $A_T = 0.1599 \text{ in}^2$  y una resistencia de prueba del perno de 120 KPsi.<sup>14</sup> Suponiendo que la carga de precarga es el 65% de la resistencia de prueba, se tiene que la fuerza de precarga  $F_i$  de los tornillos debe ser:

$$F_i = 0.9 \times S_p \times A_T = 0.45 \times 120000 \times 0.1599 = 8635 \text{ Lbs.}$$

A continuación, se mostrarán los cálculos que confirman la correcta selección de los tornillos.

➤ Cálculo de los tornillos de la tapa de fijación.

1. Cálculo de la rigidez de la junta y los tornillos.

$$\frac{1}{K_b} = \frac{l_s}{A_b \times E} + \frac{l_t}{A_T \times E} \text{ EC.8}$$

$$K_m = D \times E \times Z \times e^{b(d/l_{s1})} \text{ EC.9}$$

---

<sup>14</sup> Los datos de  $A_T$  y la resistencia de prueba del tornillo, fueron tomados del libro de **NORTON, Robert L.** Diseño de Máquinas. México: Prentice Hall, 1999, 1037 pág. 895 y 914

Donde:

$A_b$  de la ecuación 8, es el área de la base del tornillo  $(1/2)''$

Z y b de la ecuación 9, son factores cuyos valores son 0.78715 y 0.62875 respectivamente<sup>15</sup>

$l_{s1}$  es la longitud total de sujeción del tornillo.

Ahora bien, para poder hallar la rigidez de los tornillos y de la unión conociendo la longitud del perno  $l_t$  se debe primero hallar las longitudes de la rosca  $l_{rosca}$ , la longitud del vástago  $l_s$ , la longitud de la rosca que está en la zona de sujeción  $l_{t1}$ , con las siguientes ecuaciones:

$$l_{rosca} = 2 \times D + 0.25 \text{ EC } 10.$$

$$l_s = l - l_{rosca} \text{ EC. } 11.$$

$$l_t = l_{s1} - l_s \text{ EC. } 12.$$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones 10, 11 y 12 para la junta se tiene:

$$l_{rosca} = 1.25 \text{ in}$$

$$l_s = 2 - 1.25 = 0,75 \text{ in}$$

$$l_{t1} = 1 - 1 = 0 \text{ in}$$

---

<sup>15</sup> Los valores de los factores A y b fueron tomados del libro de **NORTON, Robert L.** Diseño de Máquinas. México: Prentice Hall, 1999, 1037 pág. 931.

Reemplazando todos los anteriores valores en las ecuaciones 8 y 9 se tiene:

$$\frac{1}{K_b} = \frac{0.75 \times 4}{\pi \times 0.5^2 \times 30 \times 10^6} + \frac{0}{0.1599 \times 30 \times 10^6}$$

$$K_b = 7.85 \times 10^6 \text{ Lbs/in}$$

$$K_m = 0.5 \times 30 \times 10^6 \times 0.78715 \times e^{0.62875(0.5/1)}$$

$$K_m = 16.16 \times 10^6 \text{ Lbs/in}$$

2. Cálculo del factor de rigidez de la unión.

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b} \text{ EC. 13}$$

Reemplazando en la ecuación 13 los valores de  $K_m$  y  $K_b$

$$C = 0.33$$

$$1 - C = 0.67$$

3. Cálculo de las porciones de carga que van al tornillo y al cilindro.

$$P_b = \text{Carga que siente el perno} = C \times P = 0.33 \times 9360 = 3090 \text{ Lbs}$$

$$P_m = \text{Carga que siente el material} = (1 - C) \times P = 6270 \text{ Lbs}$$

4. Cálculo de la carga neta del perno

$$F_b = \text{Carga neta que siente el perno} = F_i + P_b = 8635 + 3090 = 11725 \text{ Lbs}$$

5. Factor de seguridad del tornillo.

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_T} = \frac{11725}{0.1599} = 73330 \text{ Lbs.}$$

$$N = \text{Factor de seguridad} = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{120000}{73330} = 1.64$$

6. Factor de seguridad a la separación de la junta

La carga requerida para separar la unión  $P_0$  y el factor de seguridad a la separación de la junta  $N_{sep}$  se determinaron a partir de las siguientes ecuaciones:

$$P_0 = \frac{F_i}{(1 - C)} \quad EC. 14$$

$$N_{sep} = \frac{P_0}{P} \quad EC. 15$$

Reemplazando los valores respectivos en las ecuaciones 14 y 15 se tiene que  $P_0 = 12888 \text{ Lbs}$  y  $N_{sep} = 1.5$ .

➔ Cálculo de los tornillos de la tapa de alojamiento.

1. Cálculo de la rigidez de la junta y los tornillos.

Sustituyendo los valores en las ecuaciones 10, 11 y 12 para la junta se tiene:

$$l_{rosca} = 1.25 \text{ in}$$

$$l_s = 1.5 - 1.25 = 0.25 \text{ in}$$

$$l_{t1} = 0.7 - 0.25 = 0.45 \text{ in}$$

Reemplazando todos los anteriores valores en las ecuaciones 8 y 9 se tiene:

$$\frac{1}{K_b} = \frac{0.25 \times 4}{\pi \times 0.5^2 \times 30 \times 10^6} + \frac{0.45}{0.1599 \times 30 \times 10^6}$$

$$K_b = 7.34 \times 10^6 \text{ Lbs/in}$$

$$K_m = 0.5 \times 30 \times 10^6 \times 0.78715 \times e^{0.62875(0.5/0.7)}$$

$$K_m = 18.5 \times 10^6 \text{ Lbs/in}$$

2. Cálculo del factor de rigidez de la unión.

$$C = \frac{K_b}{K_m + K_b} \text{ EC. 13}$$

Reemplazando en la ecuación 13 los valores de  $K_m$  y  $K_b$

$$C = 0.285$$

$$1 - C = 0.715$$

$$P_b = \text{Carga que siente el perno} = C \times P = 0.285 \times 9360 = 2670 \text{ Lbs}$$

$$P_m = \text{Carga que siente el material} = (1 - C) \times P = 6690 \text{ Lbs}$$

3. Cálculo de la carga neta del perno

$$F_b = \text{Carga neta que siente el perno} = F_i + P_b = 8635 + 2670 = 11305 \text{ Lbs}$$

4. Factor de seguridad del tornillo.

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_T} = \frac{11305}{0.1599} = 70700 \text{Lbs.}$$

$$N = \text{Factor de seguridad} = \frac{S_y}{\sigma_b} = \frac{120000}{70700} = 1.7$$

#### 5. Factor de seguridad a la separación de la junta

La carga requerida para separar la unión  $P_0$  y el factor de seguridad a la separación de la junta  $N_{sep}$  se determinaron a partir de las siguientes ecuaciones:

$$P_0 = \frac{F_i}{(1 - C)} \quad EC. 14$$

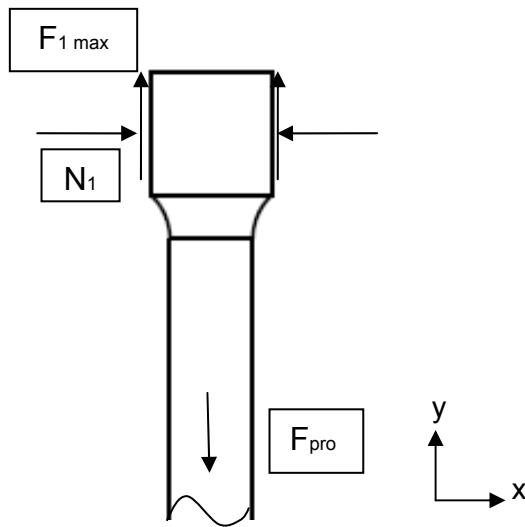
$$N_{sep} = \frac{P_0}{P} \quad EC. 15$$

Reemplazando los valores respectivos en las ecuaciones 14 y 15 se tiene que  $P_0 = 12080 \text{ Lbs}$  y  $N_{sep} = 1.4$ .

**4.1.3 Estática de los elementos de la mordaza en tensión.** En el ensayo a tracción, tanto los pernos como las tapas del sistema de mordazas son más exigidos que en el caso de compresión, razón por la cual sólo se presentará la estática del conjunto en tensión en las condiciones más críticas.

#### 4.1.3.1 DCL Probeta

Figura 30. DCL Probeta a tensión.



Donde:

$F_{1 \max}$  = Fuerza de sostenimiento de la probeta máxima requerida.

$N_1$  = Fuerza normal entre la probeta y las mordazas.

$F_{\text{pro}}$  = Fuerza máxima para romper la probeta.

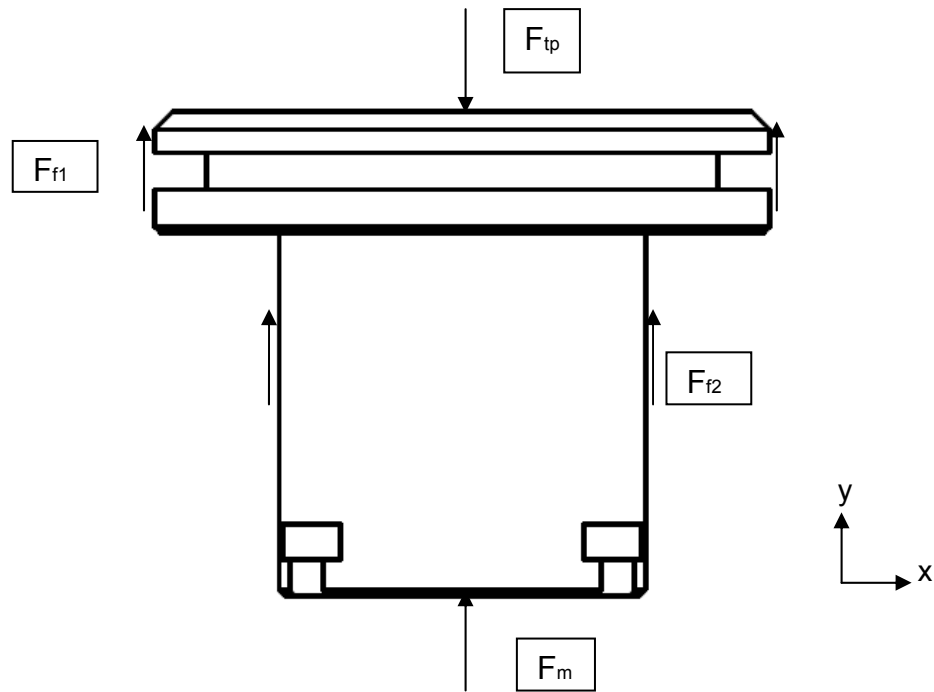
Estática de la probeta:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{1 \max} = F_{\text{pro}} = 139337 \text{ [N]}$$

#### 4.1.3.2 DCL Pistón

Figura 31. DCL Pistón.



Donde:

$F_{tp}$  = Fuerza hidráulica ejercida por una presión de 2000 [psi] (13.789 [MPa]) sobre el área del pistón de diámetro 101,6 mm (0.1016 m).

$F_m$  = Fuerza ejercida por las mordazas.

$F_{f1,f2}$  = Fuerzas de rozamiento entre los sellos del pistón y el cilindro.

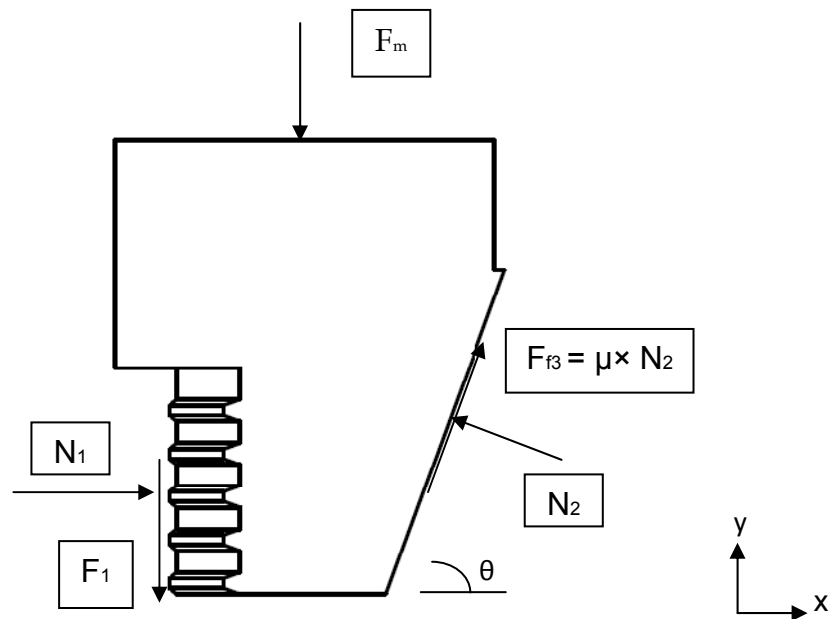
Estática del pistón:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_m = F_{tp} = \frac{\pi * (0.1016)^2}{4} \times 13789514 = 111796 \text{ [N]}$$

#### 4.1.3.3 DCL de las Mordazas

Figura 32. DCL Pistón de las Mordazas.



Donde:

$N_2$  = Fuerza normal de contacto entre la mordaza y la tapa de alojamiento.

$F_{f3}$  = Fuerza de fricción entre la mordaza y la tapa de alojamiento.

$\mu$  = Coeficiente de fricción, se supone que tiene valor de 0.15, ya que la superficie de contacto mordaza- tapa de alojamiento va a estar permanentemente lubricada.

Aquí, es importante mostrar que el desarrollo del diseño de la forma, tamaño y número de dientes de las mordazas fue de la siguiente manera:

Primero, se realizó la estática de las mordazas antes del enclavamiento mecánico de las mordazas en la probeta en la zona de fijación (La probeta es sujeta solo por la acción de la fuerza de rozamiento Ver EC. 18):

$$\sum F_y = 0$$

$$[N_2 \times \text{Sen}(\theta)] + [F_{f3} \times \text{Cos}(\theta)] = F_m + F_1 \quad \text{EC. 16}$$

Donde  $F_{f3} = 0.15 \times N_2$  EC.17

$$F_1 = \mu_1 \times N_1 \quad \text{EC. 18}$$

$\mu_1$  = Coeficiente de fricción, se supone que tiene valor de 0.20, ya que la superficie de contacto mordaza-probeta es muy rugosa.

$$\sum F_x = 0$$

$$[N_2 \times \text{Cos}(\theta)] - [F_{f3} \times \text{Sen}(\theta)] = N_1 \quad \text{EC. 19}$$

Segundo, en Microsoft Excel 2007 se introdujeron las ecuaciones 16, 17, 18, y 19. Posteriormente, se supuso la profundidad de penetración, el ángulo de abrace y el número y espesor de los dientes de las mordazas; la presión hidráulica sobre el pistón. Lo anterior se realizó con la finalidad de encontrar el máximo valor de la fuerza de sostenimiento  $F_1$  que cumple con la condición de sujeción por fricción  $F_1 \leq \mu_1 \times N_1$ , ya que su determinación nos lleva conocer el máximo valor de  $N_1$  que se presenta en el sistema sin que haya deslizamiento de la probeta en las mordazas. De este modo, conocido

el máximo valor de  $N_1$ , mas las suposiciones geometrías de los dientes, se puede realizar un estimativo de los esfuerzos generados sobre la probeta que se deben al apriete de las mordazas y establecer si estas penetran y se enclavan sobre la probeta, cambiando así, la física de la sujeción (Cambia de sostenimiento por fricción a sostenimiento por enclavamiento mecánico) y por ende garantizando que no hayan falencias de fijación en los ensayos.

Después de varias iteraciones, se concluyó que el numero óptimo de dientes es 5 con espesor de 1 mm y un ángulo de abrace de 115 ° C por mordaza, con una presión hidráulica 2000 [psi] en el ensayo de tracción.

Estática de las mordazas en la condición crítica ( $F_1 = F_{pro} = 139337 [N]$ ):

$$\sum F_y = 0$$

$$[N_2 \times Sen(\theta)] + [(0.15 \times N_2) \times Cos(\theta)] = F_m + F_1 \quad EC. 16$$

Donde

$$F_m = \frac{\pi * (0.1016^2)}{4} \times 13789514 = 111796 [N]$$

$$F_1 = F_{pro} = 139337 [N]$$

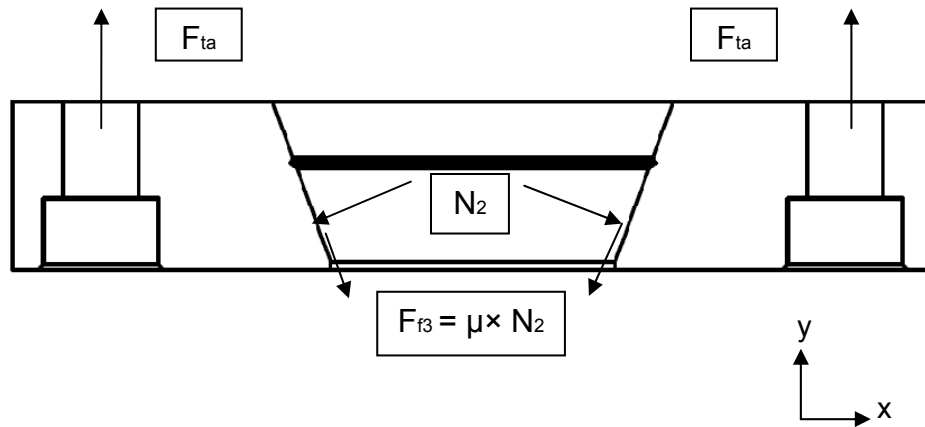
$$\sum F_x = 0$$

$$[N_2 \times Cos(\theta)] - [(0.15 \times N_2) \times Sen(\theta)] = N_1 \quad EC. 19$$

Resolviendo se tiene que  $N_2 = 520040 [N]$  y  $N_1 = 462010 [N]$

#### 4.1.3.4 DCL Tapa de alojamiento

Figura 33. DCL Tapa de alojamiento.



Donde

$F_{ta}$  = Fuerza de los tornillos de la tapa de alojamiento.

Estática de la tapa de alojamiento:

$$\sum F_y = 0$$

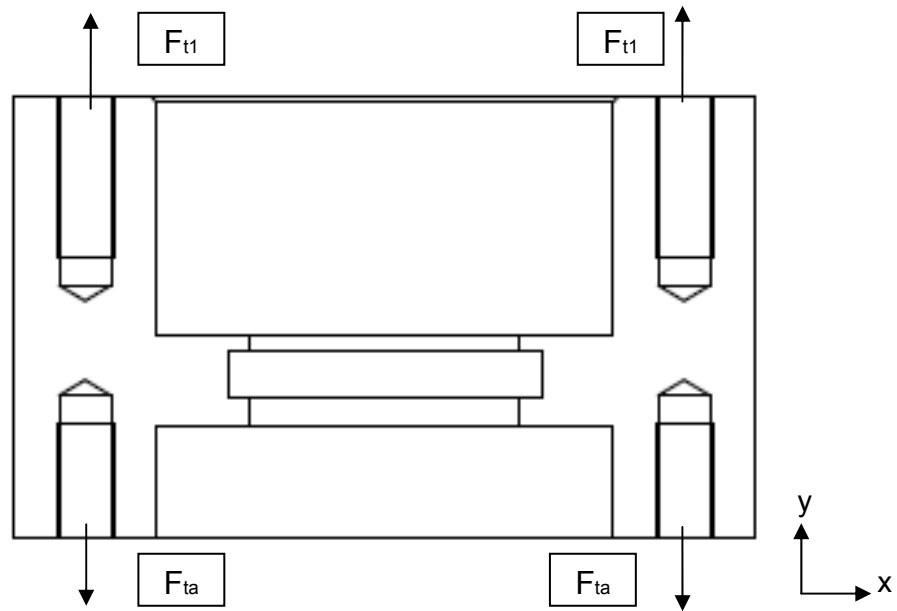
$$F_{ta} = [0.15 \times N_2 \times \text{Cos}(\theta)] + [(N_2) \times \text{Sen}(\theta)]$$

Reemplazando los valores de  $N_2$  y  $\theta$

$$F_{ta} = 251129 \text{ [N]}$$

#### 4.1.3.5 DCL Cilindro

Figura 34. DCL Cilindro en tensión.



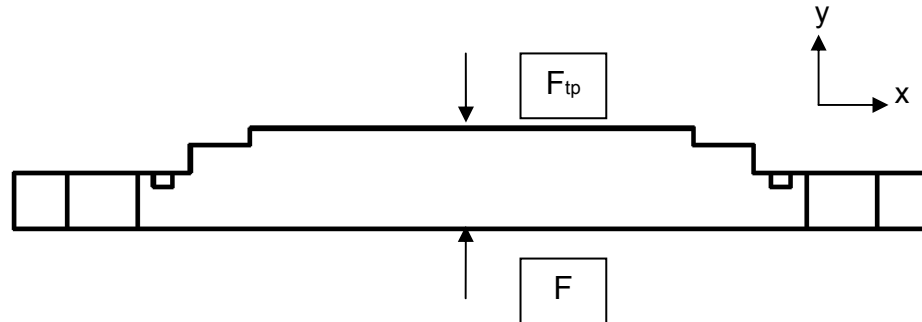
Donde

$F_{t1}$  = Fuerza de los tornillos de la tapa de fijación superior o inferior.

Estática del cilindro:  $F_{t1} = F_{ta} = 251129$  [N]

#### 4.1.3.6 DCL Contratapa

Figura 35. DCL Contratapa



Donde  $F$  es la fuerza de contacto entre la contratapa y la tapa de fijación, de la estática por sumatoria de fuerzas en  $Y$  se tiene que  $F = F_p = 111796$  [N].

#### 4.1.3.7 DCL de la tapa de fijación superior y la tapa de fijación inferior.

Estática de la tapa de alineamiento:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_I = F_{t1} - F = 251129 - 111796 = 139337 \text{ [N]}$$

Donde  $F_I$  es la fuerza que realiza el puente de la máquina de pruebas universal.

Estática de la tapa de fijación:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_I = F_{t1} - F_p = 251129 - 111796 = 139337 \text{ [N]}$$

Figura 36. DCL de la tapa de fijación superior.

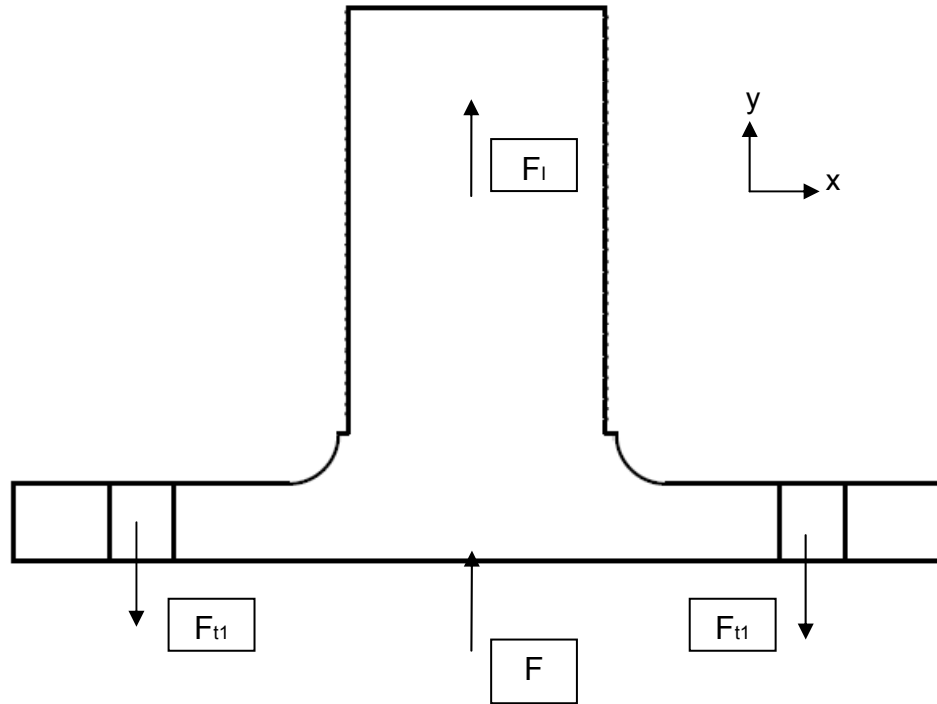
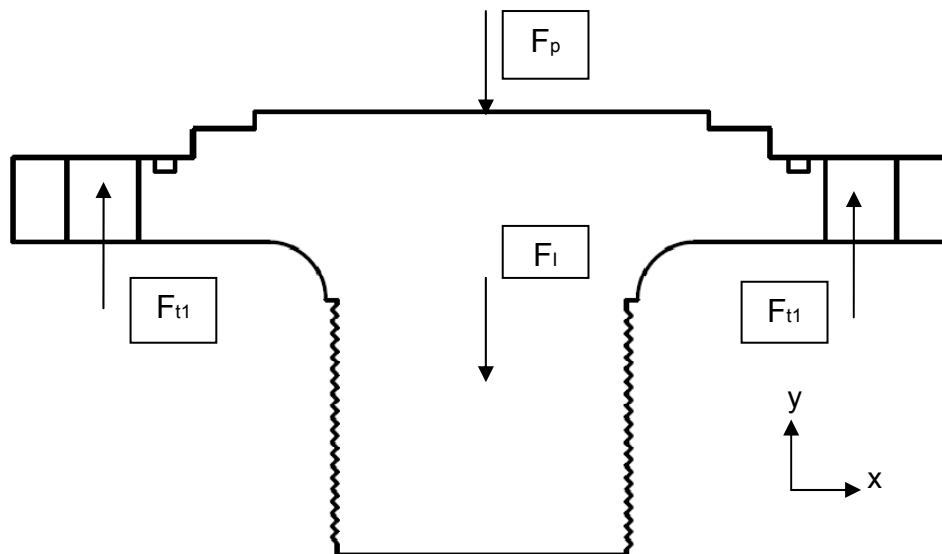


Figura 37. DCL de la tapa de fijación inferior.



## 4.2 ANÁLISIS DE ESFUERZOS

Gracias a la ayuda del software SOLID-WORKS 2007 y ANSYS WORKBENCH 11.0 se realizó un detallado análisis de esfuerzos de cada una de las piezas que conforman el sistema de mordazas bajo las condiciones más críticas de trabajo. El análisis mencionado se llevo a cabo de la siguiente manera:

Primero, se modelaron las piezas y el conjunto de mordazas en SOLID-WORKS 2007, ya que este software ayuda tanto a comprobar la cinemática del conjunto (Por ejemplo: La carrera del pistón, la distancia de apertura de las mordazas, colisiones entre las piezas, etc.) como a facilitar el modelamiento geométrico de los elementos en ANSYS WORKBENCH 11.0 (ANSYS tiene una función llamada Attach Geometry que permite abrir piezas creadas SOLID-WORKS). Posteriormente, gracias a la practicidad proporcionada en ANSYS, a cada uno de los elementos del sistema se les realizó un análisis estático estructural de comportamiento y resistencia bajo las cargas más críticas a los que estos se pueden ver sometidos (No se analizan las piezas bajo cargas de fatiga, debido a que éstas están diseñadas para la baja frecuencia de uso y operación de la máquina de pruebas en la Escuela de Ingeniería Mecánica), es importante decir aquí que esas cargas críticas son las que se calcularon en la estática ya presentada en este documento. A continuación, se evidenciará lo anteriormente dicho.

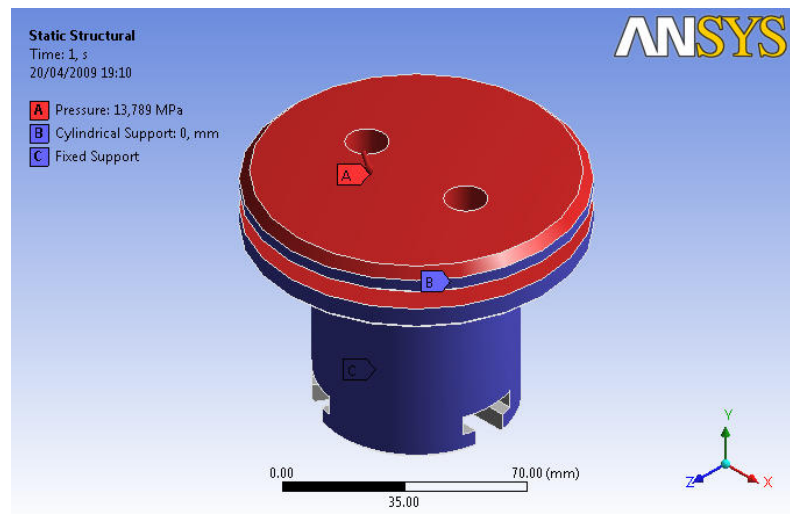
### 4.2.1 Análisis de esfuerzos del pistón.

- ✦ **Geometría:** Para este modelo, se introdujeron las propiedades especificadas en el catálogo de la compañía general de aceros S.A para

el material AISI 1045, las cuales son: Resistencia a la tracción igual a 60 Kg/mm<sup>2</sup> y límite elástico igual a 38 Kg/ mm<sup>2</sup>.

- **Enmallado:** Puesto que el pistón presenta una geometría irregular, se hace necesario generar un enmallado fino con relevancia 0, con la finalidad de tener mayor certeza y rapidez en los resultados generados por ANSYS.
- **Cargas y Soportes:** En el modelo, se introdujo una carga de presión de 13.789 MPa (2000 psi) sobre las caras superiores del pistón y el alojamiento del sello hidráulico. Así mismo, se establecieron dos soportes cilíndricos con dirección axial libre y soporte fijo en las caras inferiores del pistón (Ver figura 38).

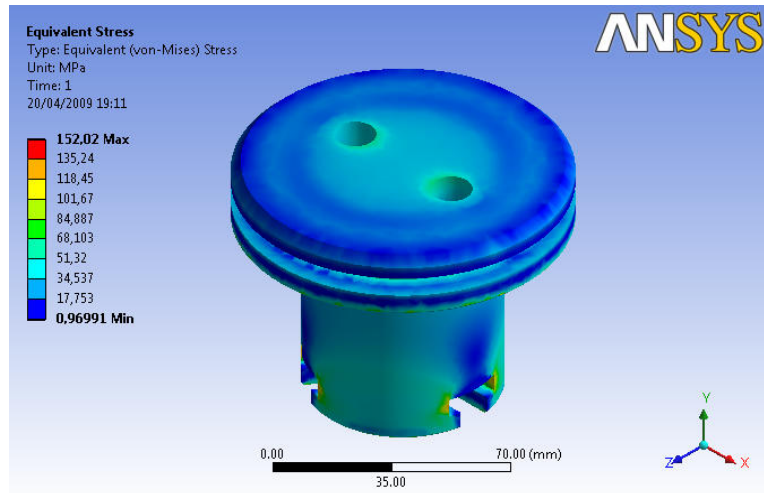
**Figura 38. Cargas y soportes sobre el pistón.**



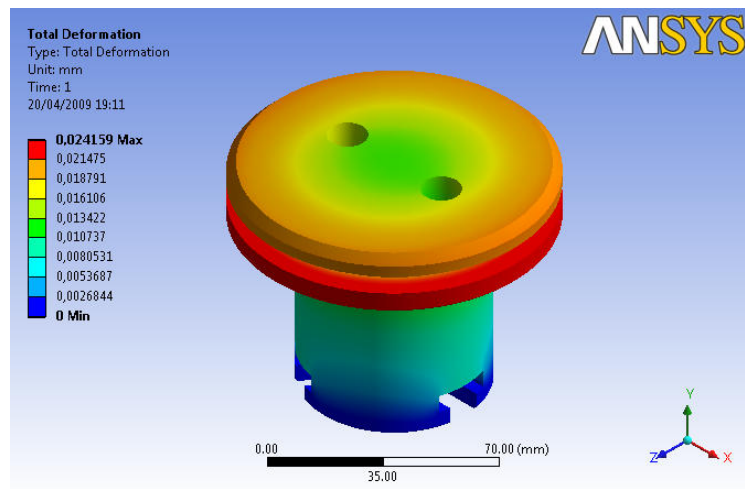
- **Resultados:** Las siguientes imágenes muestran en gama de colores los esfuerzos equivalentes resultantes, la deformación y el factor de seguridad del pistón, las cuales, se puede observar que los esfuerzos

más altos y los factores de seguridad más bajos se presentan en las cercanías de las aristas de las guías de las mordazas, lo cual deja entre ver un resultado físico racional ya que allí es donde están los mayores concentradores de esfuerzos de esta pieza. (Ver figuras 39, 40, 41).

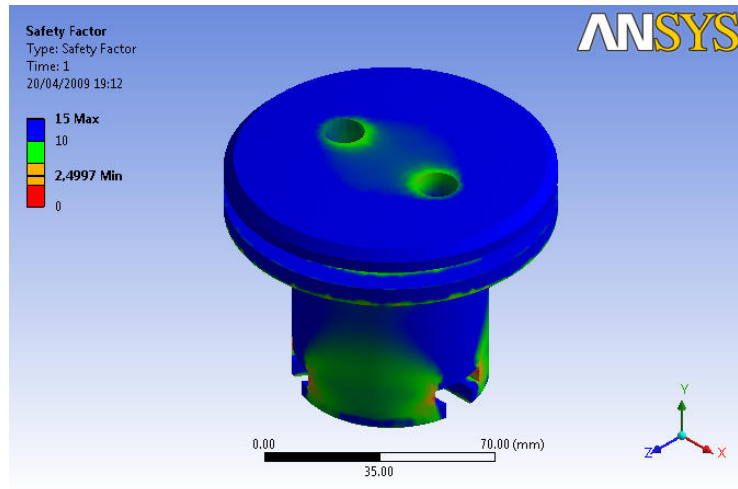
**Figura 39. Esfuerzos equivalentes del pistón.**



**Figura 40. Deformaciones del pistón**



**Figura 41. Factor de seguridad del pistón**



#### 4.2.2 Análisis de esfuerzos del cilindro.

- **Geometría:** Para el cilindro, se introdujeron en ANSYS los mismos valores de resistencia a la tracción y límite elástico del pistón, ya que ambos son del mismo material de construcción. Cabe resaltar, que a el modelo del cilindro se le realizó un corte de revolución de sección cuadrada de  $0.0001 \text{ mm} \times 0.0001 \text{ mm}$  que permite separar las cámaras de presión y descarga, esto se realizó con la finalidad de introducir en el modelo la carga de presión como se observa en la figura 42.
- **Enmallado:** Antes que nada, para el cilindro, se generó un enmallado fino con relevancia 0 por los mismos argumentos dados en el caso del pistón.
- **Cargas y Soportes:** Se introdujo una carga de presión de 13.789 [MPa] (2000 psi) sobre cámara de presión superior y el puerto hidráulico respectivo (Ver figura 42); una fuerza de 251129 [N] en la dirección axial

(eje Y) sobre los agujeros de los tornillos superiores. Así mismo, se estableció un soporte cilíndrico para fijar en la dirección axial, radial y tangencial los agujeros de los tornillos inferiores; también se creó un soporte cilíndrico sobre los agujeros de los tornillos superiores con dirección axial libre.

- **Resultados:** En las figuras 43, 44 y 45 se observan en gama de colores los esfuerzos equivalentes resultantes, la deformación y el factor de seguridad del cilindro. En estas imágenes se puede visualizar que los esfuerzos más altos y los factores de seguridad más bajos que se presentan en los agujeros de los tornillos, lo cual es un resulta racional ya que allí es donde esta aplicada la carga y los mayores concentradores de esfuerzos de esta pieza.

**Figura 42. Cargas y soportes sobre el cilindro.**

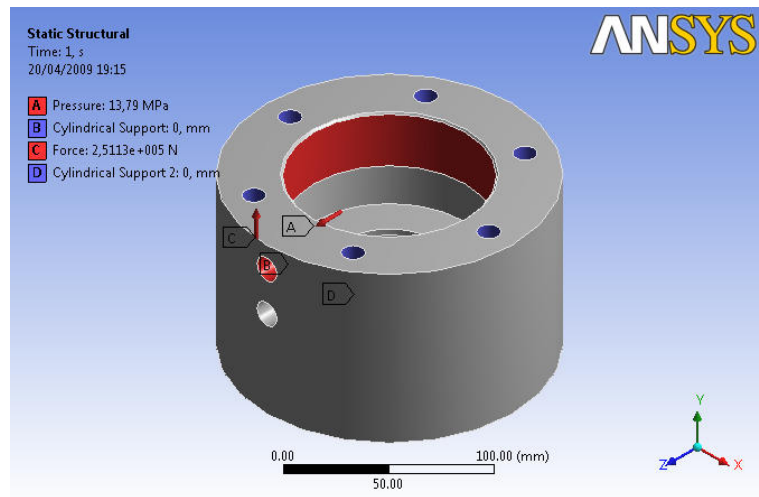


Figura 43. Esfuerzos equivalentes del cilindro.

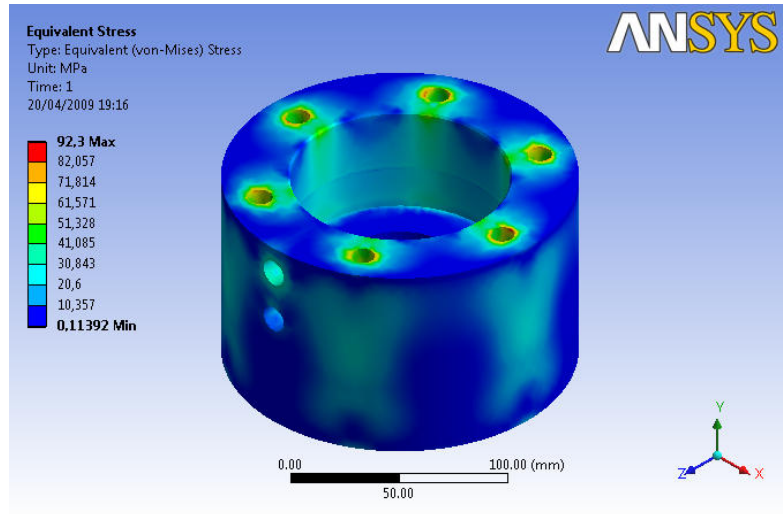
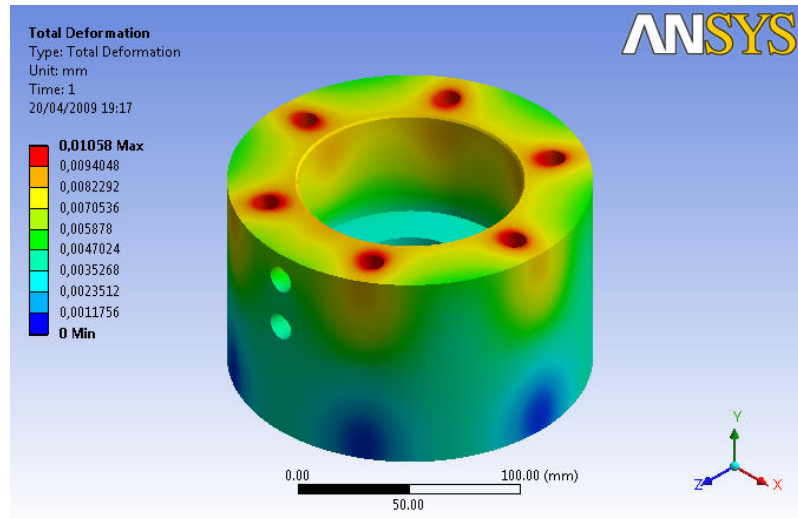
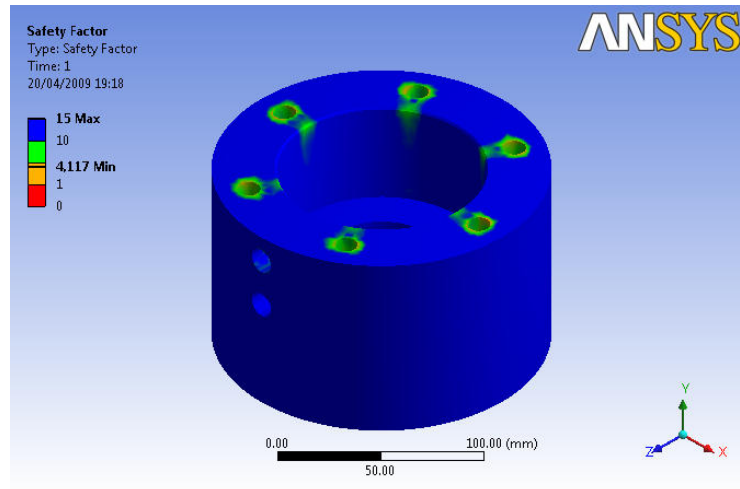


Figura 44. Deformación total del cilindro.



**Figura 45. Factor de seguridad del cilindro.**

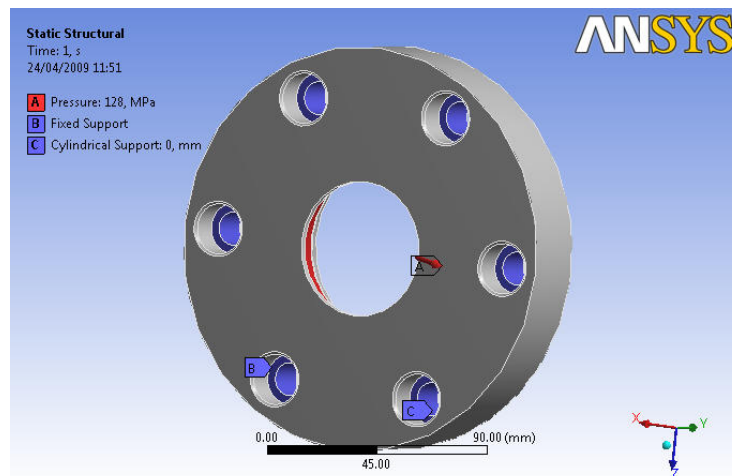


#### **4.2.3 Análisis de esfuerzos de la tapa de alojamiento.**

- **Geometría:** En este caso, se introdujeron las propiedades especificadas en el catálogo de la compañía general de aceros S.A para el material AISI 1045 con temple a 840 °C y revenido a 200 °C, las cuales son: Resistencia a la tracción igual a 74 Kg/mm<sup>2</sup> y límite elástico igual a 53 Kg/mm<sup>2</sup>.
- **Enmallado:** En este modelo, se generó un enmallado con fino centro de relevancia 0, buscando tener mayor certeza y rapidez en los resultados generados por ANSYS.
- **Cargas y Soportes:** Debido a la imposibilidad en ANSYS WORKBENCH de hacer que la fuerza de 520040 [N] aplicada la superficie cónica sea normal a ésta, el modelo posee una carga de presión de 128 [MPa] sobre la superficie cónica que se observa en la figura 46, (El valor de 128 [MPa] surge de hacer equivalente la fuerza normal de 520040 [N] aplicada a la

superficie cónica a una presión estática, es decir,  $P = F \times \text{Área}$ ). También, en este modelo se estableció un soporte cilíndrico para fijar en la dirección radial y tangencial los agujeros por donde pasan los tornillos; igualmente, se creó un soporte fijo en la cara donde se apoya la cabeza de los tornillos.

**Figura 46. Cargas y soportes sobre la tapa de alojamiento.**



- **Resultados:** En las figuras 47, 48 y 49 se pueden observar los sectores más críticos de la tapa de alojamiento. Por ejemplo, las figura 47 y 49, se muestran que los mayores esfuerzos se presentan tanto en los agujeros de los tonillos como en la arista inferior del cono (a esta tapa se le realizó un bisel en dicho borde con el fin de minimizar su agudeza y por ende su concentrador de esfuerzo) De mismo modo, en la figura 48, se observa la criticidad de la zona inferior del cono, sin embargo, el análisis muestra que esta tapa tiene factores de seguridad razonables en toda la pieza.

Figura 47. Esfuerzos equivalentes de la tapa de alojamiento.

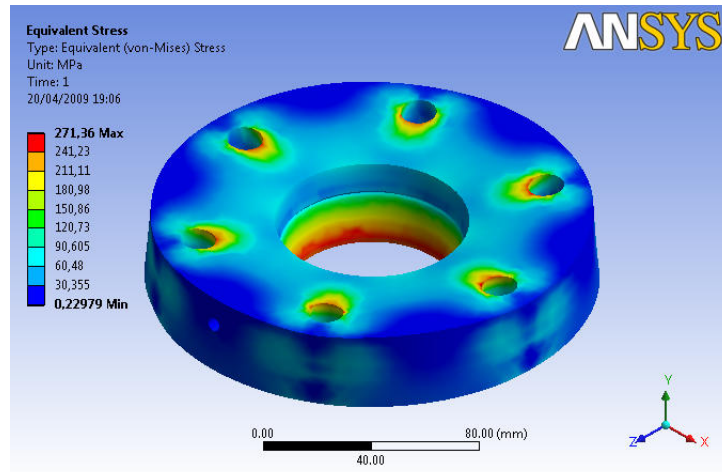
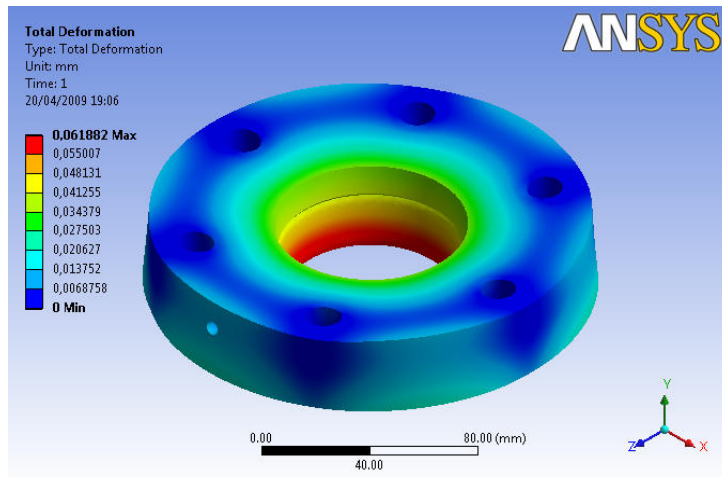
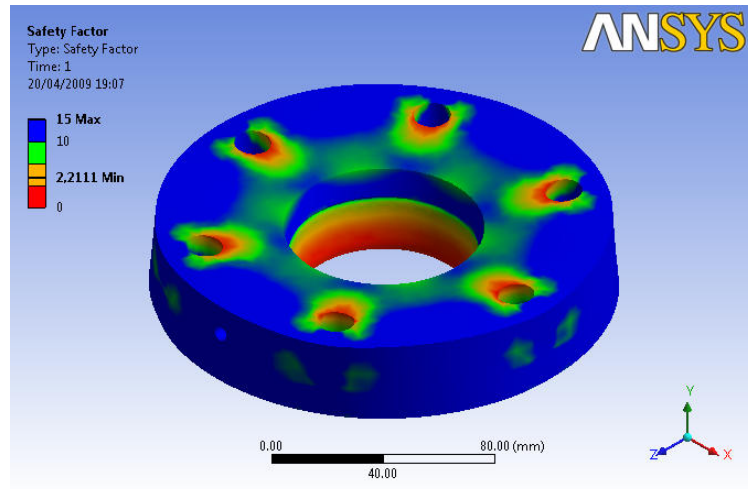


Figura 48. Deformación total de la tapa de alojamiento.



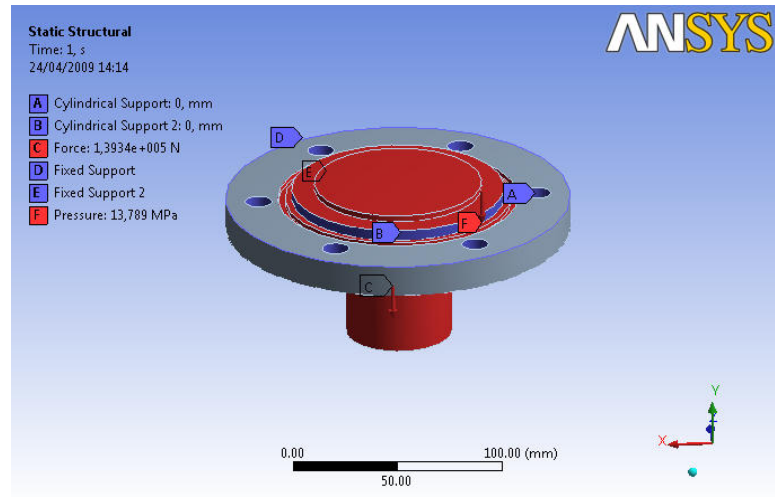
**Figura 49. Factor de seguridad de la tapa de alojamiento.**



#### **4.2.4 Análisis de esfuerzos de la tapa de fijación inferior.**

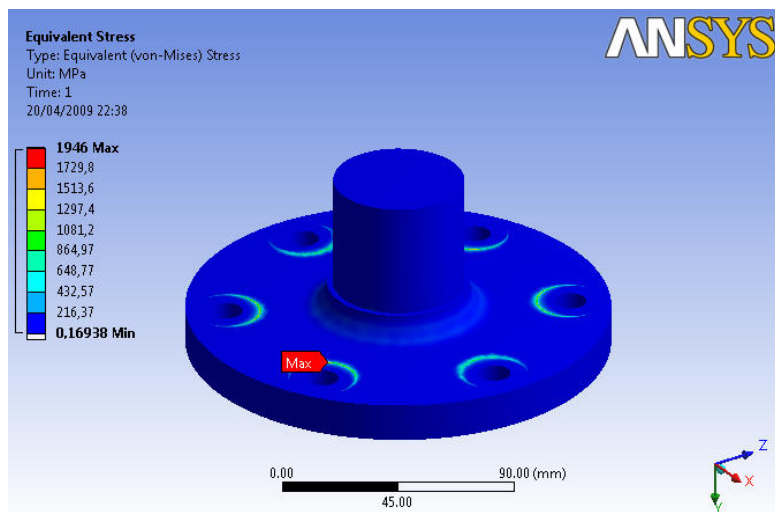
- **Geometría:** Para el cilindro, se introdujeron en ANSYS los mismos valores de resistencia a la tracción y límite elástico del cilindro, puesto que ambos son del mismo material de construcción. Cabe destacar, que en este modelo se realizaron unos para lograr simular las restricciones que ejercen las arandelas de los tornillos sobre la tapa (Ver figura 51).
- **Enmallado:** Al igual que el del cilindro y el pistón, en este modelo se generó un enmallado fino con relevancia 0.
- **Cargas y Soportes:** Las cargas y soportes implantados en el modelo son: Una presión de 13.789 [MPa] y una fuerza de 139337 [N] en las direcciones que se observan en la figura 50, dos soportes cilíndricos con dirección axial libre, un soporte fijo representando el contacto entre la cabeza de los tornillos y la tapa y otro simulando el contacto de la arista exterior con el cilindro.

**Figura 50. Cargas y soportes sobre la tapa de fijación inferior.**

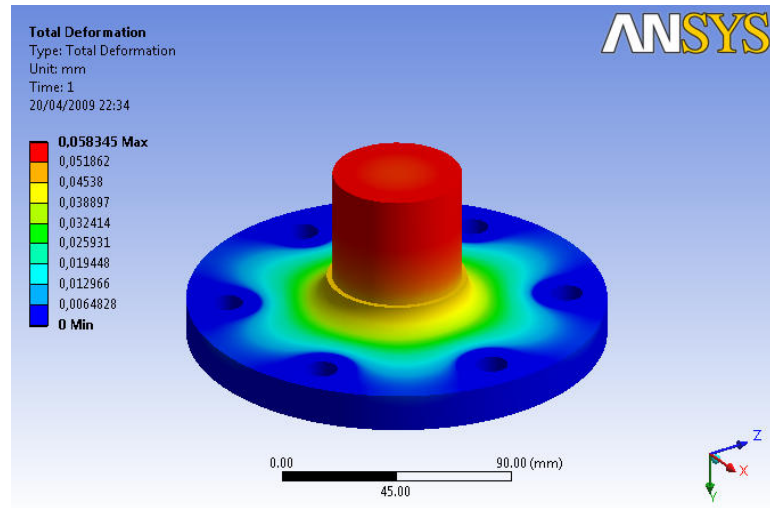


- **Resultados:** En las siguientes figuras, se puede apreciar una diminuta falla en la zona de contacto con las arandelas que sirven de apoyo para los tornillos, lo cual, sólo significa que la tapa va a ser grabada por las arandelas, ya que el resto de la pieza presenta un factor de seguridad superior a 2.5 (Ver figura 53).

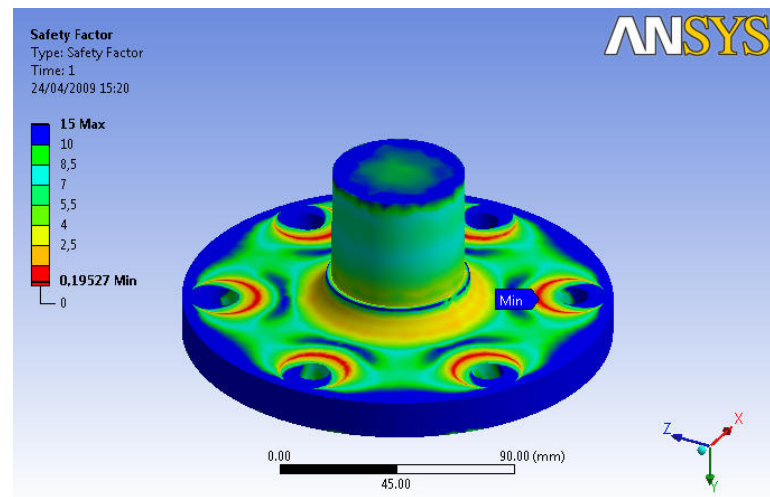
**Figura 51. Esfuerzos equivalentes de la tapa de fijación inferior.**



**Figura 52. Deformación total de la tapa de fijación inferior.**



**Figura 53. Factor de seguridad de la tapa de fijación inferior.**



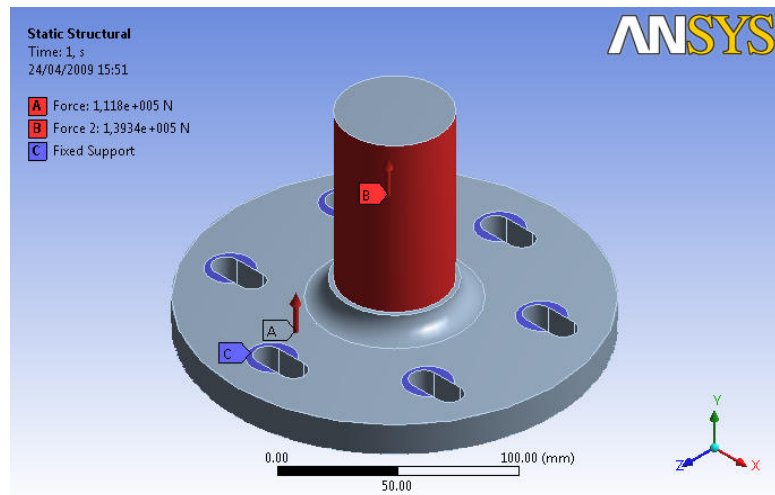
#### 4.2.5 Análisis de esfuerzos de la tapa de fijación superior.

- **Geometría:** Al igual que la tapa de alojamiento, a esta tapa también se le realizaron tratamientos térmicos para conferirle las propiedades

especificadas en el catálogo de la compañía general de aceros S.A para el material AISI 1045 con temple a 840 °C y revenido a 200 °C. Del mismo modo que en la tapa de fijación inferior, en este modelo se realizaron unos cortes circulares para poder simular las restricciones que ejercen las arandelas de los tornillos sobre la tapa (Ver figura 54).

- **Enmallado:** También, se generó un enmallado fino con relevancia 0.
- **Cargas y Soportes:** Las cargas y soportes implantados en este modelo son: Dos fuerzas de 111796 [N] y 139337 [N] en las caras y direcciones mostradas en la figura 54; dos soportes cilíndricos con dirección axial libre, un soporte fijo simulando el contacto de la arista exterior con el cilindro y otro representando el contacto entre las arandelas de los tornillos y la tapa.

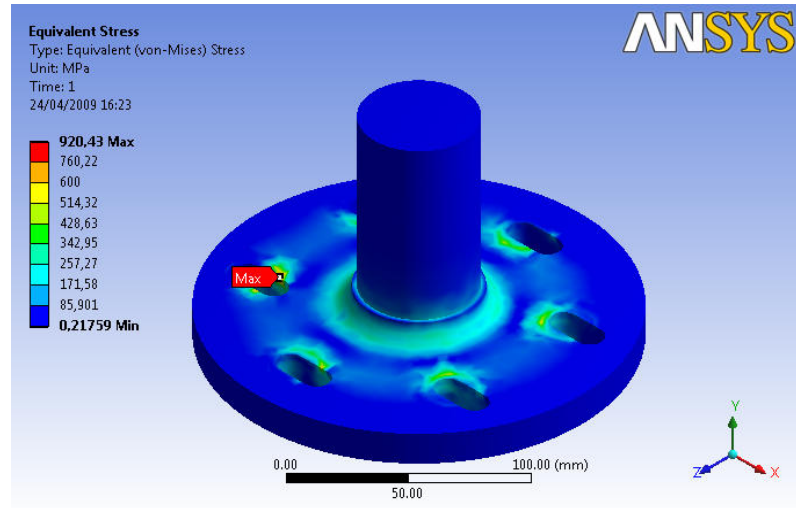
**Figura 54. Cargas y soportes sobre la tapa de fijación superior.**



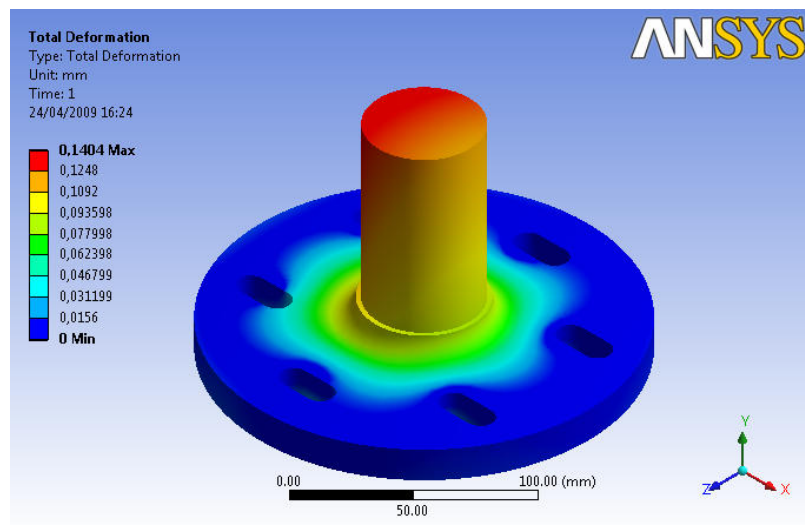
- **Resultados:** En las figuras 55, 56 y 57 se puede apreciar un punto de falla en la zona de intersección de las guías y los cortes circulares

realizados sobre la pieza. Sin embargo, en la figura 59 se aprecia que la tapa va a ser tallada por las arandelas, ya que el resto de la pieza presenta un factor de seguridad superior a 2.5 (Ver figura 57).

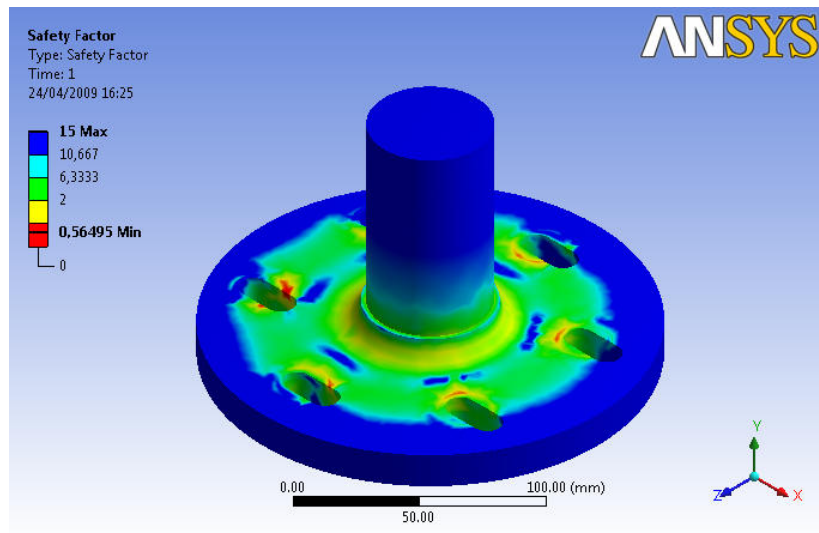
**Figura 55. Esfuerzos equivalentes de la tapa de fijación superior.**



**Figura 56. Deformación total de la tapa de fijación superior.**



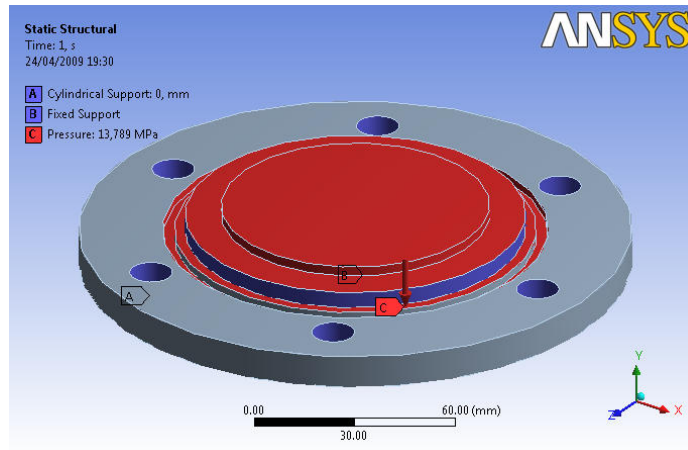
**Figura 57. Factor de seguridad de la tapa de fijación superior.**



#### **4.2.6 Análisis de esfuerzos de la contratapa.**

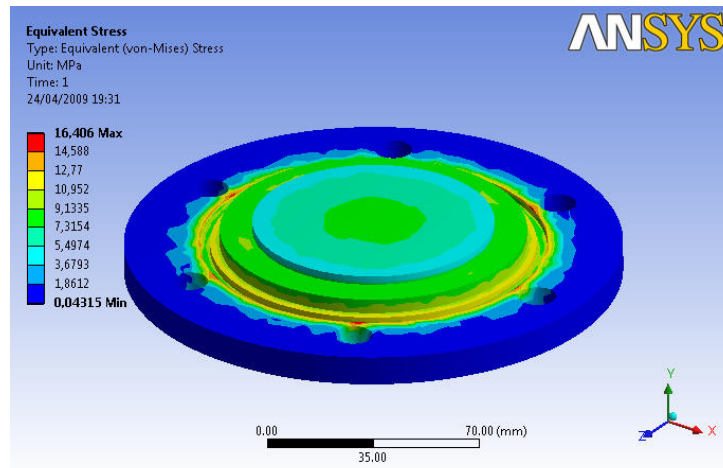
- **Geometría:** Para la contratapa, se introdujeron en ANSYS los valores de resistencia a la tracción y límite elástico del acero 1045 ya mencionados en el cilindro y el pistón.
- **Enmallado:** Aquí, también se generó un enmallado fino con relevancia 0.
- **Cargas y Soportes:** Las cargas y soportes establecidos en el modelo son: Una presión de 13.789 [MPa] aplicada en las caras que se observan en la figura 58, un soportes cilíndricos con dirección axial libre, un soporte fijo representando el contacto entre el presente elemento y la tapa de fijación superior.

**Figura 58. Cargas y soportes sobre la contratapa.**

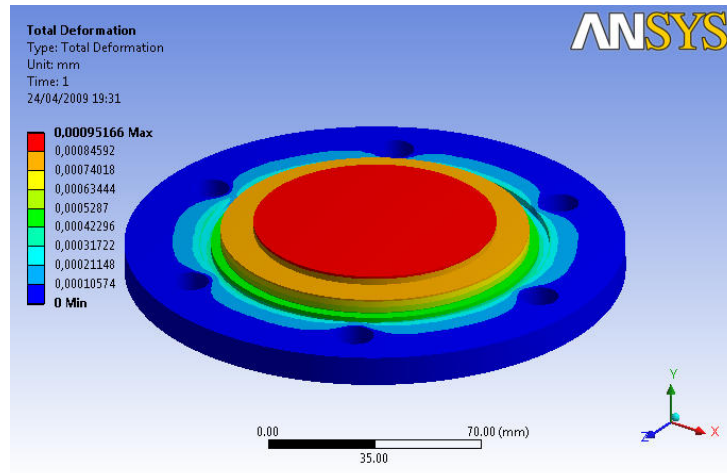


- **Resultados:** En las siguientes figuras, se puede apreciar claramente que la contratapa presenta alta seguridad debido a que esta en medio del cilindro y la tapa de fijación superior como un emparedado.

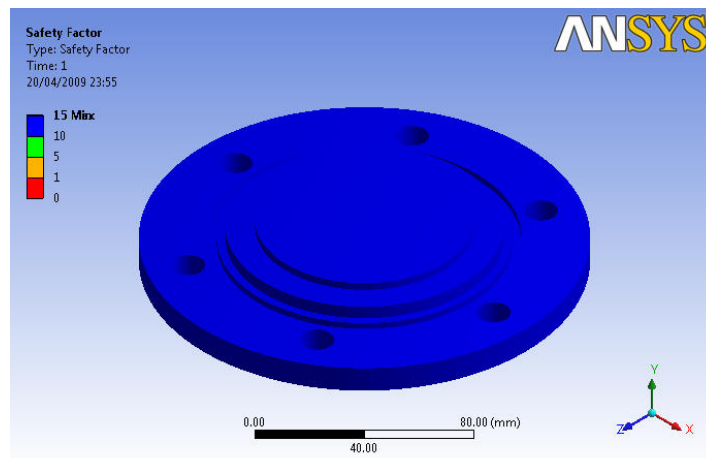
**Figura 59. Esfuerzos equivalentes de la contratapa**



**Figura 60. Deformación total de la contratapa.**



**Figura 61. Factor de seguridad de la contratapa.**



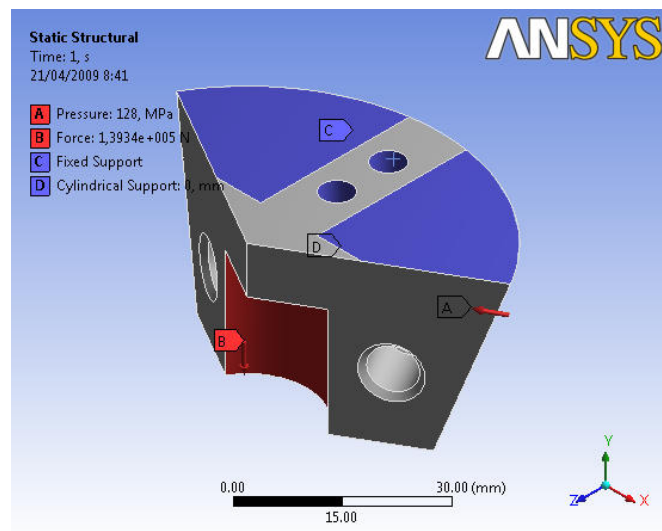
#### 4.2.7 Análisis de esfuerzos de las mordazas.

- **Geometría:** Para el modelo de las mordazas, se introdujeron las propiedades especificadas en el catálogo de la compañía general de aceros S.A para el material AISI 4340 con temple a 840 °C y revenido a

200 °C, las cuales son: Resistencia a la tracción igual a 202 Kg/mm<sup>2</sup> y límite elástico igual a 179 Kg/ mm<sup>2</sup>.

- **Enmallado:** Al igual que en los casos anteriores, se generó un enmallado fino con relevancia 0.
- **Cargas y Soportes:** Las mordazas se simularon con una carga de presión de 128 [MPa] sobre la superficie cónica del mismo modo que la tapa de alojamiento (Ver figuras 46 y 62), debido a que estas dos están en permanente contacto. Para este modelo también se establecieron un soporte cilíndrico con dirección axial libre; un soporte fijo en la zona de contacto entre el pistón y las mordazas; por último, se simuló la fuerza de la probeta con un valor de 139337 [N] (Ver figura 62).

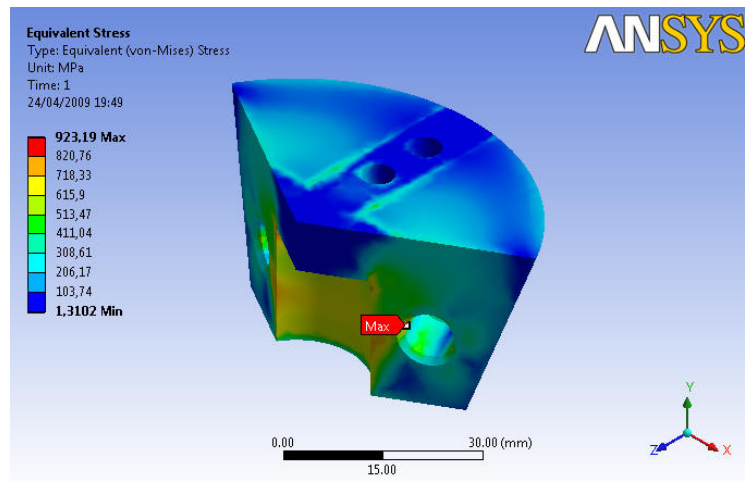
**Figura 62. Cargas y Soportes sobre la mordaza.**



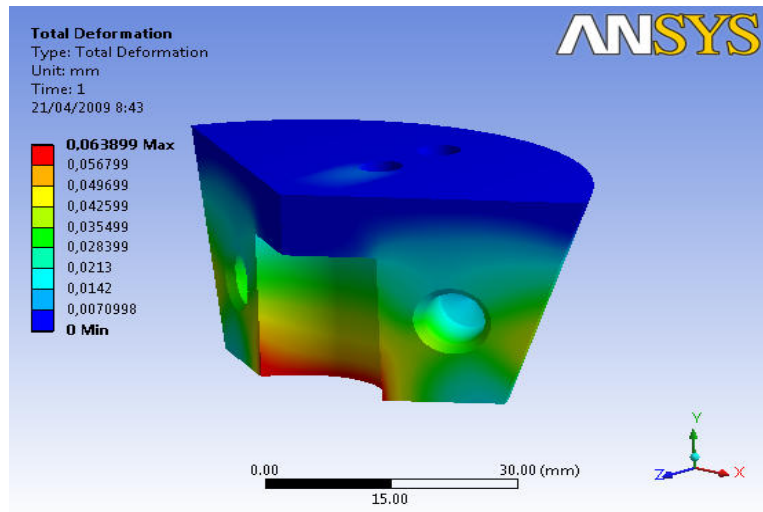
- **Resultados:** En las siguientes imágenes se puede observar que los esfuerzos más altos y los factores de seguridad más bajos se presentan

en las cercanías de las aristas de los agujeros de los resortes, lo cual deja entre ver un resultado físico racional ya que estos agujeros debilitan la pieza y generan concentradores de esfuerzos sobre la pieza. Sin embargo, el factor de seguridad es aceptable, ya que está por encima de 2 (Ver figuras 63, 64 y 65).

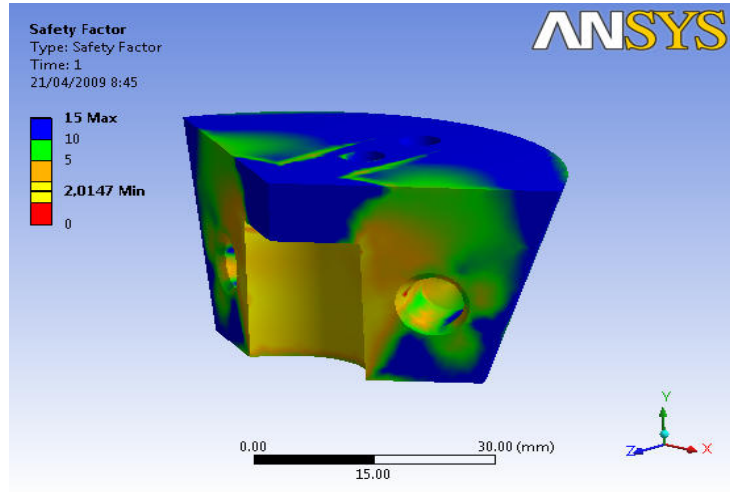
**Figura 63. Esfuerzos equivalentes de la mordaza.**



**Figura 64. Deformación total de la mordaza.**



**Figura 65. Factor de seguridad de la mordaza.**



## 5. CONSTRUCCIÓN

La construcción de las piezas que componen el sistema de mordazas fue llevada a cabo en el taller de mecanizado de la Escuela de Ingeniería Mecánica, allí se dispone de las máquinas herramientas básicas para la fabricación de las piezas. Debido a procesos de manufactura especializados fue necesario solicitar los servicios de las empresas: rectificadora El Bloque e Imatt LTDA en donde se hicieron los tratamientos térmicos. A continuación se enumeran cada una de las piezas constitutivas del sistema y sus respectivos procesos de manufactura necesarios para fabricarlas:

**Tabla 4. Identificación de procesos de manufactura**

<b>Pieza</b>	<b>Cant.</b>	<b>Material (Acero AISI-SAE)</b>	<b>Plano</b>	<b>To</b>	<b>Fr</b>	<b>Ta</b>	<b>Ro</b>	<b>Re</b>	<b>TT</b>
Tapa de fijación superior	1	1045	PL03	X	X	X			X
Tapa de fijación inferior	1	1045	PL04	X		X			
Contratapa	1	1045	PL05	X		X			
Tapa de Alojamiento	2	1045	PL06	X		X	X		X
Cilindro	2	1045	PL07	X		X	X	X	
Pistón	2	1045	PL08	X	X	X	X	X	
Guía	6	1045	PL09		X	X	X		
Mordaza	6	4340	PL10	X		X	X		X
Probeta	12	1045 4140	PL11	X					

<b>Clave de proceso</b>	
To	Torneado
Fr	Fresado
Ta	Taladrado
Ro	Roscado
Re	Rectificado
TT	Tratamiento térmico

Para las operaciones básicas de torneado, fresado y taladrado se utilizaron las máquinas herramientas con que cuenta el taller de mecanizado de la Escuela de Ingeniería Mecánica (ver figuras 66, 67 y 68).

**Figura 66. Torno PONAR WROCKAW**



**Figura 67. Taladro de árbol WMW HECKERT**



**Figura 68. Fresadora WMW HECKERT**



Debido a que los cilindros y los pistones son piezas que están en contacto permanente con los sellos hidráulicos, fue necesario realizarles un proceso de rectificado en sus superficies para garantizar un excelente acabado superficial. Dichos procesos fueron realizados en las máquinas herramientas de la rectificadora El Bloque (ver figuras 69 y 70).

**Figura 69. Rectificadora de cilindros TOWNHERO**



**Figura 70. Rectificadora de ejes NICOLA RUARO**



En búsqueda de garantizar que las piezas que están sometidas a los más grandes esfuerzos, resistieran el desgaste propio de su uso y tuvieran una larga vida útil, fue necesario realizar un tratamiento térmico de temple y revenido en la tapa de fijación superior, las dos tapas de alojamiento y las mordazas (ver figura71).

**Figura 71. Horno a gas**



## 5.1 PRESUPUESTO

Los costos involucrados en los procesos de construcción de los diferentes elementos y accesorios que componen el sistema se detallan a continuación, en ellos se tiene en cuenta la adquisición de materiales y los procesos de manufactura realizados:

**Tabla 5. Detalle de costos**

No	Descripción	Valor unitario	Cant.	Valor Total
1	Mecanizado de piezas	650,000	1	650,000
2	Rectificado de cilindros y pistones	130,000	1	130,000
3	Tratamiento térmico de mordazas y tapas	78,000	1	78,000
4	Fresa Woodruff 7/8" x 3/16"	60,000	1	60,000
5	Escariadora de 4 dientes x 10 mm	10,000	2	20,000
6	Escariadora de 4 dientes x 1/2"	12,000	1	12,000
7	Inserto triangular de tungsteno	20,000	1	20,000
8	Juego de machuelos de 1/2" UNF	8,000	1	8,000
9	Juego de machuelos de 3/16" UNF	3,000	2	6,000
10	Juego de machuelos de 3/16" UNC	3,000	1	3,000
11	Machuelo de 1/4" NPT	8,000	1	8,000
12	Disco de pulidora de 5"	3,500	1	3,500
13	Segueta de 18 dientes	3,000	2	6,000
14	Corte redondo S-1045 190 mm x 120 mm	149,600	1	149,600
15	Corte redondo S-1045 177.8 mm x 105 mm	114,900	2	229,800
16	Corte redondo S-1045 177.8 mm x 85 mm	93,600	1	93,600
17	Corte redondo S-1045 177.8 mm x 35 mm	40,400	2	80,800
18	Corte redondo S-1045 177.8 mm x 25 mm	29,800	1	29,800
19	Corte redondo S-1045 105 mm x 90 mm	34,500	2	69,000

20	Corte redondo S-4340 76.2 mm x 40 mm	15,200	2	30,400
21	Corte redondo S-1045 22.23 mm x 145 mm	2,350	6	14,100
22	Corte redondo S-4140 22.23 mm x 145 mm	3,750	6	22,500
23	Válvula direccional 4/2 de 5 gpm @ 110 V	209,000	1	230,000
24	Subplaca de puertos para válvula direccional	50,000	2	100,000
25	Sello polipack 60 mm x 70 mm x 10 mm	28,000	2	56,000
26	Sello polipack bidireccional 4"	36,000	2	72,000
27	O-ring 4¼" x 1/8"	4,000	2	8,000
28	Tornillo grado 8 Bristol rosca fina ½" x 1½"	1,200	12	14,400
29	Tornillo grado 8 hexagonal rosca fina ½" x 2"	1,300	12	15,600
30	Tornillo grado 5 Bristol rosca fina 3/16" x 1"	300	12	3,600
31	Tornillo grado 5 Bristol rosca ordinaria ¼" x 2"	450	8	3,600
32	Tornillo grado 5 Bristol rosca ordinaria ¼" x 3"	550	8	4,400
33	Arandelas ½"	100	12	1,200
34	Resorte Ø 6 mm x 30 mm	1,700	6	10,200
35	Racor ½ x ¼" NPT	7,500	1	7,500
36	Racor ¼" x ¼" NPT	2,500	2	5,000
37	Racor 5/16" x ¼" NPT	2,000	2	4,000
38	Switch ON/OFF	2,500	2	5,000
39	Cable dúplex encauchetado/m	1,700	5	8,500
40	Componentes electrónicos varios	9,000	1	9,000

<b>TOTAL</b>	<b>\$</b>	<b>2'282,100</b>
--------------	-----------	------------------

## 6. MANTENIMIENTO Y MONTAJE

Debido a la simplicidad geométrica de sus componentes, el sistema de mordazas diseñado requiere de un mantenimiento basado en principios básicos que hacen que su ejecución sea una tarea sencilla de realizar. Siendo los sellos ubicados en el cilindro y el pistón los únicos elementos que pueden sufrir un deterioro considerable debido al contacto con superficies metálicas, es preciso realizar una revisión periódica de estos componentes cada seis meses, este tiempo puede llegar a variar dependiendo del uso o número de ciclos al que se halla sometido el sistema. En caso de encontrar signos considerables de deterioro como deformaciones o cortes que provoquen fugas de fluido hidráulico, se debe realizar el reemplazo inmediato de los sellos.

Adicionalmente, se debe tener en cuenta el desgaste sufrido por las piezas en contacto directo metal-metal, tal es el caso de las mordazas y la tapa de alineamiento. Aunque estas piezas cuentan con un tratamiento térmico que asegura una elevada resistencia al desgaste y un sistema de lubricación que facilita su deslizamiento, es necesario inspeccionar el estado superficial de estos elementos al momento de realizar una operación de mantenimiento.

También es preciso hacer un chequeo antes de cada prueba, del estado de las mangueras, puntos de acople y válvulas para detectar posibles fugas de aceite hidráulico.

En cuanto al montaje de las piezas que componen el sistema de mordazas (ver anexo A, planos PL01 y PL02), se debe seguir una serie de pasos:

1. Como primera medida se deben aceitar todas las piezas, especialmente las ranuras de los sellos y las superficies que están en contacto con estos. Esta operación además de facilitar el montaje, previene la oxidación del acero.
2. Introducir los sellos en las ranuras correspondientes, teniendo cuidado de no utilizar para su montaje herramientas con filos que puedan dañarlos. Es necesario prestar especial atención en el momento estirarlos y doblarlos para hacerlos entrar en cada ranura, ya que esto se debe hacer delicadamente.
3. Insertar los pistones en los cilindros y bajarlos hasta el fondo, esta operación se debe hacer con la ayuda de una prensa (hidráulica o mecánica), debido a la gran fricción que existe con los sellos.
4. Colocar las tapas de fijación y la contratapa y sujetar los tornillos, teniendo cuidado de apretarlos en direcciones contrarias para tener una buena alineación.
5. Introducir los resortes en los agujeros de las mordazas e insertarlas en las guías del pistón, acto seguido y con la ayuda de una prensa subir los pistones hasta que toquen las tapas de fijación. Debido a la dificultad que implica el mecanizado de las guías de los pistones, existe una posición específica para cada mordaza que las hace coincidir exactamente dentro del pistón, por lo que estas están marcadas mediante puntos puestos en la zona de la "T", así habrá que introducir la mordaza que tiene un punto en la guía del pistón que tiene un punto, y hacer seguir coincidiendo las que tienen dos, tres, cuatro, cinco y seis puntos.

6. Colocar la tapa de alineamiento asegurándose que las mordazas entren en su superficie cónica. Se debe tener en cuenta colocar la tapa con el orificio de la grasera en posición opuesta ( $180^\circ$ ) a los orificios hidráulicos para que entre en posición exacta, al terminar se deben colocar los tornillos.
7. Fijar cada subsistema de mordazas a los marcos de la máquina. En el sistema de de mordazas superior se debe colocar la contratuerca antes de fijarlo.
8. Alinear las guías de la tapa de fijación superior con el marco de la máquina hasta hacerlas quedar paralelas, acto seguido apretar la contratuerca para asegurar la posición.
9. Conecte las mangueras a los puertos de alimentación y drenaje de cada válvula direccional.
10. Con la máquina en funcionamiento, accione las válvulas direccionales de tal forma que el fluido se dirija a los puertos de alimentación del sistema de mordazas.
11. Accione la contraorden de la válvula direccional y verifique el correcto funcionamiento de los conjuntos (apertura y cierre de mordazas).

Para el procedimiento de desmontaje se deben seguir los mismos pasos pero en orden contrario, teniendo cuidado de no derramar el aceite que permanece en el interior del cilindro al momento de soltar las mangueras.

## 7. OPERACIÓN DEL SISTEMA

Una vez encendida la máquina de pruebas, se prosigue con el montaje de la probeta y la puesta en marcha del sistema de mordazas para la realización de los respectivos ensayos, de esta forma:

### ✦ **Revisión del sistema.**

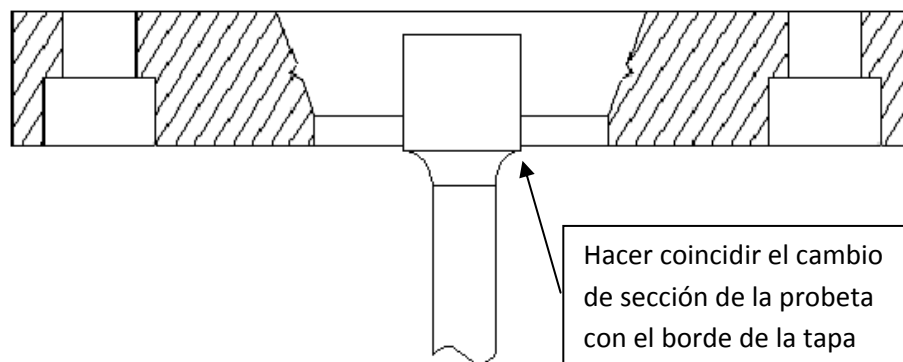
1. Antes de poner a funcionar el sistema de mordazas se debe revisar que la válvula de seguridad de la máquina este tarada a la presión de operación, que debe ser de 2000 Psi.
2. Accionar los pistones de posicionamiento del marco de la máquina de pruebas hasta acercar y hacer coincidir los dos subsistemas de mordazas. Acto seguido alinear el sistema de mordazas superior con el inferior, haciendo que las ranuras de la tapa de fijación superior queden paralelas al marco de la máquina y moviendo el subsistema superior hasta que se alinee con el inferior.

### ✦ **Posicionamiento de la probeta.**

1. La orden para el inicio de la primera fase se da por medio del accionamiento del switch #1, colocándolo en la posición 1 (abierto), el cual energiza la válvula direccional del sistema de mordazas inferior, haciendo que el fluido se dirija a la parte inferior del pistón, lo que ocasiona que las mordazas se abran.

2. Introducir la probeta en las mordazas hasta hacer coincidir el borde de la tapa de alineamiento con el cambio de sección de la probeta (Ver figura 72). Se debe tener especial cuidado en que la probeta no quede ni muy afuera ni muy adentro de las mordazas para que el funcionamiento se correcto.

**Figura 72. Alineamiento de la probeta**



3. Acto seguido se da la contraorden a la válvula direccional para que cierre las mordazas, mediante el accionamiento del switch #1 en la posición 2 (cerrado).
4. Dar la orden a la válvula direccional del subsistema superior para que abra las mordazas a través del accionamiento del switch #2 en posición 1 (abierto).
5. Subir el actuador de la máquina de pruebas hasta que la probeta entre en las mordazas superiores. Tal como se indica en el numeral 1, se debe hacer coincidir también la probeta y tapa de alineamiento.

6. Dar la contraorden a la válvula direccional para que cierre las mordazas superiores, mediante el accionamiento del switch #2 en la posición 2 (cerrado).

- **Prueba.** En esta fase las válvulas direccionales del sistema permanecen en la misma posición (mordazas cerradas), mientras se da la orden al actuador de la máquina para que aplique la fuerza de tracción o compresión según sea el caso, hasta producir la fractura de la probeta.
- **Retirada de la probeta.** La última fase se ejecuta de forma similar a la primera con la diferencia de que la apertura de las mordazas permite la extracción de las partes falladas.

## 8. PRUEBAS

La realización de las pruebas se llevo a cabo teniendo en cuenta las disposiciones de la norma para ensayos de tensión y compresión vigente<sup>16</sup>. Para ello se utilizaron probetas de medidas estándar (ver anexo A, plano PL11) que encajan perfectamente en la cavidad de las mordazas dispuesta para ello.

Debido a las facilidades de operación que brinda la instalación de las nuevas válvulas direccionales, para la realización de los ensayos se requiere solo de una persona encargada de la operación de la máquina de pruebas y el sistema de mordazas, esto es debido a que las maniobras necesarias para realizar el ensayo son secuenciales y solo se requiere que el operario tenga una buena coordinación en el control de la máquina.

Para tener un óptimo control se requiere de dispositivos que evalúen constantemente y con precisión diferentes aspectos tales como posición del actuador, velocidad de avance del actuador, deformación de las probetas y presión de operación. Para realizar estas operaciones de forma precisa la máquina de pruebas cuenta con una consola de control (ver figura 73) en la cual se encuentran montados los dispositivos necesarios para operar de forma precisa los aspectos mencionados anteriormente.

---

<sup>16</sup> Norma ASTM E 8M-04 (Standard Test Methods for Tensión Testing of Metallic Materials) y norma ASTM E9-89a (Standard Test Methods of Compression Testing of Metallic Materials at Room Temperature)

**Figura 73. Consola de control de la máquina de pruebas**



## **8.1 REALIZACIÓN DE PRUEBAS**

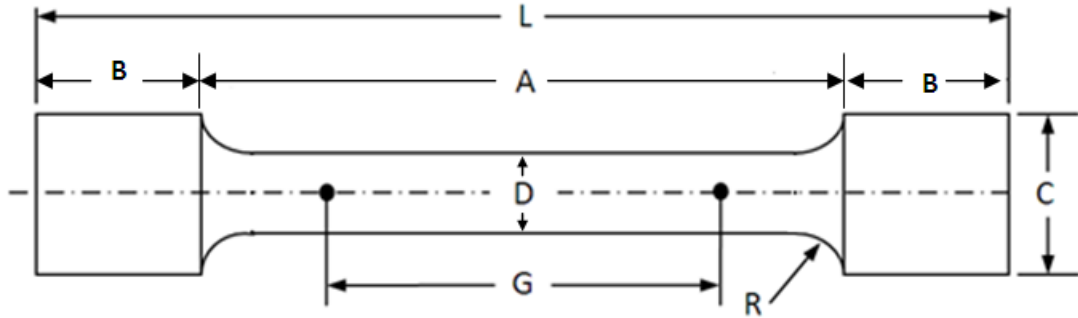
Como primera medida y antes de realizar cualquier ensayo, se procedió a alinear el conjunto de mordazas superior con el inferior, para esto se accionó el actuador para permitir que se acercaran los dos conjuntos hasta tener una visión clara de sus posiciones relativas, luego se hizo rotar la tapa de fijación superior (roscándola en la máquina) hasta que sus ranuras quedaran paralelas al puente de la máquina, inmediatamente se apretó la tuerca que lleva la tapa para asegurar la posición. Posteriormente se procedió a mover el conjunto superior sobre su tapa de fijación hasta que quedara concéntrico con el conjunto inferior, al terminar esto se apretaron los tornillos de la tapa de fijación superior para poder asegurar la hermeticidad del sistema. Acto seguido se procedió a posicionar la probeta en las cavidades de las mordazas, asegurando su posición con el accionamiento de las válvulas direccionales.

**Figura 74. Montaje de la probeta en el sistema de mordazas**



Para las pruebas fueron utilizadas probetas de 12.5 mm de diámetro mecanizadas en acero AISI-SAE 1045 y 4140, con la finalidad de someter el sistema a distintas fuerzas durante los ensayos. Cabe recordar que el sistema de mordazas diseñado puede soportar pruebas con materiales de 12.5 mm de sección y resistencias máximas a la tracción de  $110 \text{ Kg/mm}^2$ , para materiales de resistencias superiores se deben utilizar probetas de menor diámetro, según medidas establecidas por la norma ASTM (ver figura 75 y tabla 6).

**Figura 75. Tipo de probeta según ASTM**



**Tabla 6. Dimensiones de probeta según ASTM**

Dimensiones [mm]					
	Probeta estándar	Probetas de menor tamaño, proporcionales a la estándar			
	12.5	9	6	4	2.5
G – Longitud de medidor	62.5 ±0.1	45.0 ±0.1	30.0 ±0.1	20.0 ±0.1	12.5 ±0.1
D - Diámetro	12.5 ±0.2	9.0 ±0.1	6.0 ±0.1	4.0 ±0.1	2.5 ±0.1
R – Radio de entalladura(mínimo)	10	8	6	4	2
L – Longitud total	140	140	140	140	140
A – Longitud de la sección reducida (mínimo)	100	100	100	100	100
B – Longitud de la sección de agarre	20	20	20	20	20
C – Diámetro de la sección de agarre	20	20	20	20	20

**Tabla 7. Tabla de pruebas**

Prueba N°	Material (Acero AISI-SAE)	Tipo de ensayo	Rotura	
			OK	NO OK
1	1045	tensión	★	
2	1045	tensión	★	
3	1045	tensión	★	
4	1045	tensión	★	
5	4140	tensión	★	
6	4140	tensión	★	
7	4140	tensión	★	
8	4140	tensión	★	
9	4140	tensión	★	
10	4140	tensión	★	
11	1045	compresión	★	

**8.1.1 Análisis de pruebas.** Se efectuaron un total de 11 pruebas de las cuales todas las probetas presentaron falla satisfactoria con las características propias de fractura por esfuerzos de tensión, y flexión por esfuerzos de compresión en materiales dúctiles (ver figuras 76 y 77).

**Figura 76. Probeta rota en prueba a tensión**

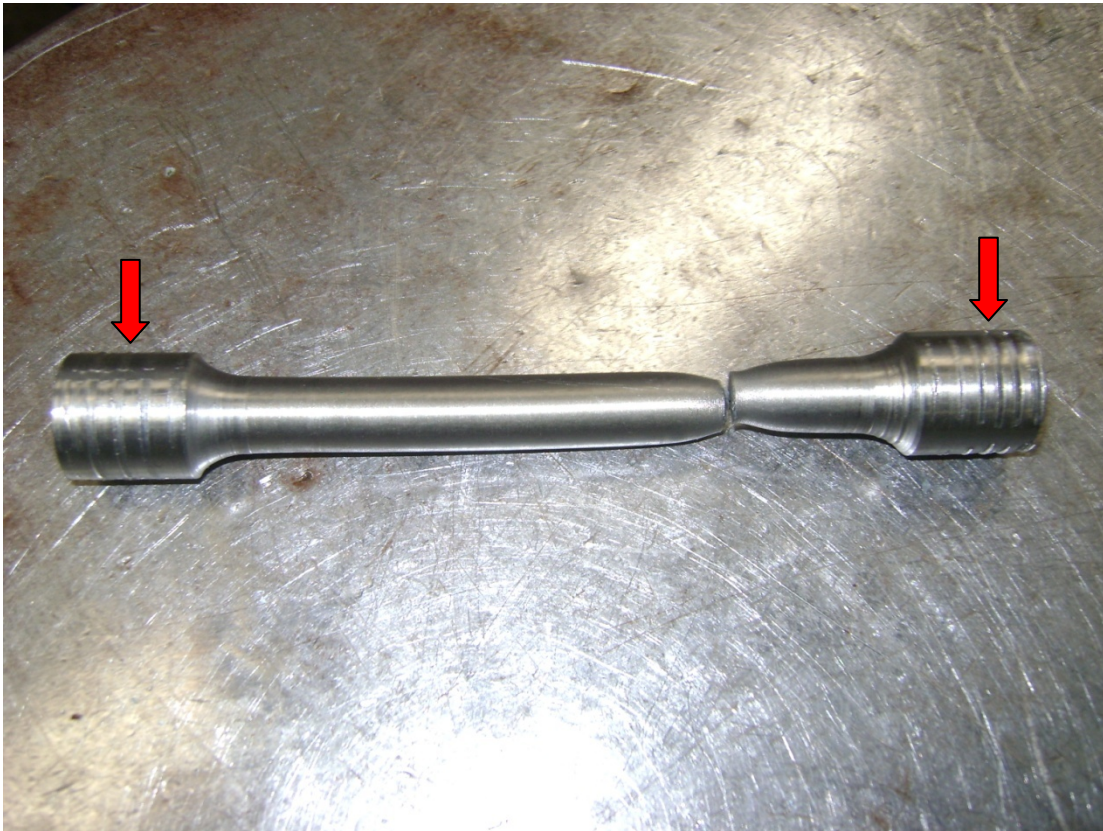


**Figura 77. Probeta flectada en prueba a compresión**



Se observo un correcto funcionamiento del sistema de mordazas realizando un agarre adecuado sin presencia de fugas de aceite hidráulico en ninguna de las conexiones realizadas. Adicionalmente se pudo observar que las ranuras de las mordazas pudieron penetrar la cabeza de las probetas dejando sus marcas en ella (ver figura 78), con lo que se comprueba que el agarre fue correcto.

**Figura 78. Probeta rota con marcas de penetración de las mordazas**



## CONCLUSIONES

- Se logró diseñar y construir un sistema de mordazas hidráulicas para la máquina de pruebas universal INSTRON modelo 1323, que permite a la comunidad de la Universidad Industrial de Santander realizar ensayos de tracción y compresión en materiales metálicos.
- Se consiguió contrarrestar el desalineamiento existente en el puente de la máquina mediante la construcción de un dispositivo de alineamiento como lo es la tapa de fijación superior.
- Se pudo agilizar y facilitar el montaje de las probetas mediante el rediseño del circuito hidráulico con el que opera el sistema de mordazas.
- Se redujo considerablemente el tamaño del sistema de mordazas con respecto al sistema del proyecto de grado anterior facilitando así su montaje y manipulación.
- Se obtuvieron resultados satisfactorios en todos los ensayos realizados, tanto en tensión como en compresión.
- El diseño realizado en el sistema de mordazas permite efectuar ensayos con las probetas de menor tamaño que dicta la norma de la ASTM, permitiendo un ahorro en costos de material y mecanizado de las mismas.

- El sistema de mordazas fue diseñado para realizar pruebas en probetas de 12.5 mm de diámetro que tengan una resistencia máxima a la tracción de  $110 \text{ Kg/mm}^2$ , esto corresponde a la resistencia de un acero AISI-SAE 4340. Por lo tanto si se desea ensayar con materiales de mayor resistencia se deben utilizar probetas de menor diámetro.
  
- Para garantizar el correcto funcionamiento del sistema de mordazas, el montaje de las probetas y las piezas que conforman el sistema se debe realizar tal y como se explica en el manual del capítulo 6 del presente libro,.
  
- Se recomienda operar el sistema de mordazas a una presión de 2000 Psi, tanto para los ensayos a tracción como para los ensayos a compresión. Bajo ninguna condición la presión de operación puede exceder de 2000 Psi, por tal razón siempre se debe verificar el taraje de la válvula de seguridad de la máquina de pruebas antes de realizar cualquier ensayo.
  
- Para garantizar la calidad de los ensayos, antes de cada prueba se debe verificar que los dos conjuntos de mordazas se encuentren alineados y concéntricos el uno con el otro.

## **BIBLIOGRAFÍA**

**ASTM.** Annual Book of ASTM Standards. Section 3: Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials, 2004

**GOMEZ, Fernando y SUÁREZ, Jhon.** Diseño y construcción de un sistema de mordazas hidráulicas para la máquina de pruebas universal INSTRON modelo 1323. Bucaramanga, 2008. 182 p. Trabajo de grado (Ingeniería Mecánica). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingeniería Mecánica.

**GROOVER, MIKELL P.** Fundamentos de manufactura moderna: Materiales, procesos y sistemas. México: Pearson Education, 1997, 1062 p.

**MOTT, ROBERT L.** Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education, 2006, 930 p.

**MTS** manual 011-558-204 E, Series 646 Hydraulic Collet Grips Product Information, April 2004.

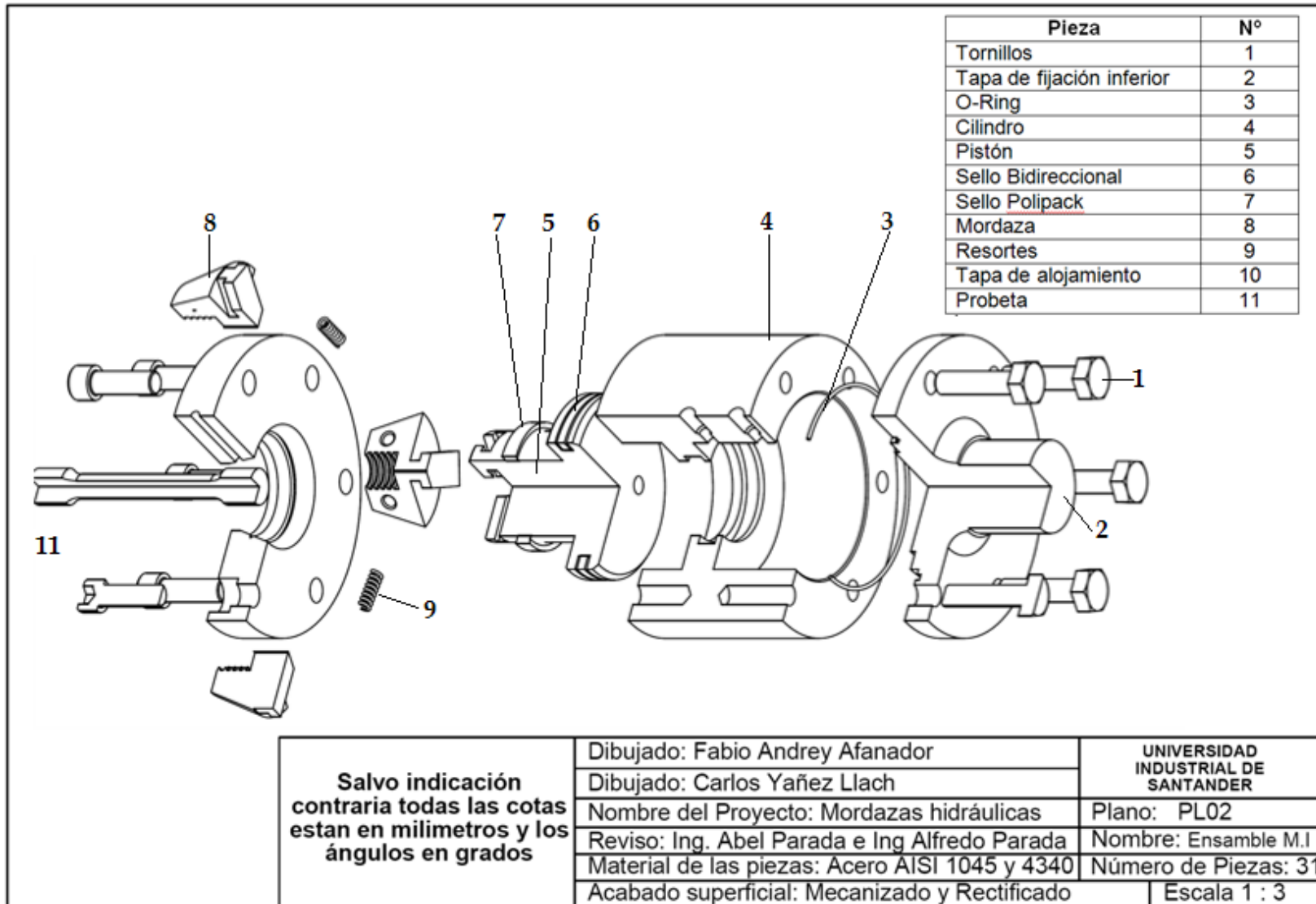
**NORTON, Robert L.** Diseño de Máquinas. México: Prentice Hall, 1999, 1037 p.

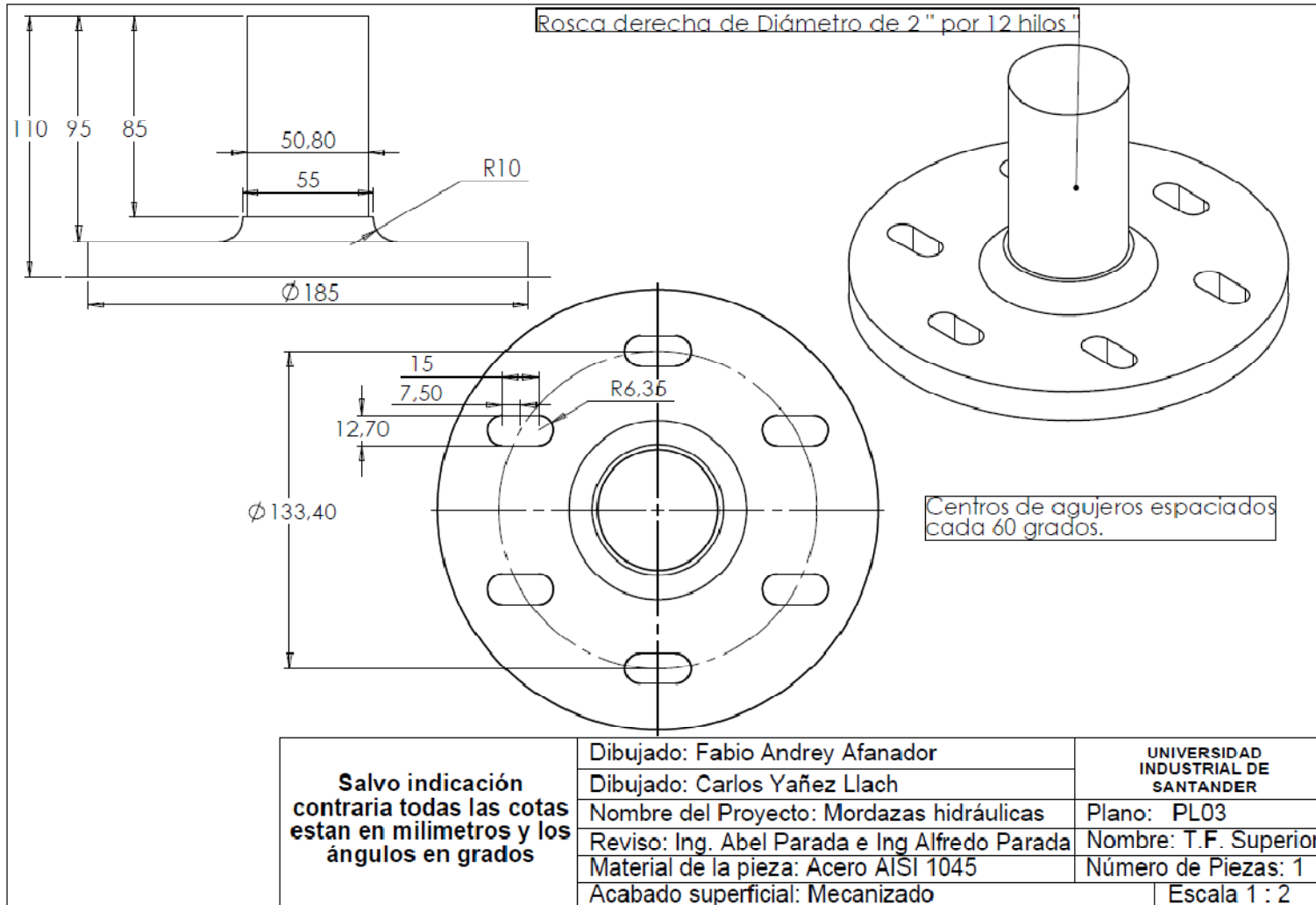
**ANEXOS**

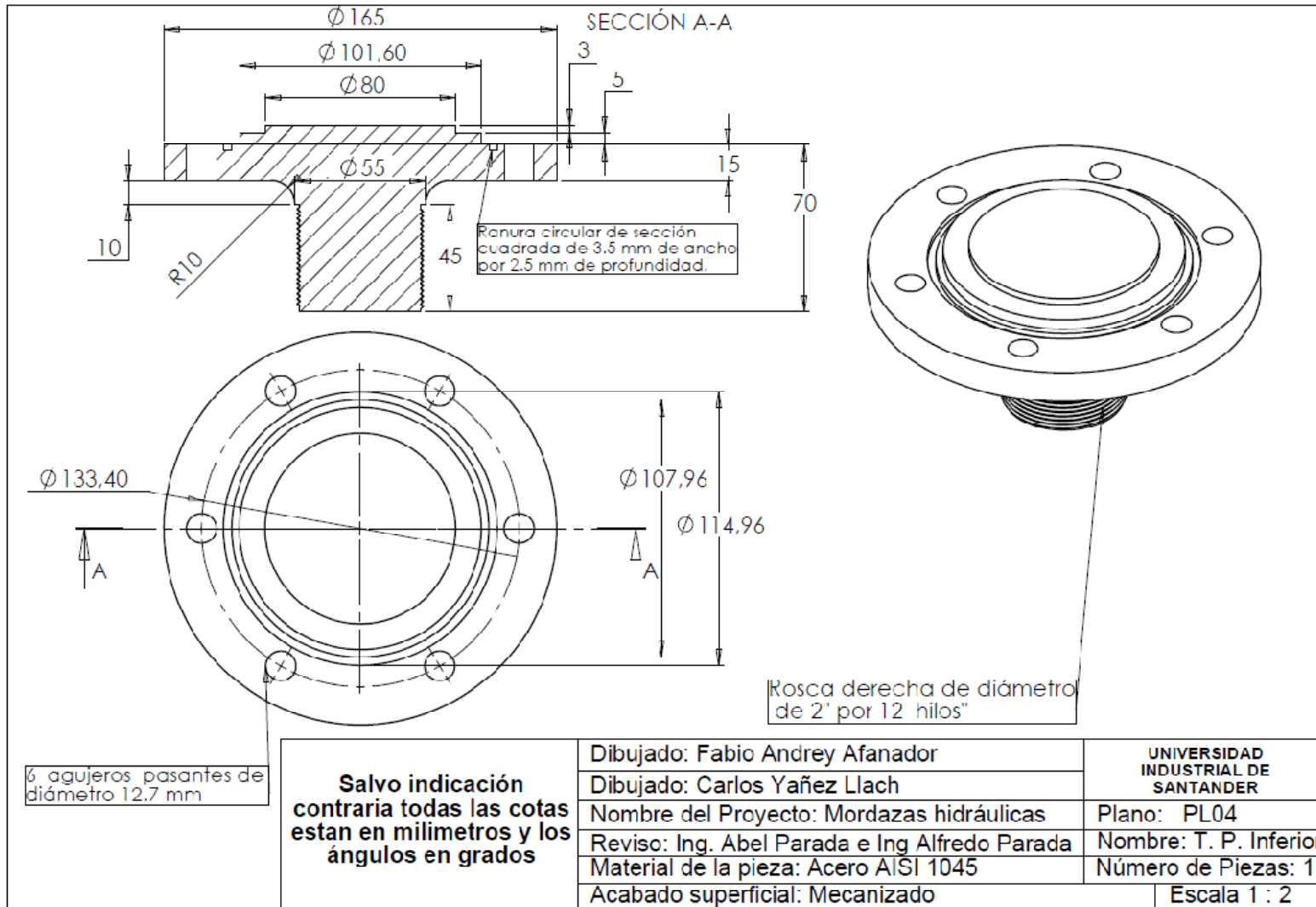
## ANEXO A. PLANOS

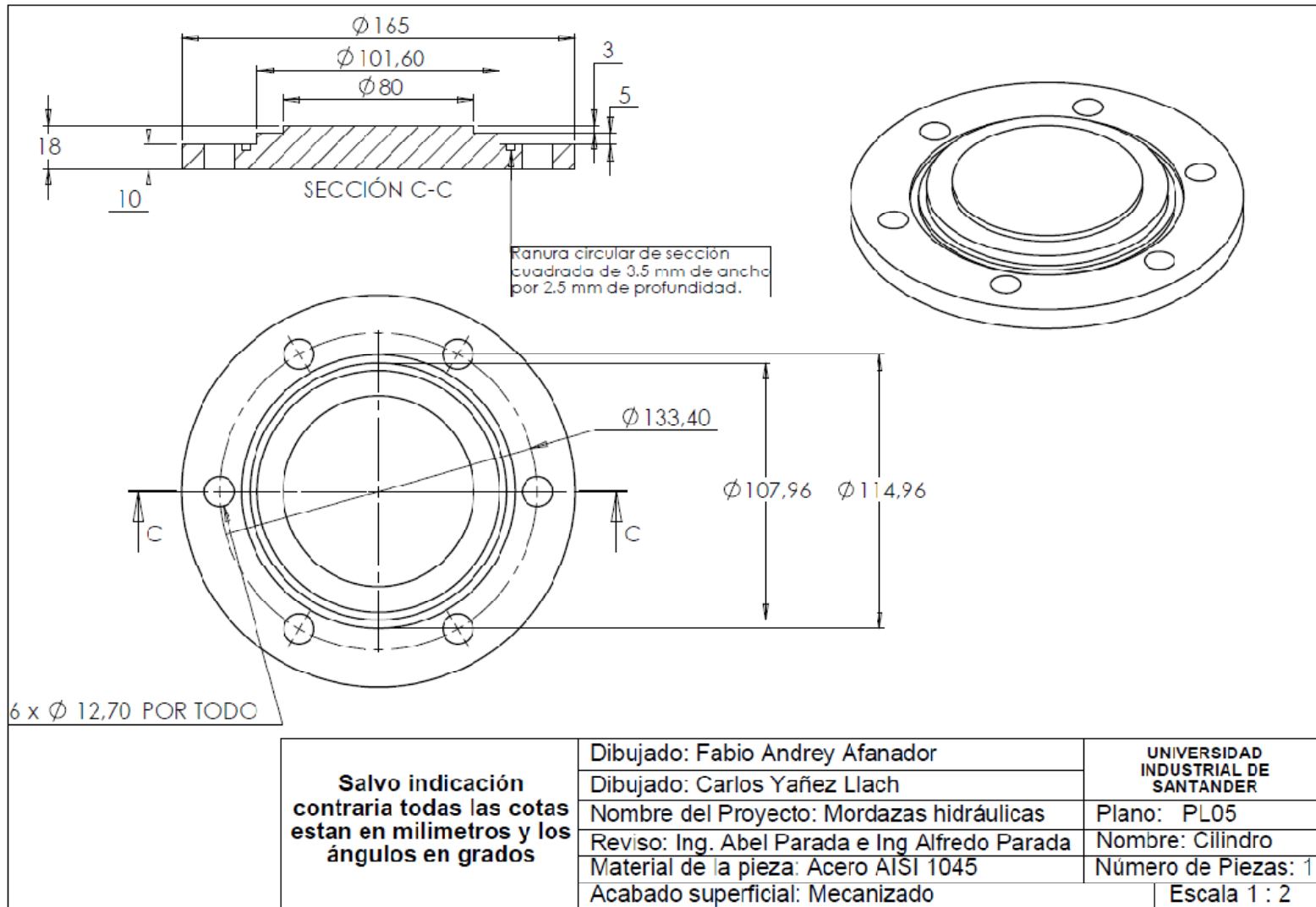
Pieza	N°
Tornillos	1
Tapa de fijación superior	2
Contratapa	3
O-Ring	4
Cilindro	5
Pistón	6
Sello Bidireccional	7
Sello Polipack	8
Mordaza	9
Resortes	10
Tapa de alojamiento	11
Probeta	12

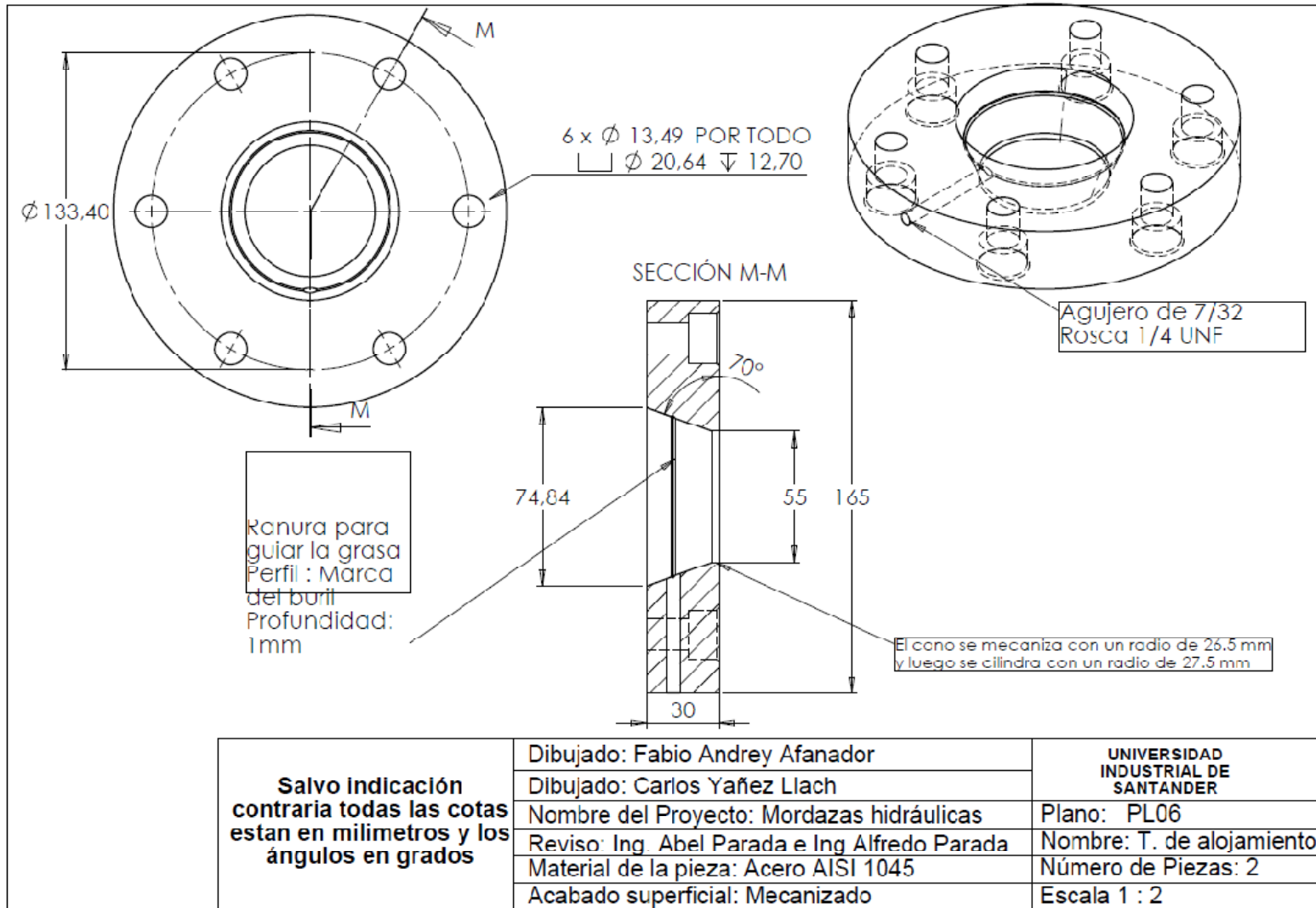
<p style="text-align: center;"><b>Salvo indicación contraria todas las cotas están en milímetros y los ángulos en grados</b></p>	Dibujado: Fabio Andrey Afanador	<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>
	Dibujado: Carlos Yañez Llach	
	Nombre del Proyecto: Mordazas hidráulicas	Plano: PL01
	Reviso: Ing. Abel Parada e Ing Alfredo Parada	Nombre: Ensamble M.S
	Material de las piezas: Acero AISI 1045 y 4340	Número de Piezas: 32
Acabado superficial: Mecanizado y Rectificado	Escala 1 : 3	

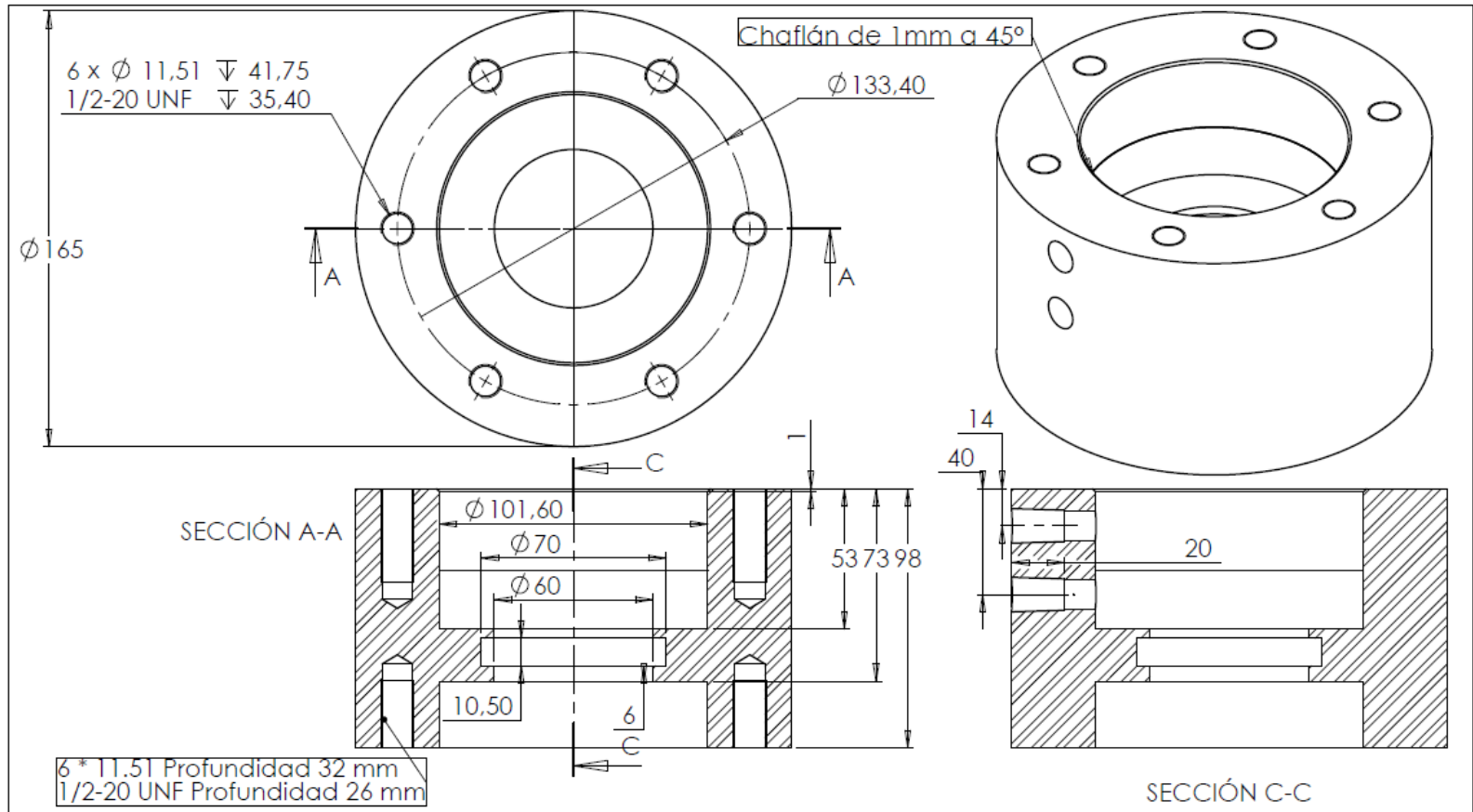






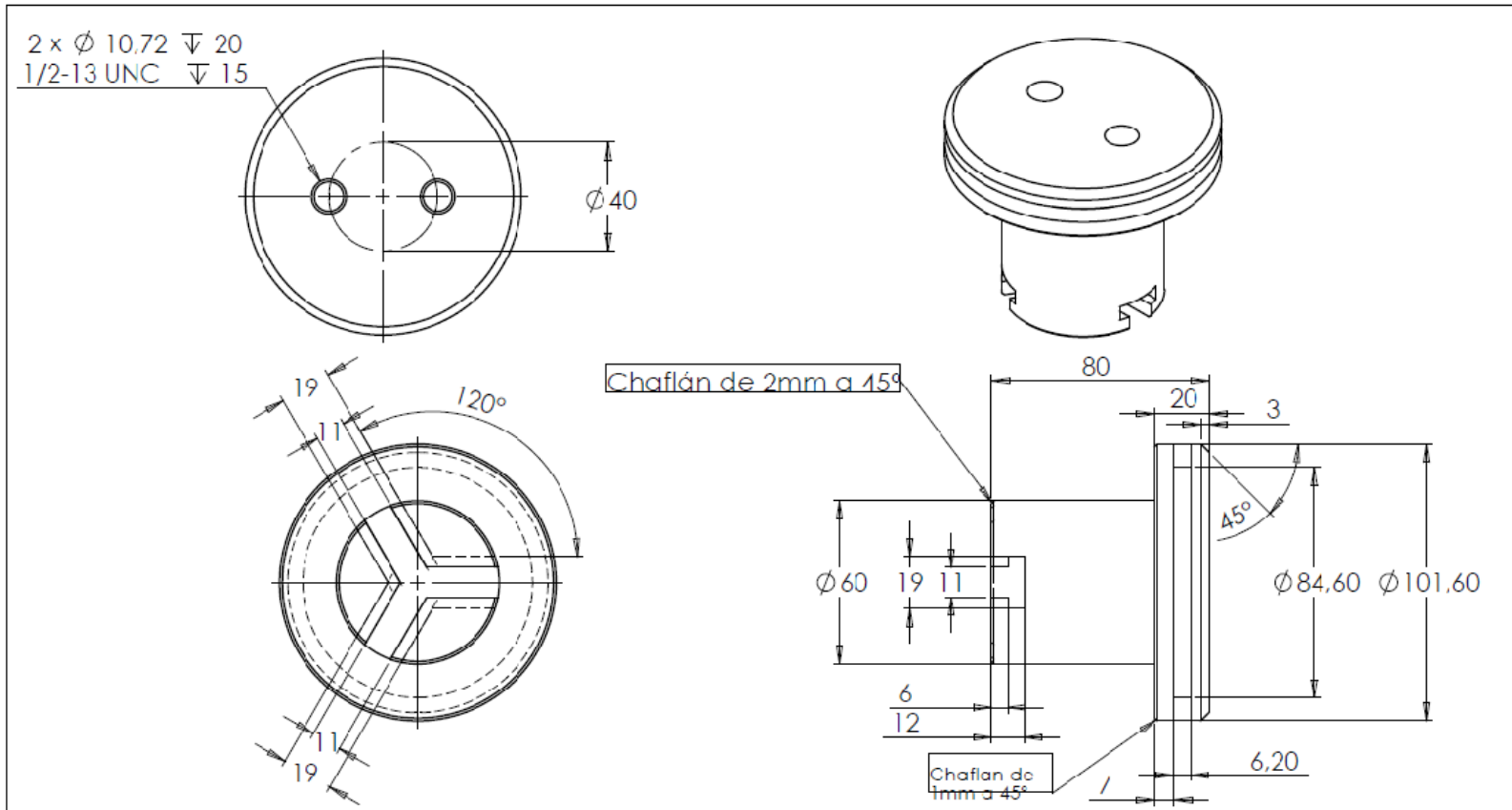




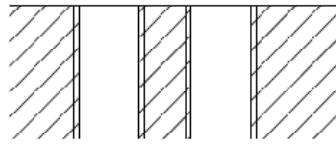


6 \* 11.51 Profundidad 32 mm  
 1/2-20 UNF Profundidad 26 mm

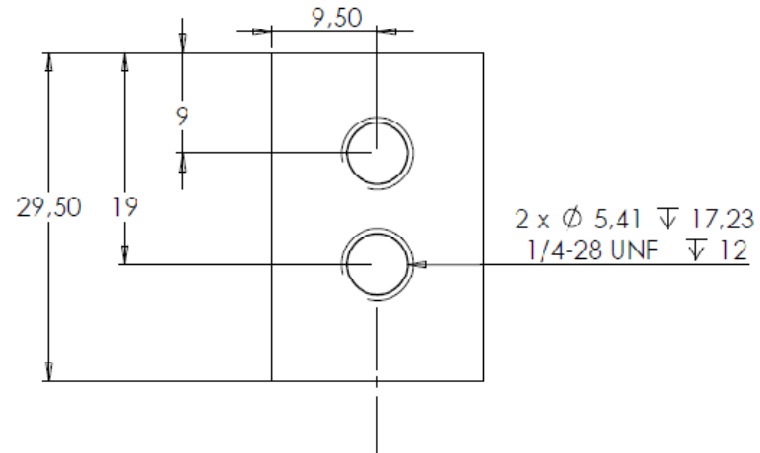
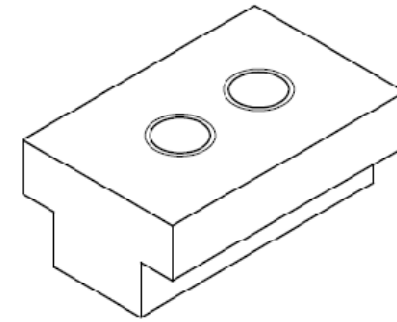
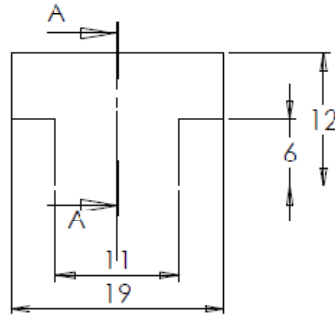
<b>Salvo indicación          contraria todas las cotas          estan en milímetros y los          ángulos en grados</b>	Dibujado: Fabio Andrey Afanador	<b>UNIVERSIDAD          INDUSTRIAL DE          SANTANDER</b>
	Dibujado: Carlos Yañez Llach	
	Nombre del Proyecto: Mordazas hidráulicas	Plano: PL07
	Reviso: Ing. Abel Parada e Ing Alfredo Parada	Nombre: Cilindro
	Material de la pieza: Acero AISI 1045	Número de Piezas: 2
Acabado superficial: Mecanizado y Rectificado	Escala 1 : 2	



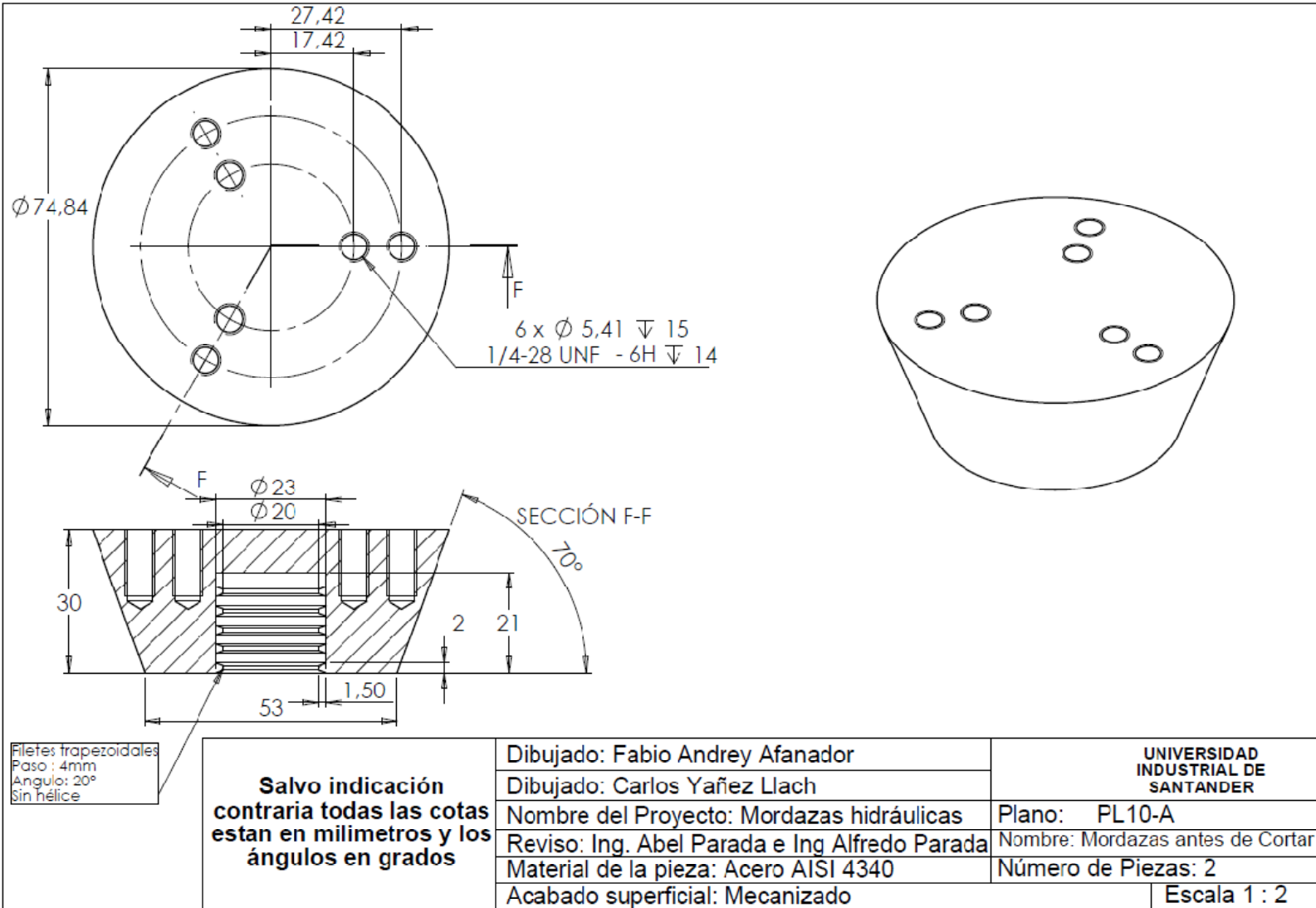
<b>Salvo indicación contraria todas las cotas están en milímetros y los ángulos en grados</b>	Dibujado: Fabio Andrey Afanador	<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>
	Dibujado: Carlos Yañez Llach	
	Nombre del Proyecto: Mordazas hidráulicas	Plano: PL08
	Reviso: Ing. Abel Parada e Ing Alfredo Parada	Nombre: Pistón
	Material de la pieza: Acero AISI 1045	Número de Piezas: 2
Acabado superficial: Mecanizado y Rectificado	Escala 1 : 2	

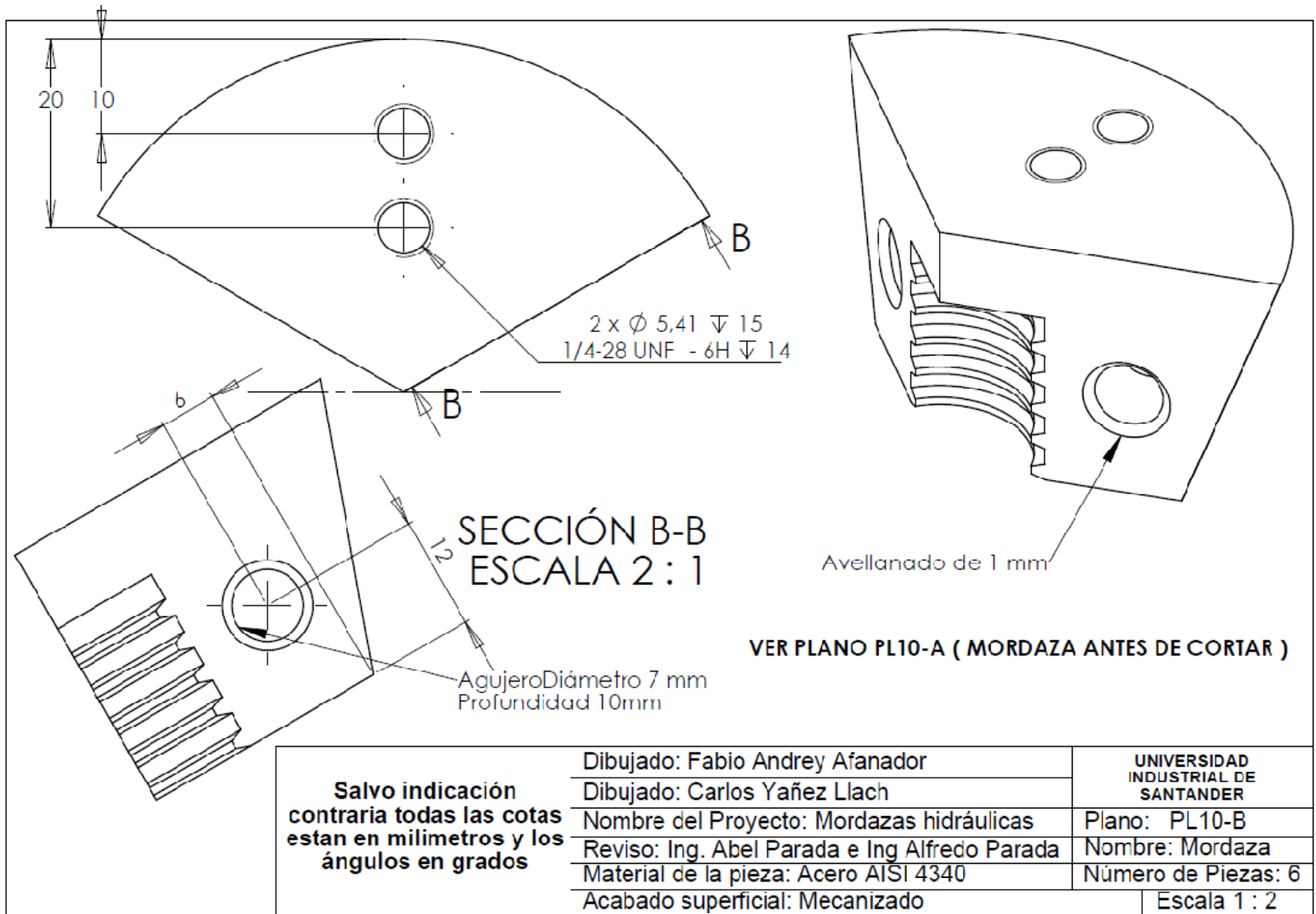


SECCIÓN A-A



<b>Salvo indicación contraria todas las cotas están en milímetros y los ángulos en grados</b>	Dibujado: Fabio Andrey Afanador	<b>UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER</b>
	Dibujado: Carlos Yañez Llach	
	Nombre del Proyecto: Mordazas hidráulicas	Plano: PL09
	Reviso: Ing. Abel Parada e Ing Alfredo Parada	Nombre: Guia
	Material de la pieza: Acero AISI 1045	Número de Piezas: 6
Acabado superficial: Mecanizado	Escala 1 : 2	

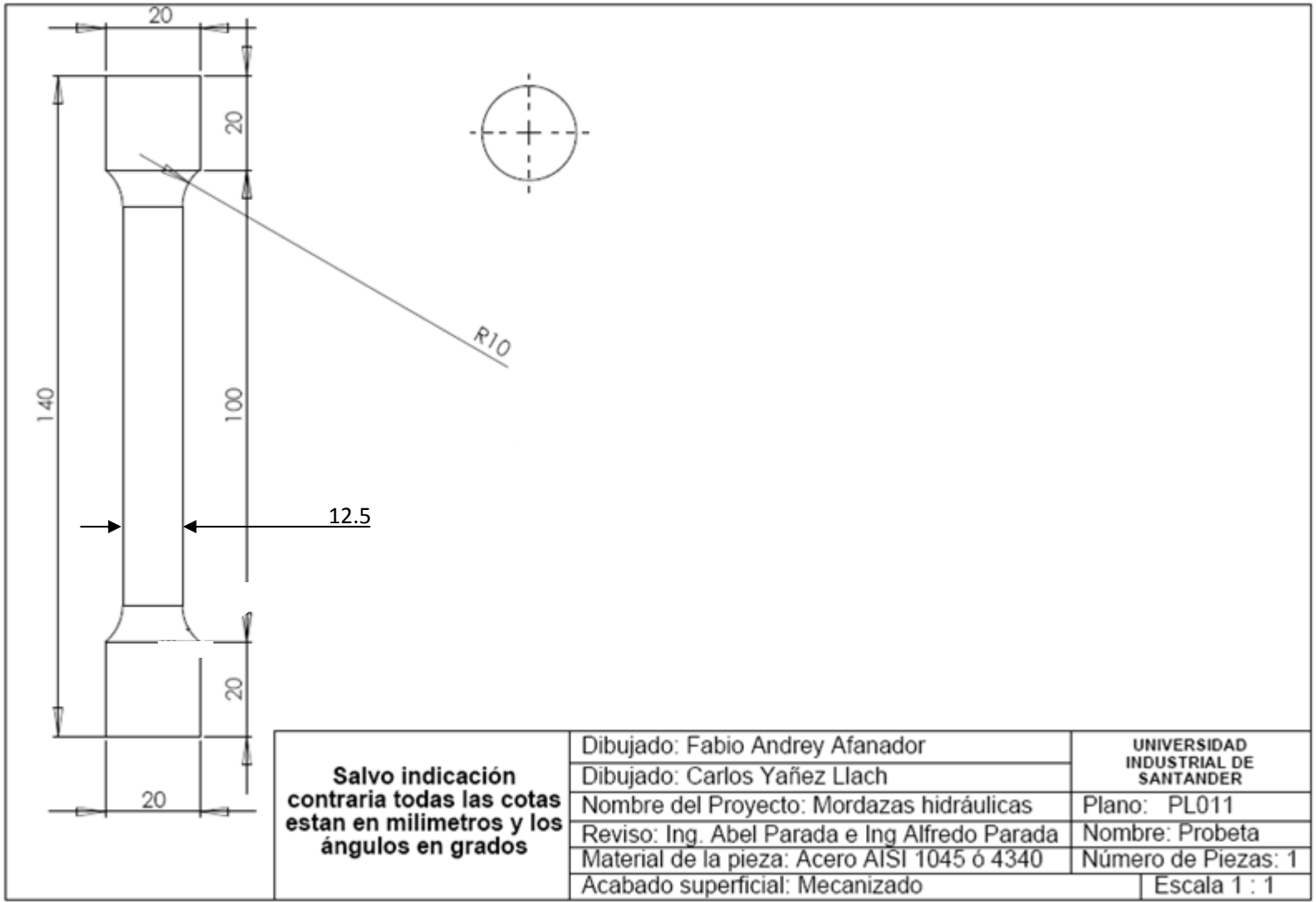




**Salvo indicación  
contraria todas las cotas  
están en milímetros y los  
ángulos en grados**

Dibujado: Fabio Andrey Afanador  
Dibujado: Carlos Yañez Llach  
Nombre del Proyecto: Mordazas hidráulicas  
Reviso: Ing. Abel Parada e Ing Alfredo Parada  
Material de la pieza: Acero AISI 4340  
Acabado superficial: Mecanizado

UNIVERSIDAD  
INDUSTRIAL DE  
SANTANDER  
Plano: PL10-B  
Nombre: Mordaza  
Número de Piezas: 6  
Escala 1 : 2

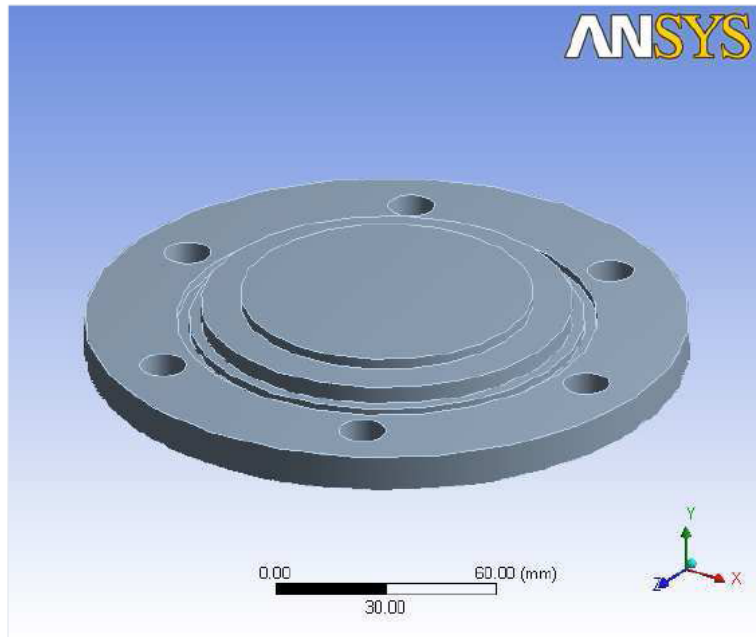


## **ANEXO B. REPORTES DE ANSYS**



### Project

First Saved	Sunday, April 19, 2009
Last Saved	Sunday, April 19, 2009
Product Version	11.0 Release



## Contents

- **Model**
  - **Geometry**
    - **contratapa**
  - **Mesh**
  - **Static Structural**
    - **Analysis Settings**
    - **Loads**
    - **Solution**
      - **Solution Information**
      - **Results**
      - **Max Equivalent Stress**
        - **Results**
      - **Max Shear Stress**
        - **Results**
- **Material Data**
  - **1045**

## Units

TABLE 1

Unit System	Metric (mm, kg, N, C, s, mV, mA)
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s

## Model

### Geometry

TABLE 2  
Model > Geometry

Object Name	Geometry
State	Fully Defined
<b>Definition</b>	
Source	Unnamed.agdb
Type	DesignModeler
Length Unit	Millimeters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Part Color
<b>Bounding Box</b>	
Length X	165, mm
Length Y	18, mm
Length Z	165, mm
<b>Properties</b>	
Volume	2,5878e+005 mm <sup>3</sup>
Mass	2,0314 kg
<b>Statistics</b>	
Bodies	1
Active Bodies	1
Nodes	16501
Elements	8897
<b>Preferences</b>	

Import Solid Bodies	Yes
Import Surface Bodies	Yes
Import Line Bodies	Yes
Parameter Processing	Yes
Personal Parameter Key	DS
CAD Attribute Transfer	No
Named Selection Processing	No
Material Properties Transfer	No
CAD Associativity	Yes
Import Coordinate Systems	No
Reader Save Part File	No
Import Using Instances	Yes
Do Smart Update	No
Attach File Via Temp File	No
Analysis Type	3-D
Mixed Import Resolution	None
Enclosure and Symmetry Processing	Yes

**TABLE 3**  
Model > Geometry > Parts

Object Name	contratapa
State	Meshed
<b>Graphics Properties</b>	
Visible	Yes
Transparency	1
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Material	1045
Stiffness Behavior	Flexible
Nonlinear Material Effects	Yes
<b>Bounding Box</b>	
Length X	165, mm
Length Y	18, mm
Length Z	165, mm
<b>Properties</b>	
Volume	2,5878e+005 mm <sup>3</sup>
Mass	2,0314 kg
Centroid X	5,1587e-006 mm
Centroid Y	-3,2061 mm
Centroid Z	-1,0828e-002 mm
Moment of Inertia Ip1	2942,9 kg-mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip2	5803,1 kg-mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip3	2941,2 kg-mm <sup>2</sup>
<b>Statistics</b>	
Nodes	16501
Elements	8897

### Mesh

**TABLE 4**  
Model > Mesh

Object Name	Mesh
State	Solved
<b>Defaults</b>	

Physics Preference	Mechanical
Relevance	62
<b>Advanced</b>	
Relevance Center	Medium
Element Size	Default
Shape Checking	Standard Mechanical
Solid Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Low
Transition	Fast
<b>Statistics</b>	
Nodes	16501
Elements	8897

## Static Structural

**TABLE 5**  
Model > Analysis

Object Name	Static Structural
State	Fully Defined
<b>Definition</b>	
Physics Type	Structural
Analysis Type	Static Structural
<b>Options</b>	
Reference Temp	22, C

**TABLE 6**  
Model > Static Structural > Analysis Settings

Object Name	Analysis Settings
State	Fully Defined
<b>Step Controls</b>	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	Program Controlled
<b>Solver Controls</b>	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Program Controlled
Large Deflection	Off
Inertia Relief	Off
<b>Nonlinear Controls</b>	
Force Convergence	Program Controlled
Moment Convergence	Program Controlled
Displacement Convergence	Program Controlled
Rotation Convergence	Program Controlled
Line Search	Program Controlled
<b>Output Controls</b>	
Calculate Stress	Yes
Calculate Strain	Yes
Calculate Results At	All Time Points

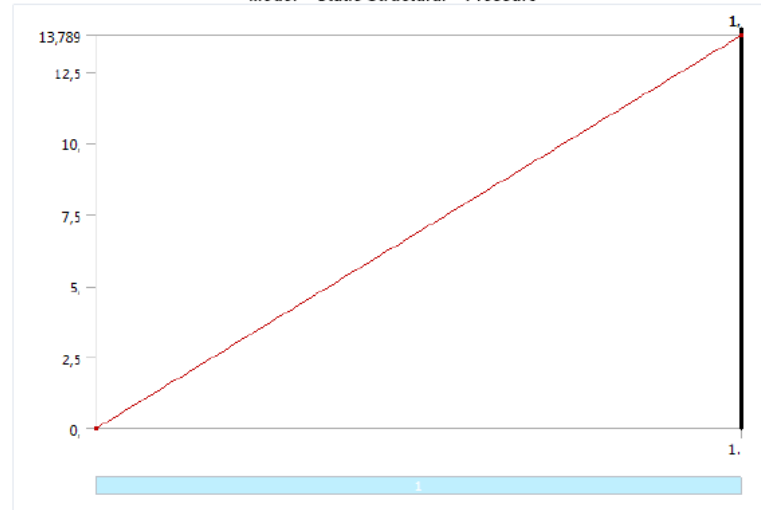
file://C:\Documents and Settings\Angelical\Datos de programa\Ansys\v110\Simulatio... 26/04/2009

Analysis Data Management	
Solver Files Directory	C:\Documents and Settings\Angelical\Escritorio\Ansys12\propuesta\ANSYS\Contratapa\contratapa Simulation Files\Static Structural\
Future Analysis	None
Save ANSYS db	No
Delete Unneeded Files	Yes
Nonlinear Solution	No

TABLE 7  
Model > Static Structural > Loads

Object Name	Pressure	Cylindrical Support	Fixed Support
State	Fully Defined		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	4 Faces	7 Faces	1 Face
Definition			
Define By	Normal To		
Type	Pressure	Cylindrical Support	Fixed Support
Magnitude	13,789 MPa (ramped)		
Suppressed	No		
Radial		Fixed	
Axial		Free	
Tangential		Free	

FIGURE 1  
Model > Static Structural > Pressure



**Solution**

TABLE 8  
Model > Static Structural > Solution

Object Name	<i>Solution</i>
State	Solved
<b>Adaptive Mesh Refinement</b>	
Max Refinement Loops	1,
Refinement Depth	2,

TABLE 9  
Model > Static Structural > Solution > Solution Information

Object Name	<i>Solution Information</i>
State	Solved
<b>Solution Information</b>	
Solution Output	Solver Output
Newton-Raphson Residuals	0
Update Interval	2,5 s
Display Points	All

TABLE 10  
Model > Static Structural > Solution > Results

Object Name	<i>Equivalent Stress</i>	<i>Maximum Shear Stress</i>	<i>Total Deformation</i>
State	Solved		
<b>Scope</b>			
Geometry	All Bodies		
<b>Definition</b>			
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Maximum Shear Stress	Total Deformation
Display Time	End Time		
<b>Results</b>			
Minimum	6,2617e-003 MPa	3,3607e-003 MPa	0, mm
Maximum	11,897 MPa	6,5995 MPa	9,5211e-004 mm
<b>Information</b>			
Time	1, s		
Load Step	1		
Substep	1		
Iteration Number	1		

FIGURE 2  
Model > Static Structural > Solution > Equivalent Stress > Image

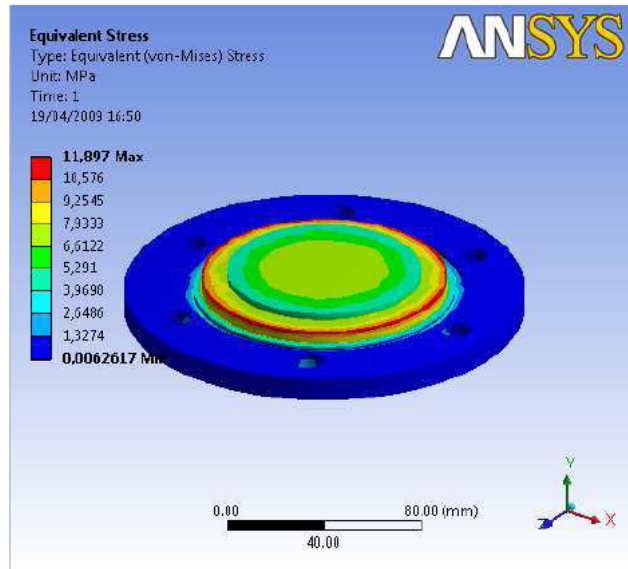


TABLE 11

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Stress Safety Tools

Object Name	Max Equivalent Stress
State	Solved
<b>Definition</b>	
Theory	Max Equivalent Stress
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 12

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Max Equivalent Stress &gt; Results

Object Name	Safety Factor	Safety Margin
State	Solved	
<b>Scope</b>		
Geometry	All Bodies	
<b>Definition</b>		
Type	Safety Factor	Safety Margin
Display Time	End Time	
<b>Results</b>		
Minimum	> 10	> 9
<b>Information</b>		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

FIGURE 3

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Max Equivalent Stress &gt; Safety Factor &gt; Image

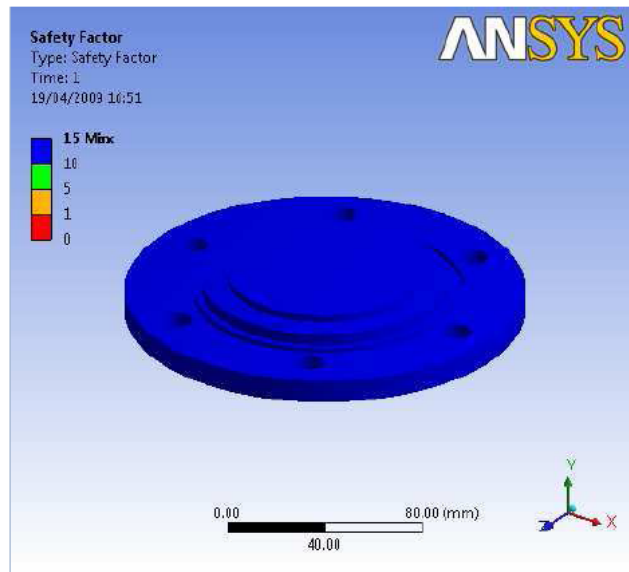


TABLE 13

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Stress Safety Tools

Object Name	Max Shear Stress
State	Solved
<b>Definition</b>	
Theory	Max Shear Stress
Factor	0,5
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 14

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Max Shear Stress &gt; Results

Object Name	Safety Factor	Safety Margin
State	Solved	
<b>Scope</b>		
Geometry	All Bodies	
<b>Definition</b>		
Type	Safety Factor	Safety Margin
Display Time	End Time	
<b>Results</b>		
Minimum	> 10	> 9
<b>Information</b>		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

## Material Data

1045

TABLE 15  
1045 > Constants

Structural	
Young's Modulus	2,e+005 MPa
Poisson's Ratio	0,3
Density	7,85e-006 kg/mm³
Thermal Expansion	1,2e-005 1/C
Tensile Yield Strength	380, MPa
Compressive Yield Strength	380, MPa
Tensile Ultimate Strength	600, MPa
Compressive Ultimate Strength	0, MPa
Thermal	
Thermal Conductivity	6,05e-002 W/mm·C
Specific Heat	434, J/kg·C
Electromagnetics	
Relative Permeability	10000
Resistivity	1,7e-004 Ohm·mm

FIGURE 4  
1045 > Alternating Stress

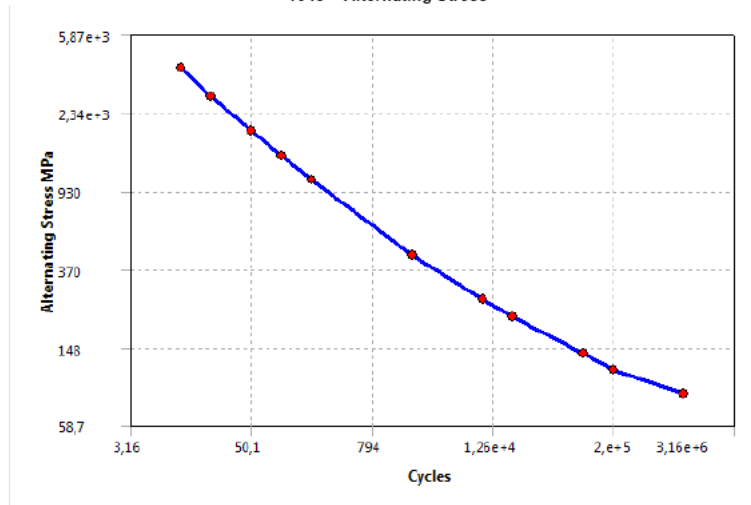


TABLE 16  
1045 > Alternating Stress > Property Attributes

Interpolation	Log-Log
Mean Curve Type	Mean Stress

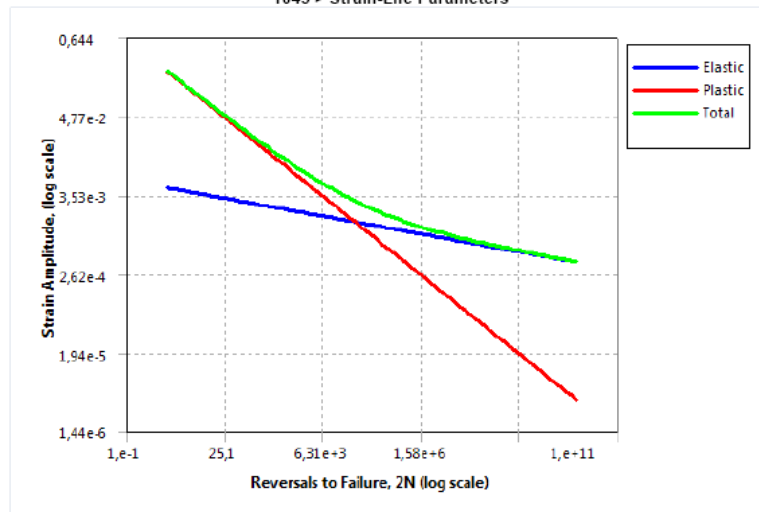
TABLE 17  
1045 > Alternating Stress > Alternating Stress Curve Data

Mean Value MPa	0,
----------------	----

**TABLE 18**  
1045 > Alternating Stress > Alternating Stress vs. Cycles

Cycles	Alternating Stress MPa
10,	3999,
20,	2827,
50,	1896,
100,	1413,
200,	1069,
2000,	441,
10000	262,
20000	214,
1,e+005	138,
2,e+005	114,
1,e+006	86,2

**FIGURE 5**  
1045 > Strain-Life Parameters



**TABLE 19**  
1045 > Strain-Life Parameters > Property Attributes  
Display Curve Type Strain-Life

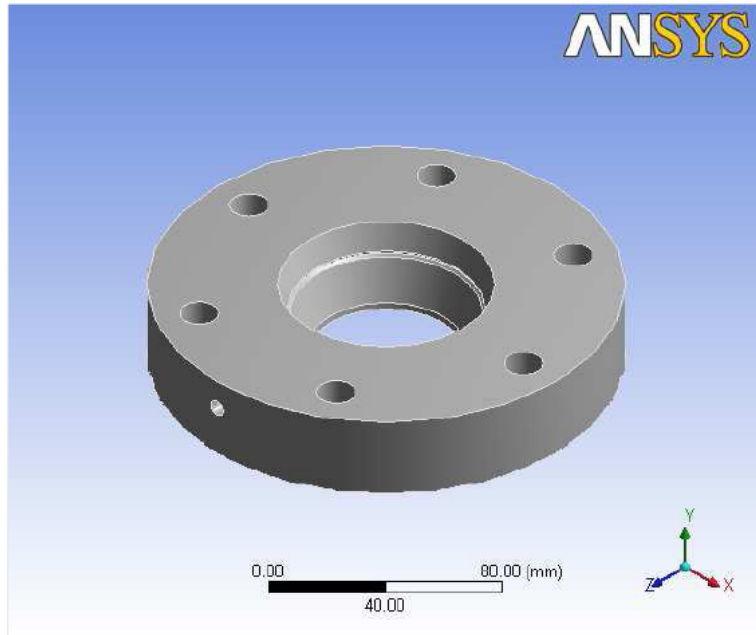
**TABLE 20**  
1045 > Strain-Life Parameters > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient MPa	920,
Strength Exponent	-0,106
Ductility Coefficient	0,213
Ductility Exponent	-0,47
Cyclic Strength Coefficient MPa	1000,
Cyclic Strain Hardening Exponent	0,2



### Project

<i>First Saved</i>	<i>Sunday, April 19, 2009</i>
<i>Last Saved</i>	<i>Sunday, April 19, 2009</i>
<i>Product Version</i>	<i>11.0 Release</i>



## Contents

- **Model**
  - **Geometry**
    - **tapa inferior**
  - **Mesh**
  - **Static Structural**
    - **Analysis Settings**
    - **Loads**
    - **Solution**
      - **Solution Information**
      - **Results**
      - **Max Equivalent Stress**
        - **Results**
      - **Max Shear Stress**
        - **Results**
- **Material Data**
  - **1045**

## Units

TABLE 1

Unit System	Metric (mm, kg, N, C, s, mV, mA)
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s

## Model

### Geometry

TABLE 2  
Model > Geometry

Object Name	Geometry
State	Fully Defined
<b>Definition</b>	
Source	Unnamed.agdb
Type	DesignModeler
Length Unit	Millimeters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Part Color
<b>Bounding Box</b>	
Length X	165, mm
Length Y	30, mm
Length Z	165, mm
<b>Properties</b>	
Volume	5,0216e+005 mm <sup>3</sup>
Mass	3,942 kg
<b>Statistics</b>	
Bodies	1
Active Bodies	1
Nodes	30590
Elements	17656
<b>Preferences</b>	

Import Solid Bodies	Yes
Import Surface Bodies	Yes
Import Line Bodies	Yes
Parameter Processing	Yes
Personal Parameter Key	DS
CAD Attribute Transfer	No
Named Selection Processing	No
Material Properties Transfer	No
CAD Associativity	Yes
Import Coordinate Systems	No
Reader Save Part File	No
Import Using Instances	Yes
Do Smart Update	No
Attach File Via Temp File	No
Analysis Type	3-D
Mixed Import Resolution	None
Enclosure and Symmetry Processing	Yes

**TABLE 3**  
**Model > Geometry > Parts**

Object Name	<i>tapa inferior</i>
State	Meshed
<b>Graphics Properties</b>	
Visible	Yes
Transparency	1
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Material	1045
Stiffness Behavior	Flexible
Nonlinear Material Effects	Yes
<b>Bounding Box</b>	
Length X	165, mm
Length Y	30, mm
Length Z	165, mm
<b>Properties</b>	
Volume	5,0216e+005 mm <sup>3</sup>
Mass	3,942 kg
Centroid X	7,2022e-004 mm
Centroid Y	14,926 mm
Centroid Z	-0,12061 mm
Moment of Inertia Ip1	7801,2 kg·mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip2	15046 kg·mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip3	7828,7 kg·mm <sup>2</sup>
<b>Statistics</b>	
Nodes	30590
Elements	17656

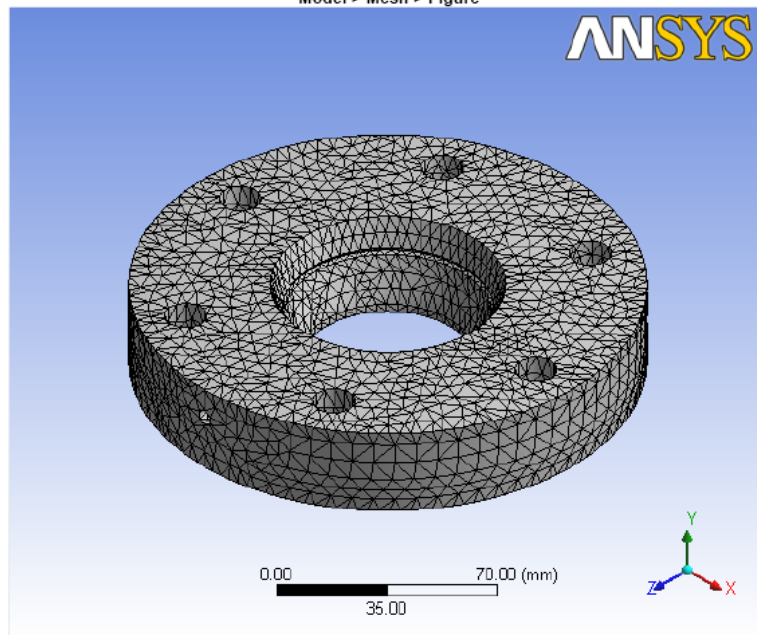
### Mesh

**TABLE 4**  
**Model > Mesh**

Object Name	<i>Mesh</i>
State	Solved
<b>Defaults</b>	

Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
<b>Advanced</b>	
Relevance Center	Fine
Element Size	Default
Shape Checking	Standard Mechanical
Solid Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Low
Transition	Fast
<b>Statistics</b>	
Nodes	30590
Elements	17656

FIGURE 1  
Model > Mesh > Figure



## Static Structural

TABLE 5  
Model > Analysis

Object Name	Static Structural
State	Fully Defined
<b>Definition</b>	
Physics Type	Structural

Analysis Type	Static Structural
<b>Options</b>	
Reference Temp	35, C

**TABLE 6**  
Model > Static Structural > Analysis Settings

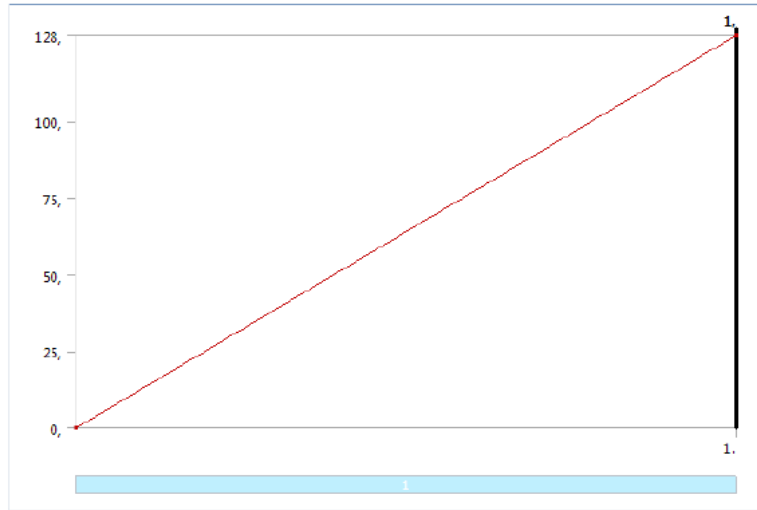
Object Name	<i>Analysis Settings</i>
State	Fully Defined
<b>Step Controls</b>	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	Program Controlled
<b>Solver Controls</b>	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Program Controlled
Large Deflection	Off
Inertia Relief	Off
<b>Nonlinear Controls</b>	
Force Convergence	Program Controlled
Moment Convergence	Program Controlled
Displacement Convergence	Program Controlled
Rotation Convergence	Program Controlled
Line Search	Program Controlled
<b>Output Controls</b>	
Calculate Stress	Yes
Calculate Strain	Yes
Calculate Results At	All Time Points
<b>Analysis Data Management</b>	
Solver Files Directory	C:\Documents and Settings\Angelical\Escritorio\Ansys12\propuesta\ANSYS\tapa de alojamiento\tapa de alojamiento Simulation Files\Static Structural\
Future Analysis	None
Save ANSYS db	No
Delete Unneeded Files	Yes
Nonlinear Solution	No

**TABLE 7**  
Model > Static Structural > Loads

Object Name	<i>Pressure</i>	<i>Fixed Support</i>	<i>Cylindrical Support</i>
State	Fully Defined		
<b>Scope</b>			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	1 Face	6 Faces	
<b>Definition</b>			
Define By	Normal To		
Type	Pressure	Fixed Support	Cylindrical Support
Magnitude	128, MPa (ramped)		
Suppressed	No		
Radial		Fixed	
Axial		Free	

Tangential Fixed

**FIGURE 2**  
Model > Static Structural > Pressure



**Solution**

**TABLE 8**  
Model > Static Structural > Solution

Object Name	Solution
State	Solved
<b>Adaptive Mesh Refinement</b>	
Max Refinement Loops	1,
Refinement Depth	2,

**TABLE 9**  
Model > Static Structural > Solution > Solution Information

Object Name	Solution Information
State	Solved
<b>Solution Information</b>	
Solution Output	Solver Output
Newton-Raphson Residuals	0
Update Interval	2.5 s
Display Points	All

**TABLE 10**  
Model > Static Structural > Solution > Results

Object Name	Equivalent Stress	Maximum Shear Stress	Total Deformation
State	Solved		
<b>Scope</b>			
Geometry	All Bodies		
<b>Definition</b>			

Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Maximum Shear Stress	Total Deformation
Display Time	End Time		
<b>Results</b>			
Minimum	0,22979 MPa	0,13144 MPa	0, mm
Maximum	271,36 MPa	149,86 MPa	6,1882e-002 mm
<b>Information</b>			
Time	1, s		
Load Step	1		
Substep	1		
Iteration Number	1		

FIGURE 3  
Model > Static Structural > Solution > Equivalent Stress > Figure

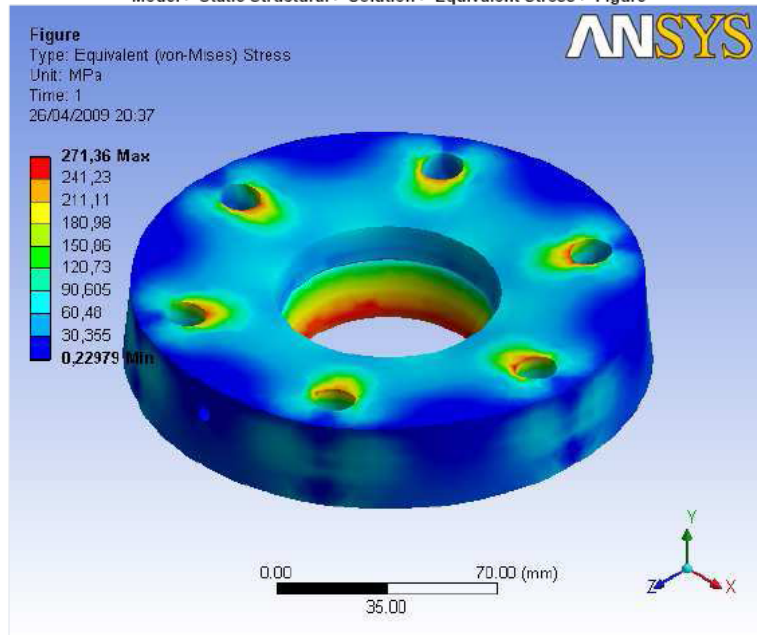


FIGURE 4  
Model > Static Structural > Solution > Total Deformation > Figure

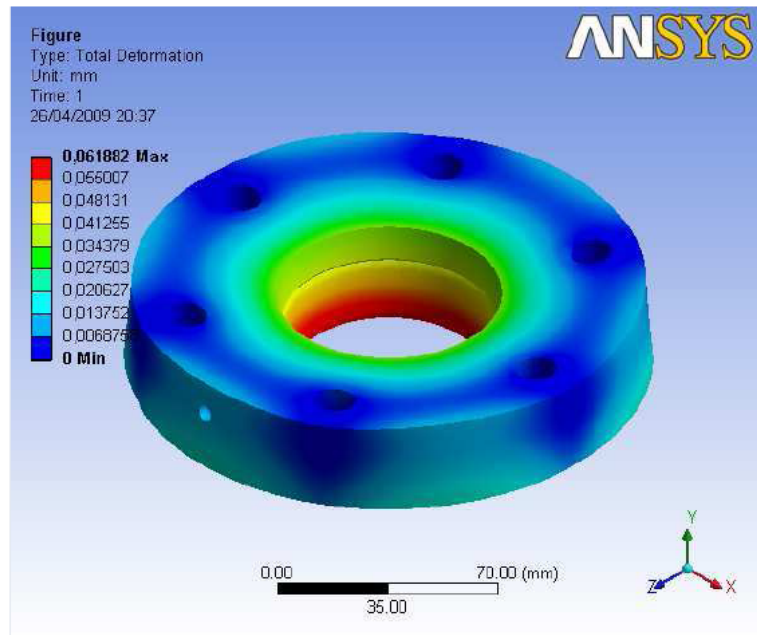


TABLE 11

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Stress Safety Tools

Object Name	Max Equivalent Stress
State	Solved
Definition	
Theory	Max Equivalent Stress
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 12

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Max Equivalent Stress &gt; Results

Object Name	Safety Factor	Safety Margin
State	Solved	
Scope		
Geometry	All Bodies	
Definition		
Type	Safety Factor	Safety Margin
Display Time	End Time	
Results		
Minimum	1,9163	0,9163
Information		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

FIGURE 5

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Max Equivalent Stress &gt; Safety Factor &gt; Figure

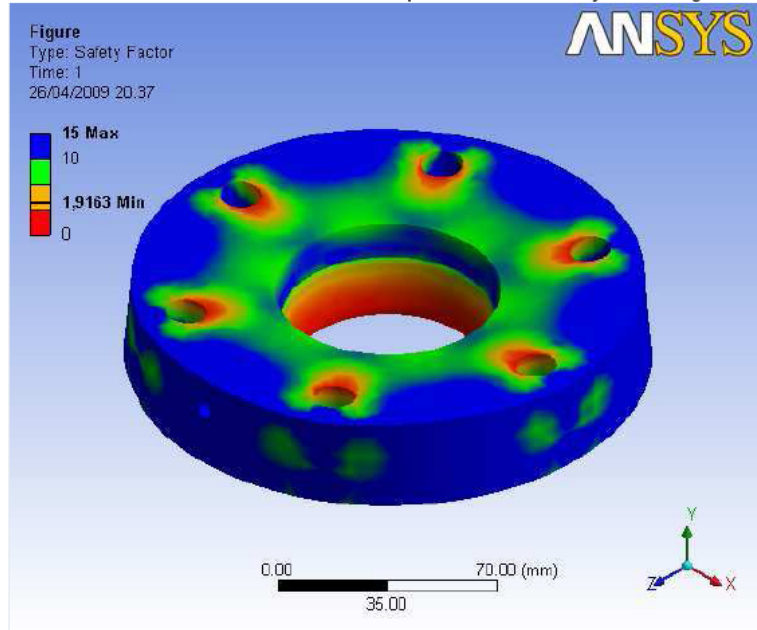


TABLE 13

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Stress Safety Tools

Object Name	Max Shear Stress
State	Solved
<b>Definition</b>	
Theory	Max Shear Stress
Factor	0,5
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 14

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Max Shear Stress &gt; Results

Object Name	Safety Factor	Safety Margin
State	Solved	
<b>Scope</b>		
Geometry	All Bodies	
<b>Definition</b>		
Type	Safety Factor	Safety Margin
Display Time	End Time	
<b>Results</b>		
Minimum	1,7349	0,73491
<b>Information</b>		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

## Material Data

1045

TABLE 15  
1045 > Constants

Structural	
Young's Modulus	2,e+005 MPa
Poisson's Ratio	0,3
Density	7,85e-006 kg/mm <sup>3</sup>
Thermal Expansion	1,2e-005 1/C
Tensile Yield Strength	520, MPa
Compressive Yield Strength	520, MPa
Tensile Ultimate Strength	730, MPa
Compressive Ultimate Strength	0, MPa
Thermal	
Thermal Conductivity	6,05e-002 W/mm-C
Specific Heat	434, J/kg-C
Electromagnetics	
Relative Permeability	10000
Resistivity	1,7e-004 Ohm-mm

FIGURE 6  
1045 > Alternating Stress

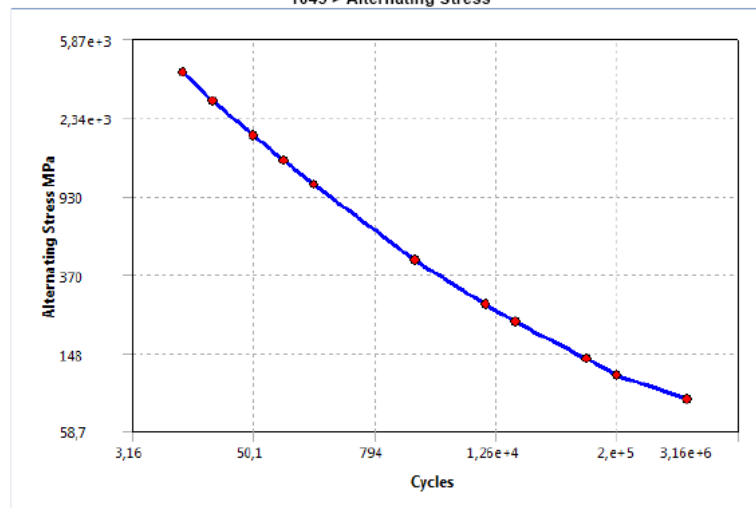


TABLE 16  
1045 > Alternating Stress > Property Attributes

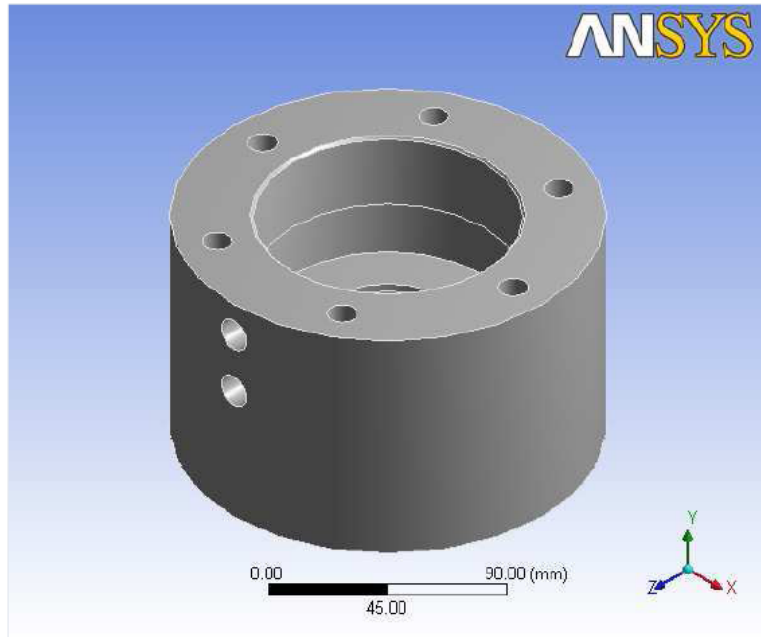
Interpolation	Log-Log
Mean Curve Type	Mean Stress

TABLE 17  
1045 > Alternating Stress > Alternating Stress Curve Data



### Project

First Saved	Saturday, April 18, 2009
Last Saved	Sunday, April 19, 2009
Product Version	11.0 Release



## Contents

- **Model**
  - **Geometry**
    - cilindro
  - **Mesh**
  - **Static Structural**
    - **Analysis Settings**
    - **Loads**
    - **Solution**
      - **Solution Information**
      - **Results**
      - **Max Equivalent Stress**
        - **Results**
      - **Max Shear Stress**
        - **Results**
- **Material Data**
  - 1045

## Units

TABLE 1

Unit System	Metric (mm, kg, N, C, s, mV, mA)
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s

## Model

### Geometry

TABLE 2  
Model > Geometry

Object Name	Geometry
State	Fully Defined
<b>Definition</b>	
Source	Unnamed.agdb
Type	DesignModeler
Length Unit	Millimeters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Part Color
<b>Bounding Box</b>	
Length X	165, mm
Length Y	98, mm
Length Z	165, mm
<b>Properties</b>	
Volume	1,3412e+006 mm <sup>3</sup>
Mass	10,528 kg
<b>Statistics</b>	
Bodies	1
Active Bodies	1
Nodes	93363
Elements	56861
<b>Preferences</b>	

Import Solid Bodies	Yes
Import Surface Bodies	Yes
Import Line Bodies	Yes
Parameter Processing	Yes
Personal Parameter Key	DS
CAD Attribute Transfer	No
Named Selection Processing	No
Material Properties Transfer	No
CAD Associativity	Yes
Import Coordinate Systems	No
Reader Save Part File	No
Import Using Instances	Yes
Do Smart Update	No
Attach File Via Temp File	No
Analysis Type	3-D
Mixed Import Resolution	None
Enclosure and Symmetry Processing	Yes

**TABLE 3**  
**Model > Geometry > Parts**

Object Name	<i>cilindro</i>
State	Meshed
<b>Graphics Properties</b>	
Visible	Yes
Transparency	1
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Material	1045
Stiffness Behavior	Flexible
Nonlinear Material Effects	Yes
<b>Bounding Box</b>	
Length X	165, mm
Length Y	98, mm
Length Z	165, mm
<b>Properties</b>	
Volume	1,3412e+006 mm <sup>3</sup>
Mass	10,528 kg
Centroid X	-8,7225e-004 mm
Centroid Y	47,827 mm
Centroid Z	-0,3233 mm
Moment of Inertia Ip1	30929 kg·mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip2	46401 kg·mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip3	31154 kg·mm <sup>2</sup>
<b>Statistics</b>	
Nodes	93363
Elements	56861

### **Mesh**

**TABLE 4**  
**Model > Mesh**

Object Name	<i>Mesh</i>
State	Solved
<b>Defaults</b>	

Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
<b>Advanced</b>	
Relevance Center	Fine
Element Size	Default
Shape Checking	Standard Mechanical
Solid Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Low
Transition	Fast
<b>Statistics</b>	
Nodes	93363
Elements	56861

## Static Structural

TABLE 5  
Model > Analysis

Object Name	Static Structural
State	Fully Defined
<b>Definition</b>	
Physics Type	Structural
Analysis Type	Static Structural
<b>Options</b>	
Reference Temp	40, C

TABLE 6  
Model > Static Structural > Analysis Settings

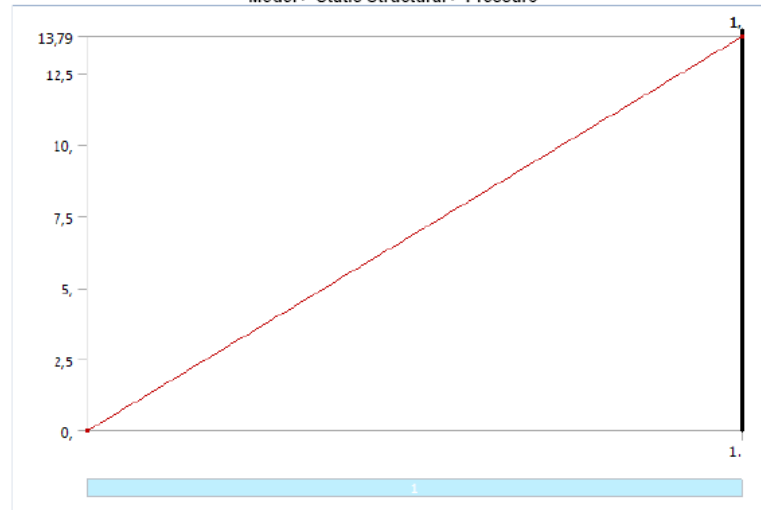
Object Name	Analysis Settings
State	Fully Defined
<b>Step Controls</b>	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	Program Controlled
<b>Solver Controls</b>	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Program Controlled
Large Deflection	Off
Inertia Relief	Off
<b>Nonlinear Controls</b>	
Force Convergence	Program Controlled
Moment Convergence	Program Controlled
Displacement Convergence	Program Controlled
Rotation Convergence	Program Controlled
Line Search	Program Controlled
<b>Output Controls</b>	
Calculate Stress	Yes
Calculate Strain	Yes
Calculate Results At	All Time Points

Analysis Data Management	
Solver Files Directory	C:\Documents and Settings\Angelical\Escritorio\Ansys12\propuesta\ANSYS\cilindro\Model Simulation Files\Static Structural\
Future Analysis	None
Save ANSYS db	No
Delete Unneeded Files	Yes
Nonlinear Solution	No

**TABLE 7**  
Model > Static Structural > Loads

Object Name	Pressure	Cylindrical Support	Force	Cylindrical Support 2
State	Fully Defined			
<b>Scope</b>				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	4 Faces	6 Faces		
<b>Definition</b>				
Define By	Normal To		Components	
Type	Pressure	Cylindrical Support	Force	Cylindrical Support
Magnitude	13,79 MPa (ramped)			
Suppressed	No			
Radial		Fixed		Fixed
Axial		Fixed		Free
Tangential		Fixed		Fixed
X Component			0, N (ramped)	
Y Component			2,5113e+005 N (ramped)	
Z Component			0, N (ramped)	

**FIGURE 1**  
Model > Static Structural > Pressure



**FIGURE 2**  
Model > Static Structural > Force



### Solution

TABLE 8  
Model > Static Structural > Solution

Object Name	Solution
State	Solved
<b>Adaptive Mesh Refinement</b>	
Max Refinement Loops	1,
Refinement Depth	2,

TABLE 9  
Model > Static Structural > Solution > Solution Information

Object Name	Solution Information
State	Solved
<b>Solution Information</b>	
Solution Output	Solver Output
Newton-Raphson Residuals	0
Update Interval	2,5 s
Display Points	All

TABLE 10  
Model > Static Structural > Solution > Results

Object Name	Equivalent Stress	Maximum Shear Stress	Total Deformation
State	Solved		
<b>Scope</b>			
Geometry	All Bodies		
<b>Definition</b>			
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Maximum Shear Stress	Total Deformation
Display Time	End Time		
<b>Results</b>			
Minimum	0,11392 MPa	6,5764e-002 MPa	0, mm

Maximum	92,3 MPa	51,509 MPa	1,058e-002 mm
<b>Information</b>			
Time	1, s		
Load Step	1		
Substep	1		
Iteration Number	1		

FIGURE 3  
Model > Static Structural > Solution > Equivalent Stress > Image

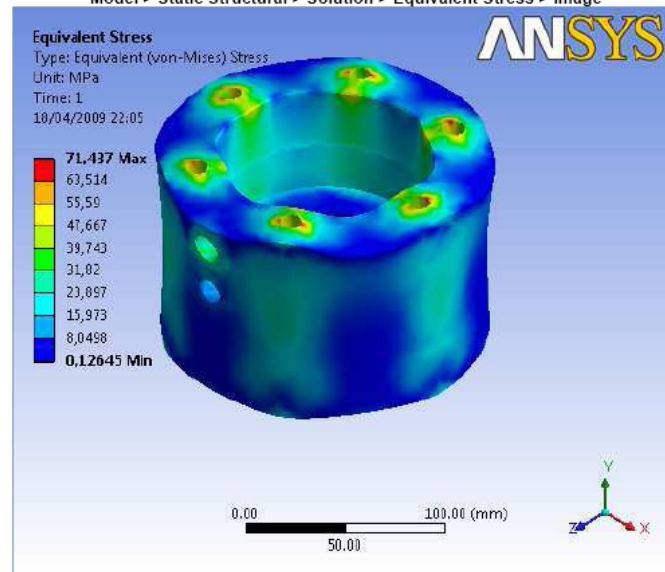


FIGURE 4  
Model > Static Structural > Solution > Total Deformation > Image

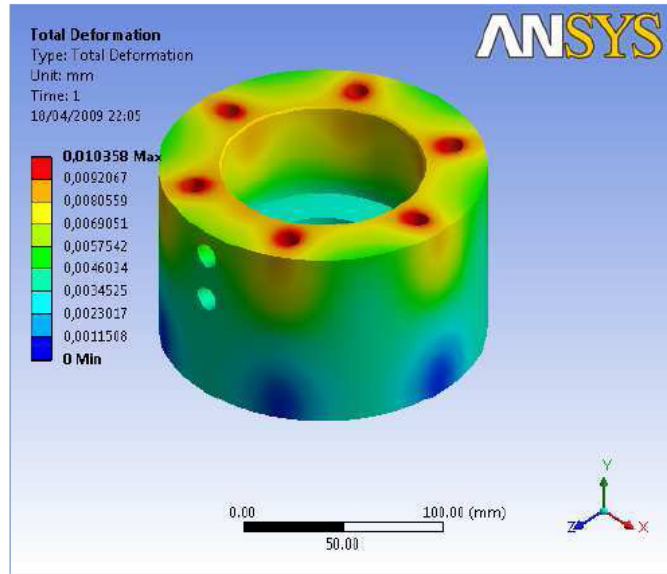


TABLE 11

Model > Static Structural > Solution > Stress Safety Tools

Object Name	Max Equivalent Stress
State	Solved
<b>Definition</b>	
Theory	Max Equivalent Stress
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 12

Model > Static Structural > Solution > Max Equivalent Stress > Results

Object Name	Safety Factor	Safety Margin
State	Solved	
<b>Scope</b>		
Geometry	All Bodies	
<b>Definition</b>		
Type	Safety Factor	Safety Margin
Display Time	End Time	
<b>Results</b>		
Minimum	4,117	3,117
<b>Information</b>		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

FIGURE 5

Model > Static Structural > Solution > Max Equivalent Stress > Safety Factor > Image

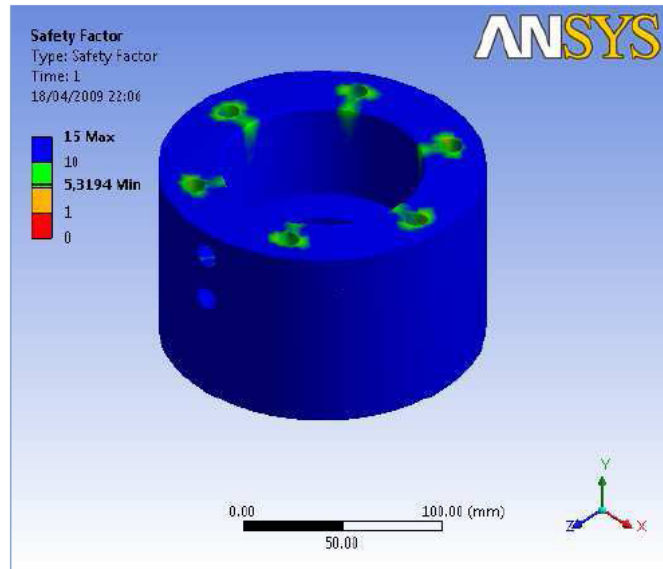


TABLE 13

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Stress Safety Tools

Object Name	Max Shear Stress
State	Solved
<b>Definition</b>	
Theory	Max Shear Stress
Factor	0,5
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 14

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Max Shear Stress &gt; Results

Object Name	Safety Factor	Safety Margin
State	Solved	
<b>Scope</b>		
Geometry	All Bodies	
<b>Definition</b>		
Type	Safety Factor	Safety Margin
Display Time	End Time	
<b>Results</b>		
Minimum	3,6887	2,6887
<b>Information</b>		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

## Material Data

1045

TABLE 15  
1045 > Constants

Structural	
Young's Modulus	2,e+005 MPa
Poisson's Ratio	0,3
Density	7,85e-006 kg/mm³
Thermal Expansion	1,2e-005 1/°C
Tensile Yield Strength	380, MPa
Compressive Yield Strength	380, MPa
Tensile Ultimate Strength	600, MPa
Compressive Ultimate Strength	0, MPa
Thermal	
Thermal Conductivity	6,05e-002 W/mm·C
Specific Heat	434, J/kg·C
Electromagnetics	
Relative Permeability	10000
Resistivity	1,7e-004 Ohm·mm

FIGURE 6  
1045 > Alternating Stress

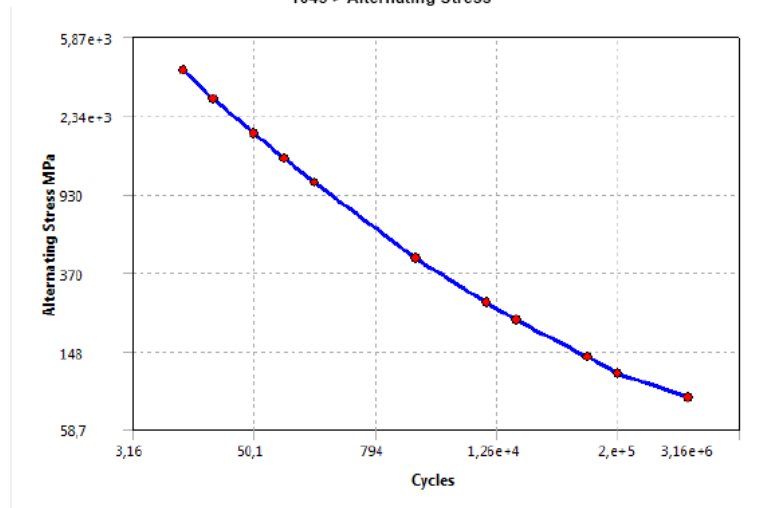


TABLE 16  
1045 > Alternating Stress > Property Attributes

Interpolation	Log-Log
Mean Curve Type	Mean Stress

TABLE 17  
1045 > Alternating Stress > Alternating Stress Curve Data

Mean Value MPa	0,
----------------	----

TABLE 18  
1045 > Alternating Stress > Alternating Stress vs. Cycles

Cycles	Alternating Stress MPa
10,	3999,
20,	2827,
50,	1896,
100,	1413,
200,	1069,
2000,	441,
10000,	262,
20000,	214,
1,e+005	138,
2,e+005	114,
1,e+006	86,2

FIGURE 7  
1045 > Strain-Life Parameters

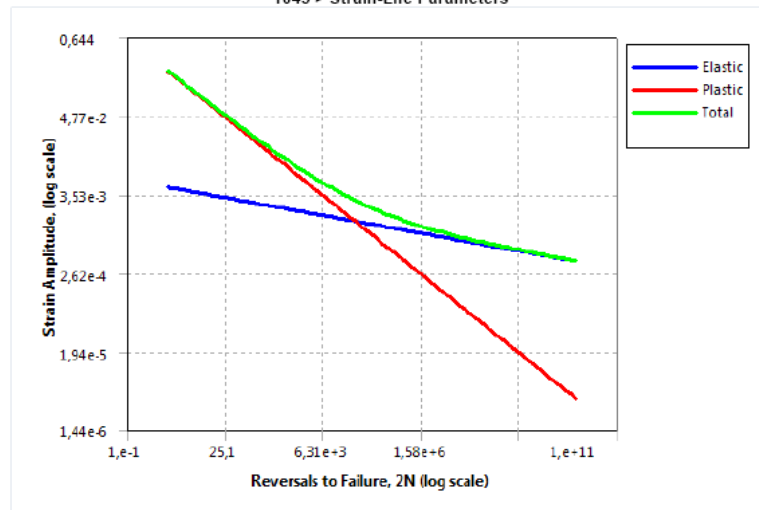


TABLE 19  
1045 > Strain-Life Parameters > Property Attributes  
Display Curve Type Strain-Life

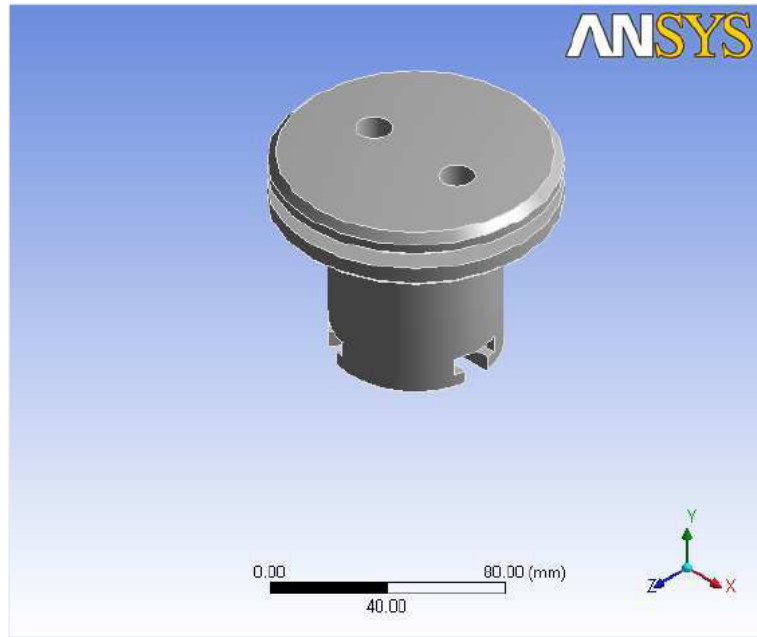
TABLE 20  
1045 > Strain-Life Parameters > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient MPa	920,
Strength Exponent	-0,106
Ductility Coefficient	0,213
Ductility Exponent	-0,47
Cyclic Strength Coefficient MPa	1000,
Cyclic Strain Hardening Exponent	0,2



### Project

First Saved	Sunday, April 19, 2009
Last Saved	Sunday, April 19, 2009
Product Version	11.0 Release



## Contents

- **Model**
  - Geometry
    - piston
  - Mesh
  - **Static Structural**
    - Analysis Settings
    - Loads
    - Solution
      - Solution Information
      - Results
      - Max Equivalent Stress
        - Results
      - Max Shear Stress
        - Results
- **Material Data**
  - 1045

## Units

TABLE 1

Unit System	Metric (mm, kg, N, C, s, mV, mA)
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s

## Model

### *Geometry*

TABLE 2  
Model > Geometry

Object Name	<i>Geometry</i>
State	Fully Defined
<b>Definition</b>	
Source	Unnamed.agdb
Type	DesignModeler
Length Unit	Millimeters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Part Color
<b>Bounding Box</b>	
Length X	101,6 mm
Length Y	80, mm
Length Z	101,6 mm
<b>Properties</b>	
Volume	2,951e+005 mm <sup>3</sup>
Mass	2,3165 kg
<b>Statistics</b>	
Bodies	1
Active Bodies	1
Nodes	42024
Elements	24455
<b>Preferences</b>	

Import Solid Bodies	Yes
Import Surface Bodies	Yes
Import Line Bodies	Yes
Parameter Processing	Yes
Personal Parameter Key	DS
CAD Attribute Transfer	No
Named Selection Processing	No
Material Properties Transfer	No
CAD Associativity	Yes
Import Coordinate Systems	No
Reader Save Part File	No
Import Using Instances	Yes
Do Smart Update	No
Attach File Via Temp File	No
Analysis Type	3-D
Mixed Import Resolution	None
Enclosure and Symmetry Processing	Yes

**TABLE 3**  
**Model > Geometry > Parts**

Object Name	<i>piston</i>
State	Meshed
<b>Graphics Properties</b>	
Visible	Yes
Transparency	1
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Material	1045
Stiffness Behavior	Flexible
Nonlinear Material Effects	Yes
<b>Bounding Box</b>	
Length X	101,6 mm
Length Y	80, mm
Length Z	101,6 mm
<b>Properties</b>	
Volume	2,951e+005 mm <sup>3</sup>
Mass	2,3165 kg
Centroid X	4,0769e-008 mm
Centroid Y	-9,8756 mm
Centroid Z	-3,9527e-009 mm
Moment of Inertia Ip1	2108,4 kg-mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip2	1849,8 kg-mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip3	2093,2 kg-mm <sup>2</sup>
<b>Statistics</b>	
Nodes	42024
Elements	24455

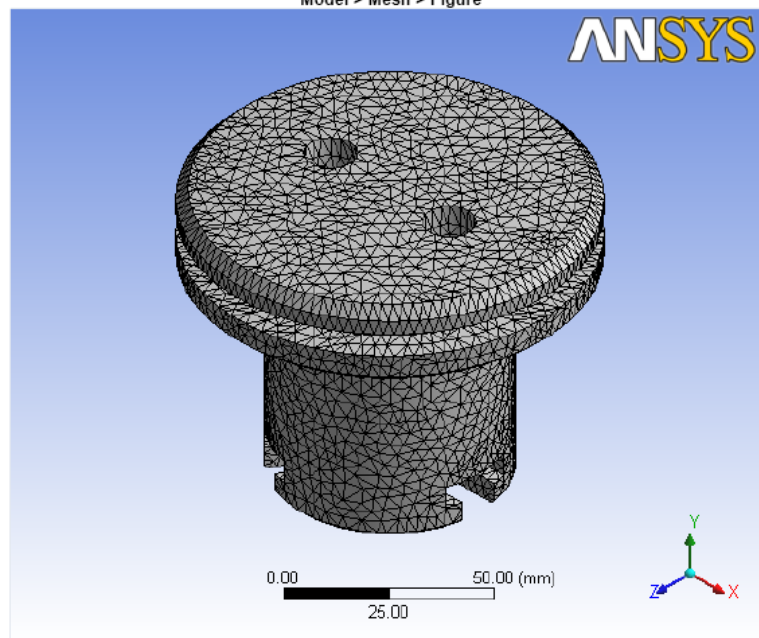
### Mesh

**TABLE 4**  
**Model > Mesh**

Object Name	<i>Mesh</i>
State	Solved
<b>Defaults</b>	

Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
<b>Advanced</b>	
Relevance Center	Fine
Element Size	Default
Shape Checking	Standard Mechanical
Solid Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Low
Transition	Fast
<b>Statistics</b>	
Nodes	42024
Elements	24455

FIGURE 1  
Model > Mesh > Figure



## Static Structural

TABLE 5  
Model > Analysis

Object Name	Static Structural
State	Fully Defined
<b>Definition</b>	
Physics Type	Structural

Analysis Type	Static Structural
<b>Options</b>	
Reference Temp	40, C

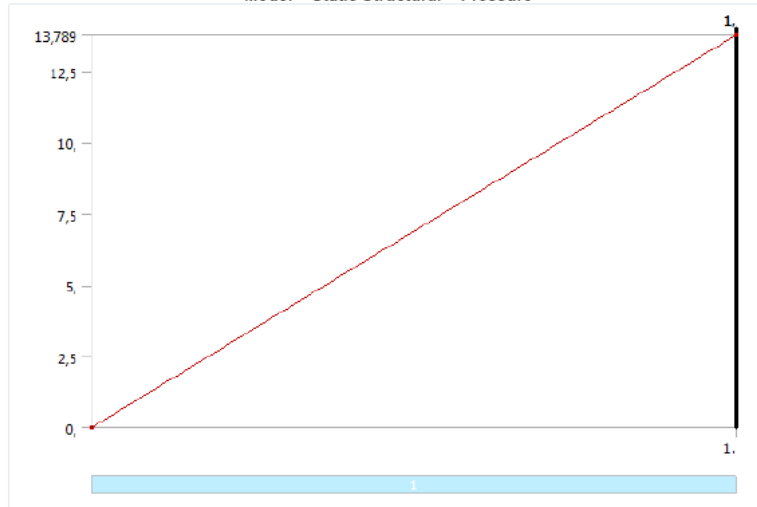
**TABLE 6**  
Model > Static Structural > Analysis Settings

Object Name	<i>Analysis Settings</i>		
State	Fully Defined		
<b>Step Controls</b>			
Number Of Steps	1,		
Current Step Number	1,		
Step End Time	1, s		
Auto Time Stepping	Program Controlled		
<b>Solver Controls</b>			
Solver Type	Program Controlled		
Weak Springs	Program Controlled		
Large Deflection	Off		
Inertia Relief	Off		
<b>Nonlinear Controls</b>			
Force Convergence	Program Controlled		
Moment Convergence	Program Controlled		
Displacement Convergence	Program Controlled		
Rotation Convergence	Program Controlled		
Line Search	Program Controlled		
<b>Output Controls</b>			
Calculate Stress	Yes		
Calculate Strain	Yes		
Calculate Results At	All Time Points		
<b>Analysis Data Management</b>			
Solver Files Directory	C:\Documents and Settings\Angelical\Escritorio\Ansys12 \propuesta\ANSYS\piston\piston Simulation Files\Static Structural\		
Future Analysis	None		
Save ANSYS db	No		
Delete Unneeded Files	Yes		
Nonlinear Solution	No		

**TABLE 7**  
Model > Static Structural > Loads

Object Name	<i>Pressure</i>	<i>Cylindrical Support</i>	<i>Fixed Support</i>
State	Fully Defined		
<b>Scope</b>			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	14 Faces	3 Faces	
<b>Definition</b>			
Define By	Normal To		
Type	Pressure	Cylindrical Support	Fixed Support
Magnitude	13,789 MPa (ramped)		
Suppressed	No		
Radial		Fixed	
Axial		Free	
Tangential		Free	

**FIGURE 2**  
Model > Static Structural > Pressure



### Solution

**TABLE 8**  
Model > Static Structural > Solution

Object Name	Solution
State	Solved
<b>Adaptive Mesh Refinement</b>	
Max Refinement Loops	1,
Refinement Depth	2,

**TABLE 9**  
Model > Static Structural > Solution > Solution Information

Object Name	Solution Information
State	Solved
<b>Solution Information</b>	
Solution Output	Solver Output
Newton-Raphson Residuals	0
Update Interval	2,5 s
Display Points	All

**TABLE 10**  
Model > Static Structural > Solution > Results

Object Name	Equivalent Stress	Maximum Shear Stress	Total Deformation
State	Solved		
<b>Scope</b>			
Geometry	All Bodies		
<b>Definition</b>			
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Maximum Shear Stress	Total Deformation
Display Time	End Time		

Results			
Minimum	0,96991 MPa	0,52077 MPa	0, mm
Maximum	152,02 MPa	79,83 MPa	2,4159e-002 mm
Information			
Time	1, s		
Load Step	1		
Substep	1		
Iteration Number	1		

FIGURE 3  
Model > Static Structural > Solution > Equivalent Stress > Figure

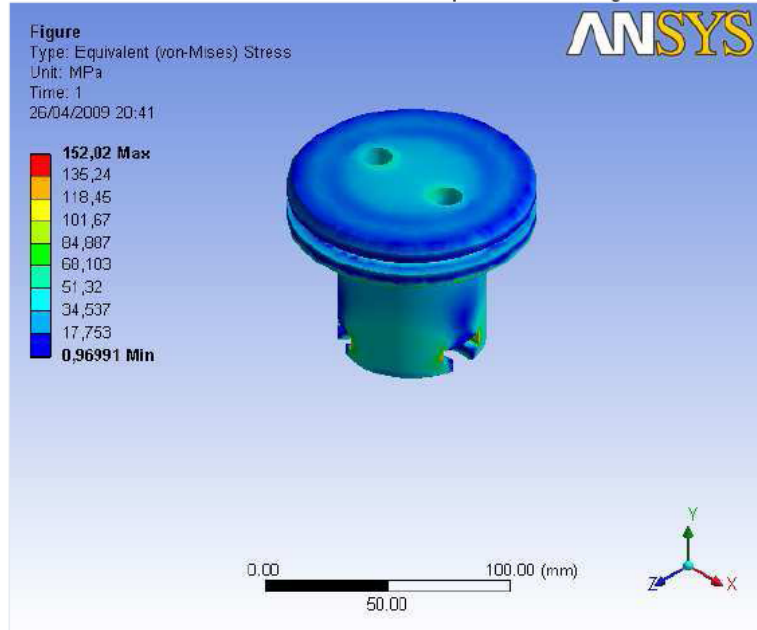


FIGURE 4  
Model > Static Structural > Solution > Total Deformation > Figure

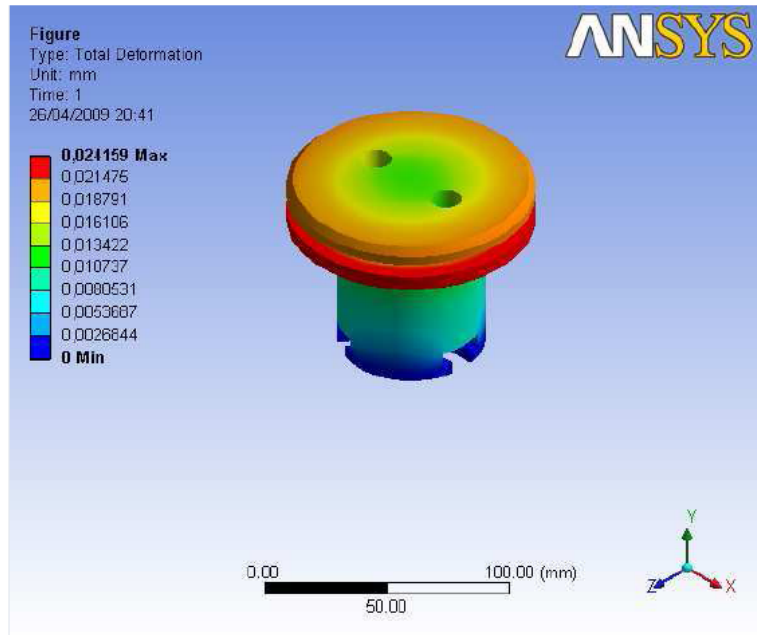


TABLE 11

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Stress Safety Tools

Object Name	Max Equivalent Stress
State	Solved
<b>Definition</b>	
Theory	Max Equivalent Stress
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 12

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Max Equivalent Stress &gt; Results

Object Name	Safety Factor	Safety Margin
State	Solved	
<b>Scope</b>		
Geometry	All Bodies	
<b>Definition</b>		
Type	Safety Factor	Safety Margin
Display Time	End Time	
<b>Results</b>		
Minimum	2.4997	1.4997
<b>Information</b>		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

FIGURE 5

Model > Static Structural > Solution > Max Equivalent Stress > Safety Factor > Figure

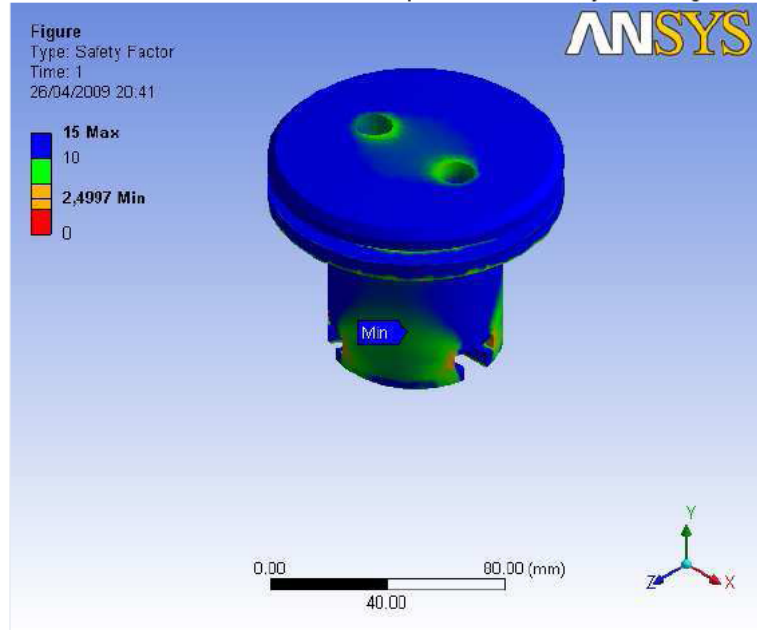


TABLE 13

Model > Static Structural > Solution > Stress Safety Tools

Object Name	Max Shear Stress
State	Solved
<b>Definition</b>	
Theory	Max Shear Stress
Factor	0,5
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 14

Model > Static Structural > Solution > Max Shear Stress > Results

Object Name	Safety Factor	Safety Margin
State	Solved	
<b>Scope</b>		
Geometry	All Bodies	
<b>Definition</b>		
Type	Safety Factor	Safety Margin
Display Time	End Time	
<b>Results</b>		
Minimum	2,38	1,38
<b>Information</b>		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

## Material Data

1045

TABLE 15  
1045 > Constants

Structural	
Young's Modulus	2,e+005 MPa
Poisson's Ratio	0,3
Density	7,85e-006 kg/mm <sup>3</sup>
Thermal Expansion	1,2e-005 1/°C
Tensile Yield Strength	380, MPa
Compressive Yield Strength	380, MPa
Tensile Ultimate Strength	600, MPa
Compressive Ultimate Strength	0, MPa
Thermal	
Thermal Conductivity	6,05e-002 W/mm-C
Specific Heat	434, J/kg-C
Electromagnetics	
Relative Permeability	10000
Resistivity	1,7e-004 Ohm-mm

FIGURE 6  
1045 > Alternating Stress

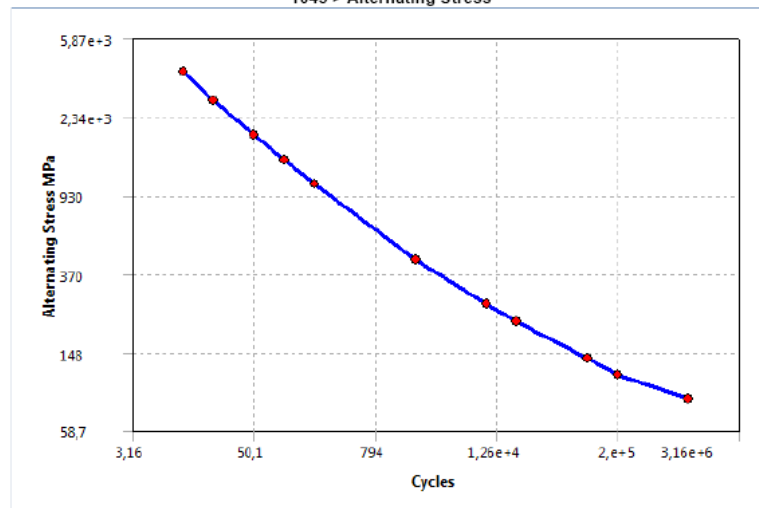


TABLE 16  
1045 > Alternating Stress > Property Attributes

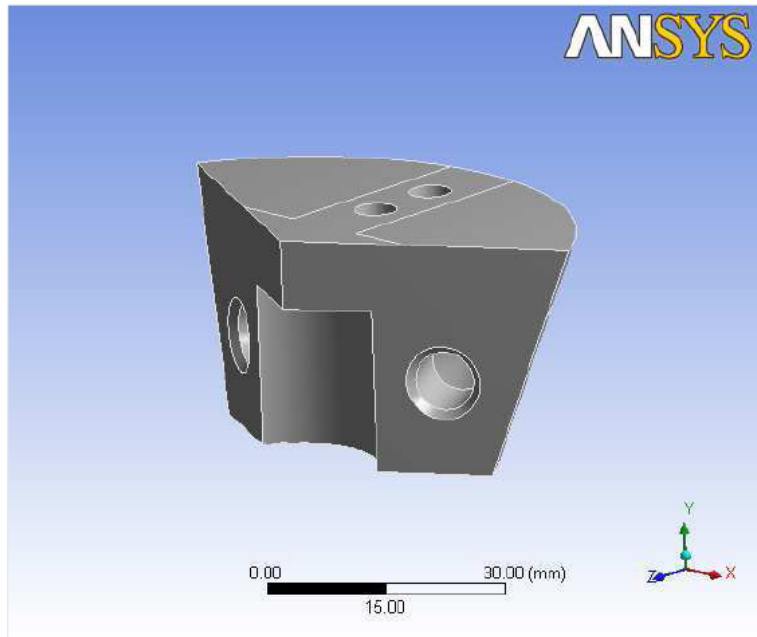
Interpolation	Log-Log
Mean Curve Type	Mean Stress

TABLE 17  
1045 > Alternating Stress > Alternating Stress Curve Data



### *Project*

<i>First Saved</i>	<i>Tuesday, April 21, 2009</i>
<i>Last Saved</i>	<i>Tuesday, April 21, 2009</i>
<i>Product Version</i>	<i>11.0 Release</i>



## Contents

- **Model**
  - **Geometry**
    - [mordaza antes de la guia](#)
  - **Mesh**
  - **Static Structural**
    - [Analysis Settings](#)
    - [Loads](#)
    - [Solution](#)
      - [Solution Information](#)
      - [Results](#)
      - [Max Equivalent Stress](#)
        - [Results](#)
      - [Max Shear Stress](#)
        - [Results](#)
- **Material Data**
  - [Structural Steel](#)

## Units

TABLE 1

Unit System	Metric (mm, kg, N, C, s, mV, mA)
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s

## Model

### Geometry

TABLE 2  
Model > Geometry

Object Name	Geometry
State	Fully Defined
<b>Definition</b>	
Source	Unnamed.agdb
Type	DesignModeler
Length Unit	Millimeters
Element Control	Program Controlled
Display Style	Part Color
<b>Bounding Box</b>	
Length X	64,812 mm
Length Y	30, mm
Length Z	37,419 mm
<b>Properties</b>	
Volume	27775 mm <sup>3</sup>
Mass	0,21804 kg
<b>Statistics</b>	
Bodies	1
Active Bodies	1
Nodes	39025
Elements	23658
<b>Preferences</b>	

Import Solid Bodies	Yes
Import Surface Bodies	Yes
Import Line Bodies	Yes
Parameter Processing	Yes
Personal Parameter Key	DS
CAD Attribute Transfer	No
Named Selection Processing	No
Material Properties Transfer	No
CAD Associativity	Yes
Import Coordinate Systems	No
Reader Save Part File	No
Import Using Instances	Yes
Do Smart Update	No
Attach File Via Temp File	No
Analysis Type	3-D
Mixed Import Resolution	None
Enclosure and Symmetry Processing	Yes

**TABLE 3**  
Model > Geometry > Parts

Object Name	<i>mordaza antes de la guia</i>
State	Meshed
<b>Graphics Properties</b>	
Visible	Yes
Transparency	1
<b>Definition</b>	
Suppressed	No
Material	Structural Steel
Stiffness Behavior	Flexible
Nonlinear Material Effects	Yes
<b>Bounding Box</b>	
Length X	64,812 mm
Length Y	30, mm
Length Z	37,419 mm
<b>Properties</b>	
Volume	27775 mm <sup>3</sup>
Mass	0,21804 kg
Centroid X	3,6351e-005 mm
Centroid Y	17,369 mm
Centroid Z	-19,102 mm
Moment of Inertia Ip1	26,193 kg-mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip2	46,831 kg-mm <sup>2</sup>
Moment of Inertia Ip3	53,64 kg-mm <sup>2</sup>
<b>Statistics</b>	
Nodes	39025
Elements	23658

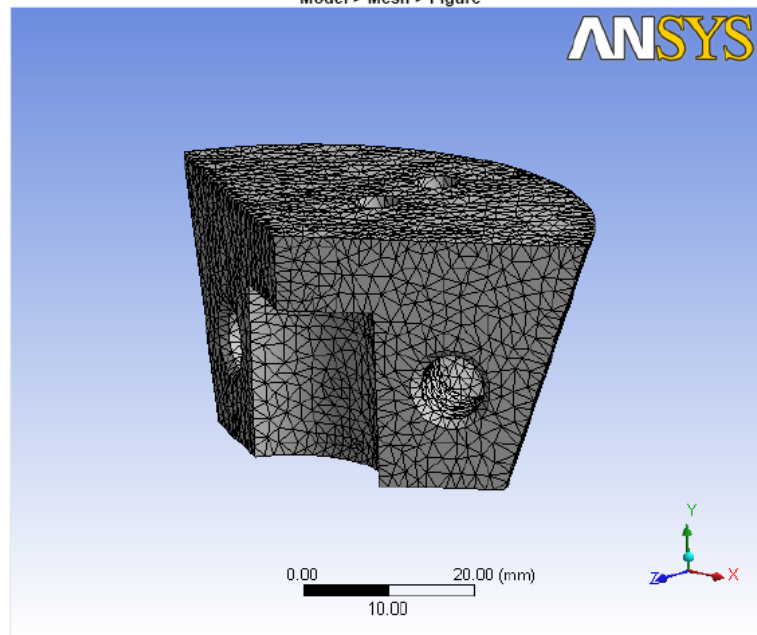
### Mesh

**TABLE 4**  
Model > Mesh

Object Name	<i>Mesh</i>
State	Solved
<b>Defaults</b>	

Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
<b>Advanced</b>	
Relevance Center	Fine
Element Size	Default
Shape Checking	Standard Mechanical
Solid Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Low
Transition	Fast
<b>Statistics</b>	
Nodes	39025
Elements	23658

FIGURE 1  
Model > Mesh > Figure



## Static Structural

TABLE 5  
Model > Analysis

Object Name	Static Structural
State	Fully Defined
<b>Definition</b>	
Physics Type	Structural

Analysis Type	Static Structural
<b>Options</b>	
Reference Temp	22, C

**TABLE 6**  
**Model > Static Structural > Analysis Settings**

Object Name	Analysis Settings		
State	Fully Defined		
<b>Step Controls</b>			
Number Of Steps	1,		
Current Step Number	1,		
Step End Time	1, s		
Auto Time Stepping	Program Controlled		
<b>Solver Controls</b>			
Solver Type	Program Controlled		
Weak Springs	Program Controlled		
Large Deflection	Off		
Inertia Relief	Off		
<b>Nonlinear Controls</b>			
Force Convergence	Program Controlled		
Moment Convergence	Program Controlled		
Displacement Convergence	Program Controlled		
Rotation Convergence	Program Controlled		
Line Search	Program Controlled		
<b>Output Controls</b>			
Calculate Stress	Yes		
Calculate Strain	Yes		
Calculate Results At	All Time Points		
<b>Analysis Data Management</b>			
Solver Files Directory	C:\Documents and Settings\Angelical\Escritorio\mordazas\mordaza Simulation Files\Static Structural (2)\		
Future Analysis	None		
Save ANSYS db	No		
Delete Unneeded Files	Yes		
Nonlinear Solution	No		

**TABLE 7**  
**Model > Static Structural > Loads**

Object Name	Pressure	Force	Fixed Support	Cylindrical Support
State	Fully Defined			
<b>Scope</b>				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	1 Face	2 Faces		
<b>Definition</b>				
Define By	Normal To	Components		
Type	Pressure	Force	Fixed Support	Cylindrical Support
Magnitude	127,9 MPa (ramped)			
Suppressed	No			
X Component	0, N (ramped)			
Y Component	-1,3934e+005 N (ramped)			
Z Component	0, N (ramped)			
Radial				Fixed
Axial				Free

Tangential Fixed

FIGURE 2  
Model > Static Structural > Pressure

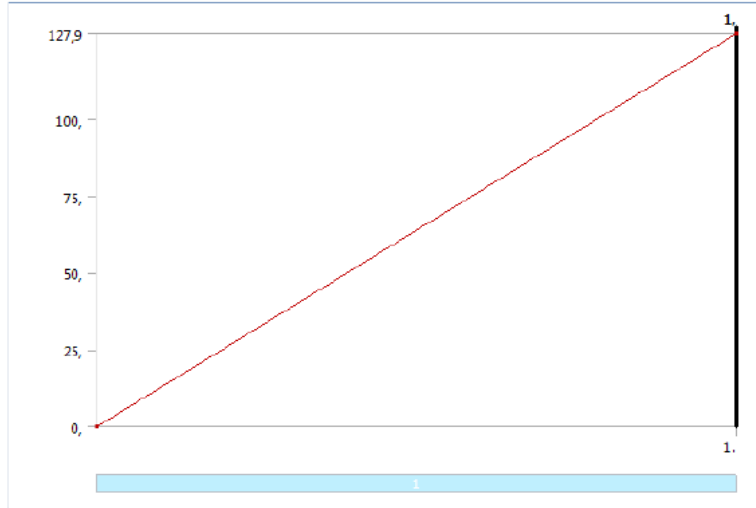
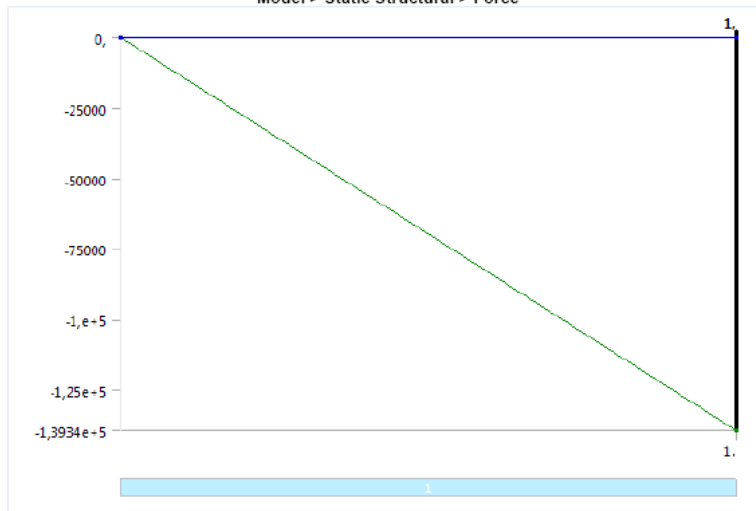


FIGURE 3  
Model > Static Structural > Force



**Solution**

**TABLE 8**  
**Model > Static Structural > Solution**

Object Name	<i>Solution</i>
State	Solved
<b>Adaptive Mesh Refinement</b>	
Max Refinement Loops	1,
Refinement Depth	2,

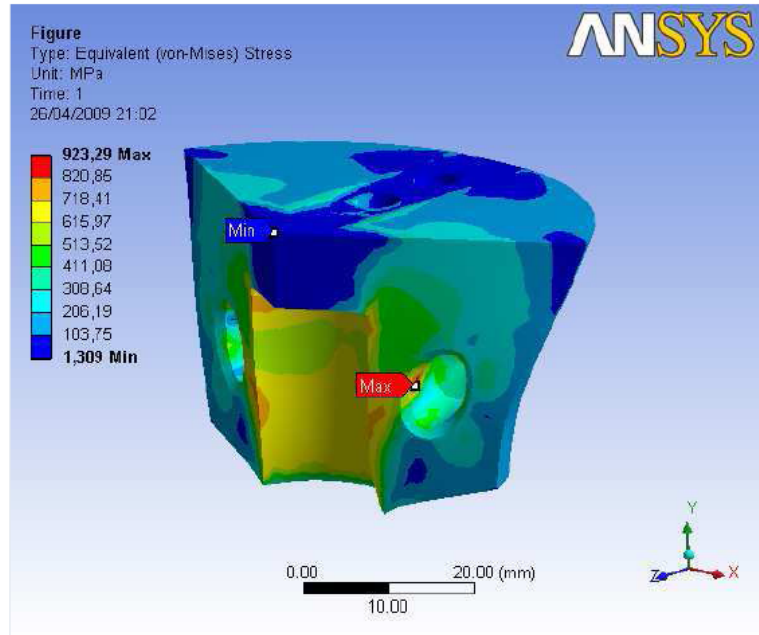
**TABLE 9**  
**Model > Static Structural > Solution > Solution Information**

Object Name	<i>Solution Information</i>
State	Solved
<b>Solution Information</b>	
Solution Output	Solver Output
Newton-Raphson Residuals	0
Update Interval	2,5 s
Display Points	All

**TABLE 10**  
**Model > Static Structural > Solution > Results**

Object Name	<i>Equivalent Stress</i>	<i>Maximum Shear Stress</i>	<i>Total Deformation</i>
State	Solved		
<b>Scope</b>			
Geometry	All Bodies		
<b>Definition</b>			
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Maximum Shear Stress	Total Deformation
Display Time	End Time		
<b>Results</b>			
Minimum	1,309 MPa	0,74791 MPa	0, mm
Maximum	923,29 MPa	500,61 MPa	6,3931e-002 mm
<b>Information</b>			
Time	1, s		
Load Step	1		
Substep	1		
Iteration Number	1		

**FIGURE 4**  
**Model > Static Structural > Solution > Equivalent Stress > Figure**



**FIGURE 5**  
Model > Static Structural > Solution > Total Deformation > Figure

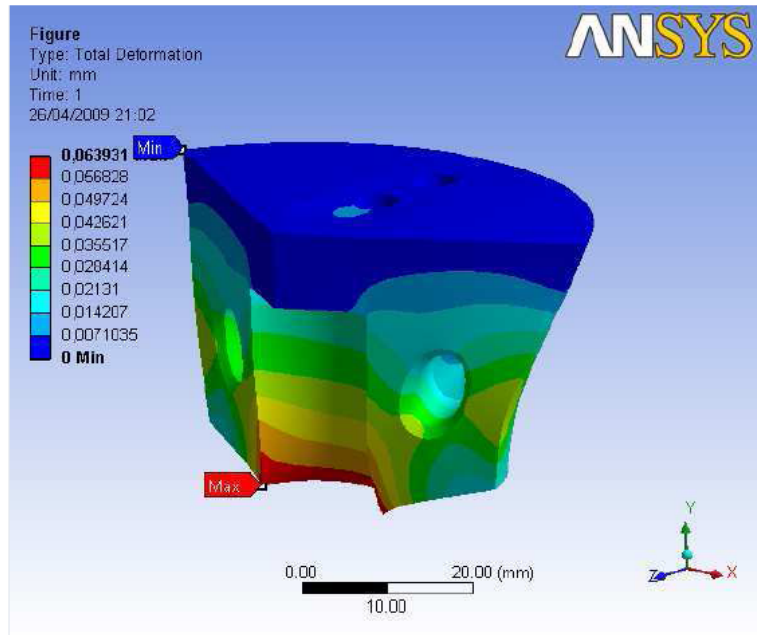


TABLE 11

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Stress Safety Tools

Object Name	Max Equivalent Stress
State	Solved
<b>Definition</b>	
Theory	Max Equivalent Stress
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 12

Model &gt; Static Structural &gt; Solution &gt; Max Equivalent Stress &gt; Results

Object Name	Safety Factor	Safety Margin
State	Solved	
<b>Scope</b>		
Geometry	All Bodies	
<b>Definition</b>		
Type	Safety Factor	Safety Margin
Display Time	End Time	
<b>Results</b>		
Minimum	2,0145	1,0145
<b>Information</b>		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

FIGURE 6

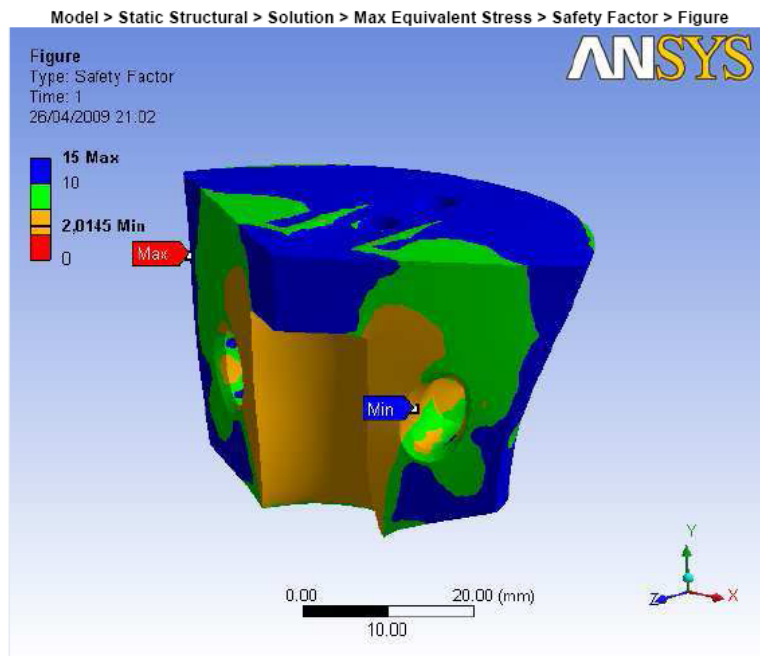


TABLE 13  
Model > Static Structural > Solution > Stress Safety Tools

Object Name	Max Shear Stress
State	Solved
Definition	
Theory	Max Shear Stress
Factor	0,5
Stress Limit Type	Tensile Yield Per Material

TABLE 14  
Model > Static Structural > Solution > Max Shear Stress > Results

Object Name	Safety Factor	Safety Margin
State	Solved	
Scope		
Geometry	All Bodies	
Definition		
Type	Safety Factor	Safety Margin
Display Time	End Time	
Results		
Minimum	1,8577	0,85773
Information		
Time	1, s	
Load Step	1	
Substep	1	
Iteration Number	1	

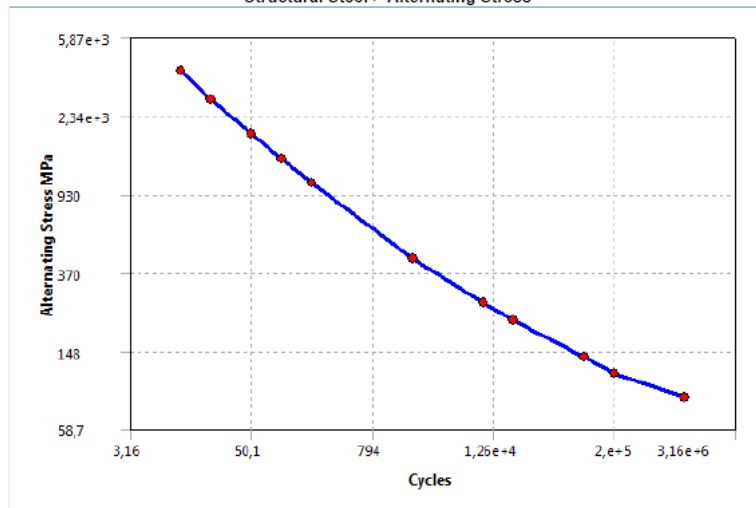
## Material Data

### Structural Steel

**TABLE 15**  
Structural Steel > Constants

Structural	
Young's Modulus	2,e+005 MPa
Poisson's Ratio	0,3
Density	7,85e-006 kg/mm³
Thermal Expansion	1,2e-005 1/°C
Tensile Yield Strength	1860, MPa
Compressive Yield Strength	1860, MPa
Tensile Ultimate Strength	1980, MPa
Compressive Ultimate Strength	0, MPa
Thermal	
Thermal Conductivity	6,05e-002 W/mm·C
Specific Heat	434, J/kg·C
Electromagnetics	
Relative Permeability	10000
Resistivity	1,7e-004 Ohm·mm

**FIGURE 7**  
Structural Steel > Alternating Stress



**TABLE 16**  
Structural Steel > Alternating Stress > Property Attributes

Interpolation	Log-Log
Mean Curve Type	Mean Stress

**TABLE 17**  
Structural Steel > Alternating Stress > Alternating Stress Curve Data

Mean Value MPa  
0,

TABLE 18  
Structural Steel > Alternating Stress > Alternating Stress vs. Cycles

Cycles	Alternating Stress MPa
10,	3999,
20,	2827,
50,	1896,
100,	1413,
200,	1069,
2000,	441,
10000	262,
20000	214,
1,e+005	138,
2,e+005	114,
1,e+006	86,2

FIGURE 8  
Structural Steel > Strain-Life Parameters

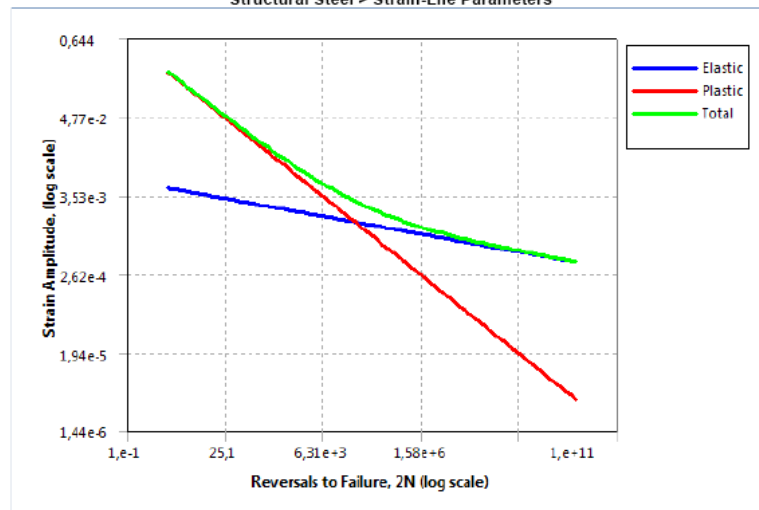


TABLE 19  
Structural Steel > Strain-Life Parameters > Property Attributes  
Display Curve Type Strain-Life

TABLE 20  
Structural Steel > Strain-Life Parameters > Strain-Life Parameters

Strength Coefficient MPa	920,
Strength Exponent	-0,106
Ductility Coefficient	0,213
Ductility Exponent	-0,47
Cyclic Strength Coefficient MPa	1000,
Cyclic Strain Hardening Exponent	0,2